

« le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation additionnelle mécanique dans la partie fonctionnelle f, en m³/h. La valeur par défaut est égale au débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique. D'autres valeurs peuvent être considérées sur base de rapports de mesures conformes aux spécifications définies par le Ministre ; »

est remplacée par :

« le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation additionnelle mécanique dans la partie fonctionnelle f, en m³/h, déterminé sur base de rapports de mesures conformes aux spécifications définies par le Ministre ; »

2° à la suite de l'alinéa commençant par « Il y a lieu de ne considérer » et se terminant par « ventilation mécanique double flux. », l'alinéa suivant est inséré :

« Si le paramètre $\dot{V}_{add, fct f}$ n'est pas déterminé, la valeur par défaut suivante, pour le coefficient de transfert thermique par ventilation additionnelle mécanique en journée, est d'application :

$$\text{Eq. 398} \quad H_{V, add m, day, cool, fct f, m} = 0 \quad (\text{W/K}) .$$

Art. 4. Dans l'annexe A3 du même arrêté, remplacée en dernier lieu par l'arrêté du Gouvernement wallon du 11 avril 2019, au 5.6.3.6.1, sous l'Eq. 389, la définition du paramètre $\lambda_{add w, cool, fct f, m}$, est complétée par les mots « , déterminé selon le § 5.6.3.5.1, (-) ».

Art. 5. Dans la même annexe A3, au 7.3.1., les modifications suivantes sont apportées :

1° sous l'Eq. 307, note 2, les mots « selon la NBN EN 14511 » sont remplacés par les mots « selon la norme NBN EN 14511 » ;

2° sous l'Eq. 309, note 2, les mots « selon NBN EN 14511 » sont remplacés par les mots « selon la norme NBN EN 14511 ».

Art. 6. Dans la même annexe A3, au 7.3.2., sous l'Eq. 84, les modifications suivantes sont apportées :

1° dans la ligne commençant par les mots « machines frigorifiques à compression », les mots « selon NBN EN 14511 » sont remplacés par les mots « selon la norme NBN EN 14511 » ;

2° dans la ligne commençant par les mots « machines frigorifiques à absorption », les mots « selon la NBN EN 12309-2 » sont remplacés par les mots « selon la norme NBN EN 12309-2 » et les mots « selon la "ARI Standard 560 : 2000" » sont remplacés par les mots « selon la norme "ARI Standard 560 : 2000" ».

Art. 7. Dans la même annexe A3, au 8.1.3, les modifications suivantes sont apportées :

1° le 1^{er} alinéa commençant par « S'il est fait usage de » et se terminant par « doit toujours être appliqué », est remplacé par :

« S'il est fait usage de ventilation additionnelle mécanique, la méthode utilisant les valeurs par défaut décrite ci-dessous ne peut être appliquée que si, dans la partie fonctionnelle considérée, $\dot{V}_{add, fct f}$ et $\dot{V}_{add m, fct f}$ ne sont pas déterminés sur base d'un rapport de mesure. Si $\dot{V}_{add, fct f}$ ou $\dot{V}_{add m, fct f}$ sont déterminés sur base d'un rapport de mesure, alors la méthode du § 8.1.4 doit toujours être appliquée. » ;

2° l'équation :

$$\ll \text{Eq. 94} \quad W_{\text{fans,fct f,m}} = P_{\text{def,fct f}} \cdot f_{\text{fans,hyg,fct f,m}} \cdot \frac{t_m}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$P_{\text{def,fct f}}$	la puissance effective forfaitaire des ventilateurs de pulsion et/ou d'extraction telle que déterminée ci-après, en W ;
$f_{\text{fans,hyg,fct f,m}}$	la fraction de temps pendant laquelle les ventilateurs sont en service pour la ventilation hygiénique au cours du mois considéré, déterminée selon le § Erreur ! Source du renvoi introuvable. , (-) ;
t_m	la durée du mois considéré, reprise au Erreur ! Source du renvoi introuvable. , en Ms. »

est remplacée par :

$$\ll \text{Eq. 399} \quad W_{\text{fans,fct f,m}} = P_{\text{def,fct f}} \cdot (f_{\text{fans,hyg,fct f,m}} + f_{\text{v,add m,nightcool,fct f,m}}) \cdot \frac{t_m}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$P_{\text{def,fct f}}$	la puissance effective forfaitaire des ventilateurs de pulsion et/ou d'extraction, de la partie fonctionnelle considérée, telle que déterminée ci-après, en W ;
$f_{\text{fans,hyg,fct f,m}}$	la fraction de temps pendant laquelle les ventilateurs sont en service pour la ventilation hygiénique, dans la partie fonctionnelle considérée et au cours du mois considéré, déterminée selon le § 8.1.5, (-) ;
$f_{\text{v,add m,night,cool,fct f,m}}$	la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation additionnelle mécanique pendant la nuit est en service dans la partie fonctionnelle f, pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.4.1, (-) ;
t_m	la durée du mois considéré, reprise au Tableau [1], en Ms. ».

3° l'alinéa situé au-dessus de l'Eq. 95, commençant par « La puissance effective » et se terminant par « est donnée par : », est supprimé et remplacé par :

« La valeur par défaut pour la puissance effective des ventilateurs, $P_{\text{def,fct f}}$, est donnée par : »

4° dans l'Eq. 95, les mots « (kWh) » sont remplacés par les mots « (W) » ;

Art. 8. Dans la même annexe A3, au 8.1.4, les modifications suivantes sont apportées :

1° sous l'Eq. 313, dans la définition du paramètre $f_{\text{ctH,j}}$, les mots « Tableau [27] » sont remplacés par les mots « Tableau [52] » ;

2° sous l'Eq. 314, le Tableau [27] et l'alinéa suivant ce tableau sont remplacés par ce qui suit :

« Tableau [52] : Facteur de réduction $f_{ctrl,j}$ pour la régulation des ventilateurs »

Type de système de chauffage dans partie fonctionnelle ¹	Sorte de régulation		
	Pas de régulation ou régulation par obturation	Régulation par aubage mobile ou régulation des pales	Régulation à vitesse de rotation variable
<ul style="list-style-type: none"> Systèmes avec numéro de système 1, 2, 4, 5, 6 ou 8 selon le Tableau [16] Systèmes avec chauffage local Systèmes où la température exigée pour l'insufflation d'air est obtenue en mélangeant un flux d'air chauffé et un flux d'air refroidi 	1,00	0,75	0,65
<ul style="list-style-type: none"> Systèmes avec numéro de système 3, 7 selon le Tableau [16] 	1,00	0,65	0,50

Remarque 1 : si l'application du Tableau [52] mène à deux valeurs différentes pour le facteur de réduction (dû au fait que les systèmes dans les parties fonctionnelles desservies tombent dans différentes lignes du tableau), alors il faut prendre la valeur la plus élevée des deux.

Remarque 2 : on ne peut considérer comme telle une régulation du débit d'air volumique que si, pendant que la régulation est en service, le débit d'air volumique minimal exigé par la réglementation pour le renouvellement de l'air est garanti durant la période normale de service. »

Art. 9. Dans la même annexe A3, au 8.5.2.4, à la suite de l'alinéa commençant par « Si un générateur » et se terminant par « pour l'eau chaude sanitaire. », les alinéas suivants sont insérés :

« Si, lors de l'application de la règle de répartition ci-dessus, le générateur de chaleur sert à l'humidification d'une ou plusieurs unités PEN, les besoins bruts pour l'humidification des unités PEN desservies doivent être ajoutés aux besoins bruts pour le chauffage et/ou d'eau chaude sanitaire.

Si, lors de l'application de la règle de répartition ci-dessus, le générateur de chaleur délivre de la chaleur à une machine de refroidissement par absorption qui dessert une ou plusieurs unités PEN, la chaleur livrée à la machine de refroidissement par absorption et qui est nécessaire pour couvrir la demande de refroidissement des unités PEN desservies doit être ajoutée aux besoins bruts pour le chauffage et/ou pour l'eau chaude sanitaire et/ou pour l'humidification. La chaleur délivrée à la machine de refroidissement par absorption est déterminée pour chaque unité PEN desservie comme la contribution de la machine de refroidissement à absorption aux besoins bruts pour le refroidissement des locaux, $Q_{cool,gross}$, divisé par le coefficient d'efficacité frigorifique, EER_{nom} . ».

Art. 10. Dans la même annexe A3, au 10.3, dans l'Eq. 395, les mots « (MJ) » sont remplacés par les mots « (-) ».

Art. 11. Dans la même annexe A3, annexe A, C.2.3, les modifications suivantes sont apportées :

1° sous l'Eq. 364, l'alinéa commençant par « On calcule la valeur de référence » et se terminant par « comme suit : » est remplacé par l'alinéa suivant : « La valeur de référence pour le coefficient mensuel de transfert thermique par ventilation hygiénique, in/exfiltration et par ventilation additionnelle mécanique ou par ouverture de fenêtre de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, $H_{v,cool,fct\ f,m,ref}$, est donnée par : » ;

2° dans l'Eq. 365, les mots « (MJ) » sont remplacés par les mots « (W/K) ».

Art. 12. Dans la même annexe A3, annexe A, C.2.4, sous l'Eq. 418, dans la définition du paramètre $f_{tr,fct\ f}$, le mot « opaques » est supprimé.

Art. 13. Dans la même annexe A3, annexe A, C.3.2, sous l'Eq. 369, dans la définition du paramètre $P_{pump,dis,instal,heat,j,ref}$, les mots « au § , en W » sont remplacés par les mots « au C.3.2.1, en W ».

Art. 14. Dans l'annexe B1 du même arrêté, remplacée en dernier lieu par l'arrêté du Gouvernement wallon du 11 avril 2019, au 3, les modifications suivantes sont apportées :

1° les mots « ISO 8301:1991 Thermal insulation -- Determination of steady-state thermal resistance and related properties -- Heat flow meter apparatus » sont supprimés ;

2° les mots « ISO 8302:1991 Thermal insulation -- Determination of steady-state thermal resistance and related properties -- Guarded hot plate apparatus » sont supprimés ;

3° les mots « NBN EN ISO 12631 2017 Thermal performance of curtain walling - Calculation of thermal transmittance (ISO 12631:2017) » sont insérés entre les mots « NBN EN 12428 Industrial, commercial and garage doors - Thermal transmittance - Requirements for the calculation » et les mots « NBN EN 12664 Thermal performance of building materials. Determination of thermal resistance by means of guarded hot plate and heat flow meter methods. Dry and moist products of medium and low thermal resistance. » ;

4° les mots « NBN EN 13947:2007 Thermal performance of curtain walling. Calculation of thermal transmittance. Simplified method » sont supprimés.

Art. 15. Dans la même annexe B1, 5.2, le premier alinéa est complété par les mots « de la présente annexe ».

Art. 16. Dans la même annexe B1, 8.3, les modifications suivantes sont apportées :

1° dans l'intitulé du 8.3, les mots « Cas de base : valeur U de fenêtres simples ou de portes », sont remplacés par les mots « Cas de base : Valeur U d'une fenêtre ou porte simple » ;

2° dans l'intitulé de la Figure [14], les mots « Illustration d'une fenêtre simple ou porte ordinaire » sont remplacés par les mots « Illustration d'une fenêtre ou porte simple ».

Art. 17. Dans la même annexe B1, 8.4.3, les mots « résistances thermique » sont remplacés par les mots « résistances thermiques ».

Art. 18. Dans la même annexe B1, 9.1, le premier alinéa est remplacé par l'alinéa suivant :

« Le coefficient de transmission thermique de la partie centrale d'un vitrage (valeur U_g) doit être déterminé par calcul conformément à la norme NBN EN 673 ; dans le cas où il ne peut être calculé, il doit être déterminé par essai conformément à la norme NBN EN 674 ou la norme NBN EN 675. ».

Art. 19. Dans la même annexe B1, 9.5., alinéa 1er, les mots « ou d'un essai selon la NBN EN 12412-2 » sont supprimés.

Art. 20. Dans la même annexe B1, 10.4.4, dans la Note, deuxième alinéa, les mots « Dans l'annexe C de la NBN EN 13947 » sont remplacés par les mots « Dans l'annexe D de la NBN EN ISO 12631 ».

Art. 21. Dans la même annexe B1, 11.1, l'alinéa 2 est remplacé par l'alinéa suivant :

« Le coefficient de transmission thermique de la brique de construction en verre en elle-même est déterminé conformément à la norme NBN EN 1051-2. ».

Art. 22. Dans la même annexe B1, 15.2.2, les modifications suivantes sont apportées :

1° L'intitulé du 15.2.2. est remplacé par les mots « Eléments de construction (planchers, murs, portes) en contact avec des caves non chauffées et des vides sanitaires » ;

2° dans le premier alinéa, les mots « via les caves non chauffées » sont remplacés par les mots « via des caves non chauffées ».

Art. 23. Dans la même annexe B1, 15.3, les modifications suivantes sont apportées :

1° les mots « Eq. 92 » sont remplacés par les mots « Eq. 99 » ;

2° les mots « Eq. 93 » sont remplacés par les mots « Eq. 100 ».

Art. 24. Dans la même annexe B1, annexe A, A.1, les modifications suivantes sont apportées :

1° à l'alinéa 3, la phrase commençant par « Ensuite, sur base » et se terminant par « est déterminée. » est remplacée par les termes suivants : « Dans une deuxième étape, la variabilité d'une formation in-situ du produit est prise en compte. Ensuite, sur base de cette valeur, la valeur de calcul λ_u est déterminée dans une troisième étape. » ;

2° le titre « 1^{ère} étape » est remplacé par « Première étape » ;

3° dans le titre visé au 2°, au premier tiret, les termes « (ISO 8301, ISO 8302) » sont supprimés ;

4° dans le même titre, la note est remplacée par les termes suivants :

« NOTE Pour les matériaux prenant leur forme finale in situ (c'est-à-dire des matériaux formés - quant à leur composition et/ou à leurs dimensions- sur le lieu d'application, par exemple sur chantier), la confiance mentionnée ci-dessus par rapport à la production concerne aussi la variabilité propre à une formation in-situ du matériau de construction. Le niveau de confiance inclut dès lors toutes les variations possibles qui sont propres à une formation in-situ dans le cas d'une mise en œuvre correcte selon les conditions d'application du produit ou matériau. (Si ce n'est pas le cas, un facteur de correction fin situ autre que 1 est appliqué dans la deuxième étape).

Les facteurs d'influence sont par exemple (suivant la nature du matériau) : variabilité des propriétés des matières premières du produit, influence des conditions climatiques, variabilité dans le dosage des matières premières, étalonnage et réglage de l'unité de production, longueur des tuyaux servant au soufflage, à l'injection ou à la projection du produit, impact de la dextérité/expérience de l'applicateur, etc. » ;

5° l'intitulé « 2e étape » est remplacé par l'intitulé « Deuxième étape » ;

6° sous l'intitulé visé au 5°, les alinéas suivants sont insérés :

« Pour les matériaux prenant leur forme finale in situ (voir la NOTE ci-dessus), λ_{STEP2} est calculée selon l'Eq. 116 sur la base de la valeur λ_{STEP1} déterminée conformément aux conditions mentionnées ci-dessus. Pour les matériaux fabriqués en usine, on a $\lambda_{STEP2} = \lambda_{STEP1}$.

Eq. 116 $\lambda_{STEP2} = f_{in\ situ} \cdot \lambda_{STEP1}$ W/(m.K)

où :

$f_{in\ situ}$ le facteur de correction par rapport à la variabilité propre à une mise en forme in situ, (-) ;

λ_{STEP1} la valeur de conductivité thermique à la première étape, en W/(m.K).

Pour $f_{in\ situ}$ les valeurs du Tableau [9] sont appliquées. Seulement dans le cas où la variabilité propre à une formation in-situ est prise en compte entièrement dans la première étape (voir la NOTE ci-dessus), $f_{in\ situ}$ est égal à 1.

NOTE Il n'est pas certain que la variabilité ait été prise en compte entièrement dans la valeur λ_D des matériaux prenant leur forme finale in situ, déclarée dans le cadre du marquage CE (pour autant que celui-ci existe).

Tableau [9] : Valeurs tabulées du facteur de correction pour les matériaux prenant leur forme finale in-situ

Type	Matériau	Facteur de correction $f_{in\ situ}$
A. Matériaux pour lesquels la formation in-situ concerne seulement les dimensions réalisées (1)	Flocons de laine minérale (MW) ou de cellulose	1,05
	Granulats de polystyrène expansé (EPS), de perlite expansée (EPB), de vermiculite exfoliée, d'argile expansée, de liège expansé ou de mousse de verre	
	Roseau, paille	
	Autres	
B. Matériaux pour lesquels la formation in-situ concerne également la composition (par	Granulats de polystyrène expansé (EPS) liés à la colle	1,05
	Mousse de polyuréthane (PUR-PIR)	
	Mousse phénolique (PF)	1,10

exemple le rapport des composants ou la formulation chimique)	Mousse d'urée-formaldéhyde (UF)	
	Béton léger et mortier avec granulats légers et isolants (2), avec $\rho < 1600 \text{ kg/m}^3$	
	Autres	

(1) Par exemple, un isolant en vrac, constitué d'un seul composant et mis en place par soufflage, par déversement ...

(2) Par exemple, béton-mousse ou béton cellulaire ; béton ou mortier d'argile expansé, de vermiculite, de perlite, de polystyrène ; de liège, de chanvre ou d'autres granulats à base de végétaux etc.

» ;

7° sous le titre modifié par les 5° et 6°, il est inséré, avant l'alinéa commençant par « La valeur de calcul » et contenant les termes « Eq. 53 », un nouveau titre intitulé « Troisième étape ».

Art. 25. Dans la même annexe B1, annexe A, A.1, l'équation :

$$\text{« Eq. 53 } \lambda_U = \lambda_{\text{STEP1}} * e^{f_U (U_2 - U_1)} \text{ OU } \lambda_U = \lambda_{\text{STEP1}} * e^{f_\Psi (\Psi_2 - \Psi_1)} \quad W/(m.K)$$

où :

f_U ou f_Ψ des coefficients de conversion pour l'humidité, en kg/kg (f_U) ou m^3/m^3 (f_Ψ) ;
 U_1 ou Ψ_1 la teneur en humidité du premier ensemble de conditions (1^{ère} étape), en kg/kg (U_1) ou m^3/m^3 (Ψ_1) ;
 U_2 ou Ψ_2 la teneur en humidité du second ensemble de conditions (2^{ème} étape). »

est remplacée par :

$$\text{« Eq. 117 } \lambda_U = \lambda_{\text{STEP2}} * e^{f_U (U_2 - U_1)} \text{ OU } \lambda_U = \lambda_{\text{STEP2}} * e^{f_\Psi (\Psi_2 - \Psi_1)} \quad W/(m.K)$$

où :

f_U ou f_Ψ des coefficients de conversion pour l'humidité, en kg/kg (f_U) ou m^3/m^3 (f_Ψ) ;
 U_1 ou Ψ_1 la teneur en humidité du premier ensemble de conditions (1^{ère} étape), en kg/kg (U_1) ou m^3/m^3 (Ψ_1) ;
 U_2 ou Ψ_2 la teneur en humidité du second ensemble de conditions (3^{ème} étape), en kg/kg (U_2) ou m^3/m^3 (Ψ_2) ;
 λ_{STEP2} la valeur de conductivité thermique à la deuxième étape, en $W/(m.K)$. ».

Art. 26. Dans la même annexe B1, annexe A, A.1, sous l'Eq. 117 insérée par l'article 25, les mots « Pour les conditions de la 2^{ème} étape, on distingue : » sont remplacés par les mots « Pour les conditions de la 3^{ème} étape, on distingue : ».

Art. 27. Dans la même annexe B1, annexe A, A.1, sous l'Eq. 117 insérée par l'article 25, à l'alinéa commençant par « Les valeurs des teneurs en humidité », deuxième tiret, les mots « provenant de l'annexe C » sont remplacés par les mots « provenant de l'annexe C de la présente annexe ».

Art. 28. Dans la même annexe B1, annexe A, A.1, à la NOTE 1, les mots « (matériaux fabriqués en usine) » sont insérés après les mots « Tableau A.14a ».

Art. 29. Dans la même annexe B1, annexe A, A.2, l'alinéa 1^{er} est complété par les mots suivants :

« Les tableaux mentionnent des valeurs λ_U . Par définition, les valeurs λ_U prennent déjà en compte le vieillissement, l'humidité, la variabilité in situ et similaires (voir § A.1). ».

Art. 30. Dans la même annexe B1, annexe A, A.2.7, les modifications suivantes sont apportées :

1° dans l'intitulé du tableau A.14b, le mot « et » est remplacé par les mots « c'est-à-dire » ;

2° dans le tableau A.14b, sixième ligne, les mots « Granulats de vermiculite expansée » sont remplacés par les mots « Granulats de vermiculite exfoliée » ;

3° dans le même tableau, huitième ligne, les mots (5) sont ajoutés après les mots (4) ;

4° dans le même tableau, les mots « (4) Par exemple : chanvre, lin, plume, paille, laine de mouton, ... » sont remplacés par les mots « (4) Par exemple : chanvre, lin, plume, paille, roseau, granulats de liège, laine de mouton, ... » ;

5° dans le même tableau, sous le (4) visé au 4°, les mots suivants sont insérés : « (5) Seule une épaisseur limitée de roseaux placés comme couverture de toit (toit de chaume) peut être considérée comme "sèche" à tout moment. Pour le roseau, la valeur λ_{U1} ne peut donc être appliquée que pour un maximum d'1/3 de l'épaisseur de la couche. ».

Art. 31. Dans la même annexe B1, annexe E, E.3, dans le Tableau E.3, dernière ligne, le mot « intérieur » est remplacé par le mot « intérieure ».

Art. 32. Dans la même annexe B1, annexe F, F.2.2., les mots :

$$\begin{aligned} \text{« Eq. 60 } \quad \text{si } dt < B' : U_0 &= \frac{2 \cdot \lambda}{\pi \cdot B' + d_t} \ln \left(\frac{\pi \cdot B'}{d_t} + 1 \right) \\ \text{si } dt \geq B' \text{ (plancher bien isolé) : } U_0 &= \frac{\lambda}{0,457 \cdot B' + d_t} \quad W/(m^2.K) \text{»} \end{aligned}$$

sont remplacés par les mots :

$$\begin{aligned} \text{« Eq. 60 } \quad \text{si } dt < B' : U_0 &= \frac{2 \cdot \lambda_g}{\pi \cdot B' + d_t} \cdot \ln \left(\frac{\pi \cdot B'}{d_t} + 1 \right) \\ \text{si } dt \geq B' \text{ (plancher bien isolé) : } U_0 &= \frac{\lambda_g}{0,457 \cdot B' + d_t} \quad W/(m^2.K) \text{»}. \end{aligned}$$

Art. 33. Dans la même annexe B1, annexe F, F.2.3, les mots :

$$\text{« Eq. 74 } \quad \frac{1}{U} = \frac{1}{U_f} + \frac{1}{U_g + U_x} \quad W/(m^2.K) \text{ »}$$

sont remplacés par les mots :

« **Eq. 74** $U = \left(\frac{1}{U_f} + \frac{1}{U_g + U_x} \right)^{-1} \text{ W/(m}^2\text{.K) } \gg$.

Art. 34. Dans la même annexe B1, annexe F, F.2.4, les mots :

« **Eq. 84** $\frac{1}{U} = \frac{1}{U_f} + \frac{A}{A \cdot U_{bf} + z \cdot P \cdot U_{bw} + h \cdot P \cdot U_w + 0,33 \cdot n \cdot V} \text{ W/(m}^2\text{.K) } \gg$

sont remplacés par les mots :

« **Eq. 84** $U = \left(\frac{1}{U_f} + \frac{A}{A \cdot U_{bf} + z \cdot P \cdot U_{bw} + h \cdot P \cdot U_w + 0,33 \cdot n \cdot V} \right)^{-1} \text{ W/(m}^2\text{.K) } \gg$.

Art. 35. Dans la même annexe B1, annexe G, G.5.1, les mots :

« **Eq. 91** $1/U = R_T = R_{si} + R_{tot} + R_{se} \text{ m}^2\text{.K/W } \gg$

sont remplacés par les mots :

« **Eq. 91** $U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{R_{si} + R_{tot} + R_{se}} \text{ W/(m}^2\text{.K) } \gg$.

Art. 36. Le présent arrêté entre en vigueur le 1^{er} janvier 2021.

Art. 37. Le Ministre de l'Energie est chargé de l'exécution du présent arrêté.

Namur, le

Le Ministre-Président,

Elio DI RUPO

Le Ministre de l'Energie,

Philippe HENRY

Annexe X à l'arrêté du Gouvernement wallon du XXXX modifiant l'arrêté du Gouvernement wallon du 15 mai 2014 portant exécution du décret du 28 novembre 2013 relatif à la performance énergétique des bâtiments.

Annexe B1 à l'arrêté du Gouvernement wallon du 15 mai 2014 portant exécution du décret du 28 novembre 2013 relatif à la performance énergétique des bâtiments.

DOCUMENT DE REFERENCE POUR LES PERTES PAR TRANSMISSION

Règles pour le calcul des pertes par transmission dans le cadre de la réglementation PEB

CALCUL DU COEFFICIENT DE TRANSMISSION THERMIQUE DES PAROIS DES BÂTIMENTS (VALEUR U),
DU COEFFICIENT DE TRANSFERT THERMIQUE PAR TRANSMISSION DANS LES BÂTIMENTS (VALEUR H)
ET DU NIVEAU D'ISOLATION THERMIQUE GLOBALE (NIVEAU K)

Table des matières

TABLE DES MATIÈRES	1
1 INTRODUCTION.....	7
2 DOMAINE D'APPLICATION.....	8
3 RÉFÉRENCES NORMATIVES.....	9
4 DÉFINITIONS, UNITÉS ET SYMBOLES.....	11
4.1 Définitions	11
4.2 Symboles et unités	13
5 DÉTERMINATION DE LA RÉSISTANCE THERMIQUE (R) DES COUCHES DE CONSTRUCTION.	14
5.1 Principes généraux	14
5.2 Résistance thermique des couches homogènes de construction	14
5.3 Résistances thermiques d'échange aux surfaces en contact avec de l'air	15
5.4 Résistance thermique des couches d'air	15
5.4.1 Introduction.....	15
5.4.2 Couches d'air ordinaires dans les murs, toits et sols.....	16
5.4.3 Autres couches d'air.....	19
5.5 Résistance thermique des couches d'air (espaces d'air) avec une épaisseur supérieure à 300 mm	19
6 DÉTERMINATION DE LA RÉSISTANCE THERMIQUE TOTALE (R_T) DES ÉLÉMENTS DE CONSTRUCTION	20
6.1 Éléments de construction constitués de couches homogènes	20
6.2 Éléments de construction constitués de couches homogènes et non homogènes	20
6.2.1 Applicabilité.....	20

6.2.2	Résistance thermique totale d'un élément de construction (méthode par combinaison)	21
6.2.3	Valeurs limites.....	22
7	COEFFICIENT DE TRANSMISSION THERMIQUE (U) D'ÉLÉMENTS DE CONSTRUCTION OPAQUES	23
7.1	Expression générale	23
7.2	Corrections sur la valeur U	23
7.2.1	Généralités.....	23
7.2.2	Correction de la valeur U pour les fentes d'air et les cavités dans ou entre les couches d'isolations	23
7.2.3	Correction pour les fixations mécaniques perforant la couche d'isolation	24
7.2.4	Procédure de correction pour les toitures inversées.....	25
7.3	Correction de la valeur R pour une isolation en PUR projetée in situ ..	26
7.4	Valeur U d'un élément de construction d'épaisseur variable	27
7.4.1	Méthode générale.....	27
7.4.2	Décomposition en formes de base.....	28
7.4.3	Détermination de la valeur U pour chaque forme de base.....	29
7.4.4	Détermination simplifiée.....	30
8	DÉTERMINATION DU COEFFICIENT DE TRANSMISSION THERMIQUE DES FENÊTRES, PORTES ET PORTES DE GARAGE	31
8.1	Caractéristiques géométriques des fenêtres et des portes	31
8.1.1	Surface des composants des fenêtres et des portes.....	31
8.1.2	Périmètre visible du vitrage.....	32
8.1.3	Surfaces des encadrements.....	32
8.1.4	Surface de la fenêtre ou de la porte.....	34
8.2	Procédure générale pour la détermination de la valeur U des fenêtres, portes et portes de garage	34
8.3	Cas de base : Valeur U de fenêtres simples ou de portes ordinaires	34
8.4	Cas spécifiques	36
8.4.1	Doubles fenêtres.....	36
8.4.2	Vantaux dédoublés.....	37
8.4.3	Résistances thermiques d'échange.....	37
8.4.4	Résistance thermique des couches d'air non ventilées dans les fenêtres doubles et dans les fenêtres à vantaux dédoublés	38
8.4.5	Valeur U des fenêtres avec des volets fermés.....	38
8.5	Détermination simplifiée de la valeur U et de la surface de vitrage des fenêtres	40
8.6	Spécifications complémentaires et valeurs par défaut pour les portes opaques et les portes de garage opaques	42
9	COEFFICIENT DE TRANSMISSION THERMIQUE DES COMPOSANTS DES FENÊTRES ET DES PORTES	43
9.1	Coefficient de transmission thermique des vitrages	43
9.2	Coefficient de transmission thermique des encadrements	43
9.2.1	Détermination générale.....	43
9.2.2	Détermination de la valeur U_f des encadrements des fenêtres de toiture	

9.3	Coefficient de transmission thermique de panneaux opaques (U_p)	44
9.4	Coefficient de transmission thermique des grilles de ventilation (U_r) .	44
9.5	Coefficient de transmission thermique linéique (valeur Ψ)	44
10	COEFFICIENT DE TRANSMISSION THERMIQUE DES FAÇADES LÉGÈRES.....	46
10.1	Généralités	46
10.2	Caractéristiques constructives des façades légères	47
10.2.1	<i>Eléments constitutifs et conditions de bord</i>	47
10.2.2	<i>Définition des surfaces et du périmètre</i>	48
10.2.3	<i>Règles pour la modélisation</i>	49
10.3	Détermination de la valeur U_{cw} d'un module d'une façade légère : calculs numériques précis	51
10.3.1	<i>Principe de la méthode précise de calcul numérique</i>	51
10.3.2	<i>Détermination du flux de déperdition calorifique au travers des éléments de liaison</i>	51
10.3.3	<i>Détermination de U_{cw} d'un module</i>	54
10.4	Détermination de la valeur U_{cw} d'un module : méthode des composants	54
10.4.1	<i>Principe de la méthode de détermination</i>	54
10.4.2	<i>Détermination générale de U_{cw}</i>	54
10.4.3	<i>Valeur U du vitrage et du panneau de remplissage</i>	55
10.4.4	<i>Valeur U des encadrements, meneaux et traverses</i>	56
10.4.5	<i>Coefficients de transmission thermique linéique (vitrages, encadrements, meneaux et traverses)</i>	56
10.5	Détermination de la valeur U_{cw} pour une façade légère composée de différents modules	57
11	COEFFICIENT DE TRANSMISSION THERMIQUE D'AUTRES PAROIS TRANSLUCIDES.....	58
11.1	Briques de construction en verre	58
11.2	Lanterneaux en matière plastique	58
12	COEFFICIENT DE TRANSFERT THERMIQUE PAR TRANSMISSION DANS LES BÂTIMENTS...	60
12.1	Coefficient de transfert thermique total par transmission	60
12.2	Conventions générales	60
12.2.1	<i>Délimitation des parties de la construction</i>	60
12.2.2	<i>Détermination des surfaces</i>	60
12.2.3	<i>Détermination des volumes</i>	61
13	COEFFICIENT DE TRANSFERT THERMIQUE PAR TRANSMISSION DIRECTE VERS L'ENVIRONNEMENT EXTÉRIEUR (H_D)	62
14	COEFFICIENT DE TRANSFERT THERMIQUE PAR TRANSMISSION VIA DES ESPACES ADJACENTS NON CHAUFFÉS (H_U)	63
15	COEFFICIENT DE TRANSFERT THERMIQUE PAR TRANSMISSION VIA LE SOL ET VIA LES CAVES NON CHAUFFÉES ET VIDES SANITAIRES (H_G)	66
15.1	Généralités	66
15.2	Méthode de calcul simplifiée	66
15.2.1	<i>Planchers en contact direct avec le sol</i>	66
15.2.2	<i>Eléments de construction (planchers, murs, portes) en contact avec des caves non chauffés et des vides sanitaires</i>	67
15.2.3	<i>Murs enterrés</i>	68

15.3 Isolation périphérique des planchers sur terre-plein	68
16 COEFFICIENT DE TRANSFERT THERMIQUE PAR TRANSMISSION À TRAVERS LES NŒUDS CONSTRUCTIFS ($H_{TJUNCTIONS}$)	70
16.1 Facteur de réduction de température pour les EANC, vides sanitaires et caves non chauffées	70
17 NIVEAU D'ISOLATION THERMIQUE GLOBALE (NIVEAU K)	72
17.1 Compacité d'un bâtiment	72
17.2 Coefficient de transfert de chaleur moyen d'un bâtiment	72
17.3 Niveau de l'isolation thermique globale (niveau K)	72
ANNEXE A DÉTERMINATION DE LA CONDUCTIVITÉ THERMIQUE (VALEUR λ) ET DE LA RÉSISTANCE THERMIQUE (VALEUR R) DES MATÉRIAUX DE CONSTRUCTION	74
A.1 Généralités	74
A.2 Tableaux de valeurs par défaut des conductivités thermiques de matériaux de construction homogènes ou assimilés	78
A.2.1 Métaux	78
A.2.2 Pierres naturelles	79
A.2.3 Éléments de maçonnerie	79
A.2.4 Éléments de construction pierreux sans joints (parois pleines, planchers,...)	82
A.2.5 Plâtre, mortiers et enduits	84
A.2.6 Bois et dérivés de bois	85
A.2.7 Matériaux d'isolation thermique	86
A.2.8 Matériaux divers	88
ANNEXE B RÉSISTANCE THERMIQUE (VALEUR R) DES MATÉRIAUX DE CONSTRUCTION NON HOMOGÈNES	89
ANNEXE C VALEURS PAR DÉFAUT DES TENEURS EN HUMIDITÉ ET COEFFICIENTS DE CONVERSION POUR LES MATÉRIAUX PIERREUX	90
ANNEXE D COEFFICIENTS DE TRANSMISSION THERMIQUE DES PROFILÉS D'ENCADREMENTS (VALEURS U_F) : VALEURS PAR DÉFAUT	91
D.1 Profilés d'encadrements en bois	91
D.2 Profilés d'encadrement métalliques	93
D.2.1 Définitions	93
D.2.2 Profilés d'encadrement métalliques à coupure thermique	93
D.2.3 Profilés d'encadrement métalliques sans coupure thermique	95
D.3 Profilés d'encadrement en plastique	96
ANNEXE E COEFFICIENT DE TRANSMISSION THERMIQUE LINÉIQUE (VALEURS Ψ) DES JONCTIONS ENTRE PROFILÉS D'ENCADREMENT, VITRAGES, PANNEAUX DE REMPLISSAGE ET TRAVERSES.	98
E.1 Généralités	98
E.2 Jonction entre profilé d'encadrement et vitrage	98
E.3 Jonction entre traverse et vitrage	100
E.4 Jonction entre profilé et panneau de remplissage	101
E.5 Jonction entre profilé et traverse	102
E.5.1 Profilés en aluminium et en acier	102
E.5.2 Profilés en bois et profilés bois/aluminium	103

E.6	Calcul de U_f pour des profilés intégrés dans une façade légère	104
ANNEXE F TRANSMISSIONS THERMIQUES VIA LE SOL.....		105
F.1	Données spécifiques nécessaires	105
F.1.1	<i>Caractéristiques thermiques du sol</i>	105
F.1.2	<i>Dimension caractéristique du plancher et épaisseur équivalente</i>	105
F.2	Calcul de la valeur U et du transfert de chaleur stationnaire H_g	106
F.2.1	<i>Généralités</i>	106
F.2.2	<i>Planchers directement en contact avec le sol</i>	106
F.2.3	<i>Planchers au-dessus d'un vide sanitaire</i>	109
F.2.4	<i>Parois d'une cave</i>	113
ANNEXE G CONVENTIONS POUR LE CALCUL DES VALEURS U.....		116
G.1	Introduction	116
G.2	Méthodes de calcul numériques et simplifiées	116
G.3	Conventions relatives aux maçonneries et aux briques creuses	117
G.3.1	<i>Valeur λ_v de la maçonnerie</i>	117
G.3.2	<i>Valeur λ_v des briques ou blocs de construction perforés</i>	118
G.4	Conventions relatives aux couches non homogènes d'un élément de construction avec structure en bois	119
G.5	Conventions complémentaires relatives à la détermination de la valeur U	120
G.5.1	<i>Toitures couvertes de tuiles ou d'ardoises</i>	120
G.5.2	<i>Faux Plafonds</i>	121
G.5.3	<i>Planchers</i>	121
ANNEXE H LISTE DES ÉQUATIONS.....		ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
ANNEXE I LISTE DES TABLEAUX ET FIGURES.....		ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
ANNEXE J LISTE DES VARIABLES.....		ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

1 Introduction

Ce document décrit explicitement les règles ayant trait au calcul de transmission telles qu'elles s'appliquent pour la réglementation PEB. L'autorité pourra par après déterminer des spécifications complémentaires si nécessaire.

Le texte traite principalement des méthodes de calcul qui doivent être appliquées directement par les rapporteurs (et les concepteurs). Beaucoup d'entre elles sont implémentées dans le logiciel PEB. La détermination des données produits doit être effectuée en premier lieu par les fabricants / les fournisseurs.

Les déperditions de chaleur à travers l'enveloppe du bâtiment étant tridimensionnelles, la seule évaluation précise du coefficient de transfert thermique par transmission H_T ne peut être obtenue que par un calcul numérique détaillé. Dans la pratique, seuls les coefficients de transmission thermique des éléments de construction constitués de couches homogènes, planes et parallèles peuvent être évalués facilement. Pour toute autre situation, un calcul numérique détaillé est en principe nécessaire. Le présent texte comprend toutefois des méthodes simplifiées qui permettent un calcul plus facile pour ces cas spécifiques. Il s'agit par exemple des éléments de construction constitués de couches non homogènes (voir le § 6.2), de la prise en compte des fixations mécaniques (voir le § 7.2.3), des éléments de construction d'épaisseur variable (voir le § 7.4), des fenêtres et des portes (voir le § 9) ou encore des façades légères (voir le § 10). Ces méthodes peuvent toujours être appliquées, pour autant que l'on respecte les conditions d'application en vigueur pour chaque cas particulier.

La prise en compte des nœuds constructifs est déterminée dans l'annexe B2 de l'Arrêté du 15 mai 2014. Ceux-ci doivent être traités selon la méthodologie décrite dans cette annexe B2.

Toute interruption linéaire ou ponctuelle propre à une paroi de la surface de déperditions doit être prise en compte pour la détermination du coefficient de transmission thermique des éléments de construction de cette paroi. Cela peut se faire d'une des deux manières suivantes :

- soit, si celle-ci est disponible, suivant l'application d'une méthode de calcul simplifiée décrite dans le présent document ;
- soit suivant un calcul numérique détaillé. Cette approche est aussi admise en remplacement d'une méthode simplifiée disponible.

2 Domaine d'application

Les procédures de calcul mentionnées dans ce texte peuvent être appliquées au calcul du coefficient de transmission thermique des parois des bâtiments (valeur U) et du coefficient de transfert de chaleur par transmission dans les bâtiments (valeur H), qui sont eux-mêmes utilisés pour la détermination du niveau K et du niveau E_w .

Les procédures de calcul ont trait à la détermination de :

- la valeur U des éléments de construction opaques, construits à partir de couches de construction homogènes et non homogènes et de couches d'air ;
- la valeur U des éléments de construction transparents (vitrages, fenêtres, portes et leurs éléments constitutifs) ;
- le coefficient de transfert thermique par transmission vers l'environnement extérieur (de manière directe, via des espaces adjacents non chauffés et via le sol).

3 Références normatives

Pour les normes pourvues d'une date, c'est uniquement la version citée qui est d'application, à moins que l'Etat désigne explicitement une autre version en remplacement. Pour les normes non datées, la version la plus récente est de vigueur, en tenant compte des règles qui sont d'application pour la détermination des caractéristiques de produit.

NBN EN 673	Glass in buildings. Determination of thermal transmittance. Calculation method.
NBN EN 674	Glass in buildings. Determination of thermal transmittance. Guarded hot plate method.
NBN EN 675	Glass in buildings. Determination of thermal transmittance. Heat flow meter method.
NBN EN 1051-2	Glass in buildings. Glass blocks and glass paver units. Part 2 : evaluation of conformity.
NBN EN 1745	Masonry and masonry products. Methods for determining design thermal values.
NBN EN 1873:2016	Prefabricated accessories for roofing - Individual rooflights of plastics - Product specification and test methods
NBN EN 1934	Thermal performance of buildings. Determination of thermal resistance by hot box method using heat flow meter. Masonry.
NBN EN ISO 6946:2008	Building components and building elements - Thermal resistance and thermal transmittance - Calculation method.
NBN EN ISO 8990	Thermal insulation. Determination of steady-state thermal transmission properties. Calibrated and guarded hot box method.
NBN EN ISO 10077-1:2006	Thermal performance of windows, doors and shutters. Calculation of thermal transmittance. Part 1 : General.
NBN EN ISO 10077-2	Thermal performance of windows, doors and shutters. Calculation of thermal transmittance. Part 2 : numerical method for frames.
NBN EN ISO 10211:2008	Thermal bridges in building constructions. Heat flows and surface temperatures. Detailed calculations.
NBN EN ISO 10456	Thermal insulation - Building materials and products - Determination of declared and design values.
NBN EN 12412-2	Thermal performance of windows, doors and shutters. Determination of thermal transmittance by hot box method. Part 2 : frames.
NBN EN ISO 12567-1	Thermal performance of windows and doors. Determination of thermal transmittance by hot box method.
NBN EN ISO 12567-2	Thermal performance of windows and doors. Determination of thermal transmittance by hot box method. Part 2 : roof windows and other projecting windows.
NBN EN 12428	Industrial, commercial and garage doors - Thermal transmittance - Requirements for the calculation
NBN EN ISO 12631:2017	Thermal performance of curtain walling - Calculation of thermal transmittance (ISO 12631:2017)
NBN EN 12664	Thermal performance of building materials. Determination of thermal resistance by means of guarded hot plate and heat flow meter methods. Dry and moist products of medium and low thermal resistance.

NBN EN 12667	Thermal performance of building materials. Determination of thermal resistance by means of guarded hot plate and heat flow meter methods. Products of high and medium thermal resistance.
NBN EN 12939	Thermal performance of building materials and products. Determination of thermal resistance by means of guarded hot plate and heat flow meter methods. Thick products of high and medium thermal resistance.
NBN EN 12835	Shutters and blinds. Determination of air permeability.
NBN EN ISO 13370:2008	Thermal performance of buildings. Heat transfer via the ground. Calculation methods.
NBN EN 13125	Shutters and blinds. Additional thermal resistance. Allocation of a class of air permeability to a product.

4 Définitions, unités et symboles

4.1 Définitions

- **Arrêté du 15 mai 2014** : arrêté du Gouvernement wallon du 15 mai 2014 portant exécution du décret du 28 novembre 2013 relatif à la performance énergétique des bâtiments.
- **Cave** : partie utilisable d'une construction dont au moins 70% des parois extérieures sont en contact avec le sol.
NOTE Cet espace peut être chauffé ou non.
- **Coefficient de couplage thermique** : flux thermique qui, en régime stationnaire, passe au travers d'une partie de l'enveloppe du bâtiment, divisé par la différence de température entre les deux environnements qui sont thermiquement couplés ou rattachés par la partie du bâtiment considérée.
- **Coefficient de transfert thermique par transmission (H_T), en W/K** : flux thermique total par transmission qui se produit en régime stationnaire entre un espace intérieur (chauffé) et l'environnement extérieur, divisé par la différence de température entre l'environnement intérieur et extérieur (les deux températures étant considérées comme uniformes).
- **Coefficient de transfert thermique par ventilation (H_V), en W/K** : Le flux thermique par ventilation entre l'espace intérieur et l'environnement extérieur, divisé par la différence de température entre l'environnement intérieur et extérieur.
- **Coefficient de transmission thermique (U), en W/(m².K)** : quantité de chaleur, en régime stationnaire, qui traverse un élément de construction par unité de surface, divisée par la différence de température entre l'environnement intérieur et extérieur des deux côtés de l'élément de construction concerné.
- **Conductivité thermique (λ_v), en W/(m.K)** : valeur de calcul de la densité du flux thermique qui, en régime stationnaire, passe dans un matériau ou un produit de construction sous certaines conditions intérieures et extérieures spécifiques, qui peuvent être considérées comme typiques pour les prestations du produit ou du matériel considéré s'il est intégré dans un élément de construction.
- **Couche thermiquement homogène** : couche de construction avec une épaisseur constante qui a des propriétés thermiques uniformes ou qui peuvent être considérées comme telles.
- **Densité du flux thermique (q), en W/m²** : flux thermique par unité de surface
- **Dimension caractéristique du sol (B'), en m** : surface du sol divisée par le demi-périmètre du sol.
- **Dimension extérieure** : dimension mesurée à l'extérieur du bâtiment.
- **Dimension intérieure** : dimension mesurée d'une paroi à l'autre ou du sol au plafond à l'intérieur d'une pièce d'un bâtiment.
- **Espace chauffé (refroidi)** : locaux ou espaces qui sont chauffés (refroidis) à une température déterminée.
- **Facteur d'émission (ϵ)** : relation entre la quantité d'énergie émise par rayonnement infrarouge par la surface à une certaine température et la quantité d'énergie émise par rayonnement infrarouge par un corps noir à la même température.
- **Flux thermique (Φ), en W** : quantité de chaleur apportée ou évacuée d'un système par unité de temps.
- **Partie de construction, élément de construction** : partie d'un bâtiment tel que mur, sol, toit.
- **Plancher sur terre-plein** : construction de plancher qui est en contact direct avec la terre sur toute sa surface.

- **Plancher sur vide sanitaire** : construction de plancher pour laquelle l'entièreté du plancher se situe au-dessus du niveau du sol, grâce à laquelle une couche d'air est créée entre le plancher et la terre
NOTE Cette couche d'air, aussi appelée vide sanitaire, peut être ou non ventilée et ne fait généralement pas partie du volume protégé d'un bâtiment.
- **Produit** : forme finale d'un matériau, prêt à l'emploi, ayant certaines formes et dimensions et pourvue d'un revêtement ou d'un coating.
- **Matériau** : partie d'un produit, peu importe la forme et les dimensions et sans revêtement ou coating
- **Résistance thermique (R), en $\text{m}^2.\text{K}/\text{W}$** : valeur inverse du coefficient de transmission thermique d'un élément de construction sous certaines conditions intérieures et extérieures spécifiques qui peuvent être considérées comme typiques pour les prestations de l'élément de construction considéré.
- **Température extérieure de référence** : température de l'air de l'environnement extérieur lors d'un ciel complètement couvert.
- **Température intérieure de référence** : température sèche résultante dans un local.
- **Température sèche résultante** : valeur moyenne calculée de la température intérieure de l'air mesurée à sec et de la température moyenne de rayonnement de toutes les parois qui entourent l'environnement intérieur.
- **Valeur (thermique) de calcul** : valeur d'une propriété thermique d'un matériau ou d'un produit de construction sous certaines conditions intérieures et extérieures spécifiques de température et d'humidité, qui peuvent être considérées comme typiques pour ce matériau ou produit quand il est placé dans une partie de la construction.
NOTE Un produit ou un matériau peut avoir différentes valeurs de calcul selon les applications.
- **Valeur (thermique) déclarée** : valeur attendue d'une propriété thermique d'un matériau ou d'un produit de construction, obtenue sur base de valeurs mesurées aux conditions de référence de température et d'humidité, pour une fraction et un degré de fiabilité déterminés et conformément à une durée de vie raisonnable dans des conditions normales.

4.2 Symboles et unités

Symbole	Signification	Unités
A	surface (synonymes : aire, superficie)	m ²
B'	Dimension caractéristique du sol	m
G _w	Facteur de correction (flux de la nappe phréatique)	–
H	Coefficient de transfert thermique	W/K
P	Périmètre (parois en contact avec le sol)	m
R	Résistance thermique d'une couche de construction	m ² .K/W
R _g	Résistance thermique d'une lame d'air dans une paroi	m ² .K/W
R _s	Résistance thermique d'une lame d'air entre des fenêtres	m ² .K/W
R _{si}	Résistance thermique d'échange à la surface intérieure	m ² .K/W
R _{se}	Résistance thermique d'échange à la surface extérieure	m ² .K/W
R _T	Résistance thermique totale d'une paroi	m ² .K/W
U	Coefficient de transmission thermique	W/(m ² .K)
V	Volume	m ³
a	Terme correctif, facteur de réduction	–
b	Largeur	m
c	Chaleur spécifique	J/kgK
d	Épaisseur (d'une couche d'un élément de construction), longueur (d'une fixation mécanique)	m
f	Fraction, facteur	–
h	Hauteur	–
l	Périmètre, longueur	m
m	Masse	kg
n	Taux de renouvellement d'air	h ⁻¹
w	Épaisseur de paroi	m
z	Profondeur	m
ε _n	Émissivité normale d'un vitrage	–
λ	Conductivité thermique d'un matériau de construction	W/(m.K)
ΔR	Résistance thermique complémentaire d'un volet	m ² .K/W
ΔU	Terme correctif de la valeur U	W/(m ² .K)
χ	Coefficient de transmission thermique ponctuel	W/K
Ψ	Coefficient de transmission thermique linéaire	W/(m.K)
ρ	Densité, masse volumique	kg/m ³

5 Détermination de la résistance thermique (R) des couches de construction

5.1 Principes généraux

Le principe général de la détermination de la résistance thermique (valeur R) des éléments de construction est le suivant :

- premièrement déterminer la résistance thermique de chaque couche homogène de construction de l'élément de construction ;
- ensuite, faire la somme des résistances thermiques individuelles des éléments de construction pour obtenir la résistance thermique totale, y compris les éventuelles résistances thermiques d'échange aux surfaces intérieures et extérieures de l'élément de bâtiment.

Les résistances thermiques des couches de construction homogènes sont données au § 5.2 et les valeurs des résistances thermiques d'échange (R_{si} et R_{se}) au § 5.3.

Les couches d'air présentes dans les éléments de construction (par exemple une coulisserie) sont, dans le cadre de ce texte, considérées comme des couches homogènes. Les valeurs de la résistance thermique des couches d'air sont données au § 5.4.

La résistance thermique totale d'un élément de construction (R_T) est déterminée selon le § 6.1 (paroi composée seulement de couches homogènes) ou le § 6.2 (paroi comprenant une ou plusieurs couches de construction non homogènes) et finalement, le coefficient de transmission thermique (valeur U) est déterminé selon le § 7.1.

Finalement, d'éventuelles corrections sont prévues pour les valeurs U calculées des éléments de construction isolés afin de tenir compte de la mise en place spécifique des matériaux d'isolation, tels que les perforations par les fixations mécaniques (voir le § 7.2.3) ou les précipitations sur les toitures inversées (voir le § 7.2.4).

NOTE Lors du calcul des déperditions par transmission, la température résultante sèche est prise comme la température de l'environnement intérieur et la température de l'air est supposée égale à la température de l'environnement extérieur.

5.2 Résistance thermique des couches homogènes de construction

La détermination de la valeur de calcul de la conductivité thermique (valeur λ_U) ou de la résistance thermique des matériaux de construction (valeur R) est réalisée selon les annexes A ou B de la présente annexe.

Lorsque la conductivité thermique d'un matériau de construction est connue, la résistance thermique peut être déterminée selon :

$$\text{Eq. 1} \quad R = \frac{d}{\lambda_U} \quad \text{m}^2 \cdot \text{K/W}$$

où :

d l'épaisseur du matériau, en m ;

λ_U la conductivité thermique du matériau, en W/(m.K).

5.3 Résistances thermiques d'échange aux surfaces en contact avec de l'air

Pour les surfaces planes et en l'absence de toute information spécifique concernant les conditions de bord, les valeurs de conception des résistances thermiques d'échange R_{si} (conditions intérieures) et R_{se} (conditions extérieures) du Tableau [1] peuvent être utilisées. Ces valeurs sont valables pour des surfaces en contact avec de l'air.

Tableau [1] : Résistances thermiques d'échange R_{si} et R_{se} aux surfaces en contact avec de l'air (en $m^2.K/W$)

	Direction du flux de chaleur		
	ascendant	horizontal ⁽¹⁾	descendant
$R_{si} \text{ m}^2.K/W$	0,10	0,13	0,17
$R_{se} \text{ m}^2.K/W$	0,04	0,04	0,04
(1) Valable pour une direction du flux de chaleur qui ne dévie pas de plus de $\pm 30^\circ$ du plan horizontal			

NOTE L'annexe A de la NBN EN ISO 6946 contient les procédures détaillées pour les cas spéciaux (valeurs R_{si} et R_{se} pour des surfaces à basse émissivité, pour des vitesses du vent spécifiques et pour des surfaces non planes). Dans le cadre de la réglementation PEB il faut toujours, par convention, compter une vitesse de vent de 4 m/s et considérer h_{r0} (comme défini dans cette norme) à une température de 10°C.

5.4 Résistance thermique des couches d'air

5.4.1 Introduction

La résistance thermique d'une couche d'air est dépendante du type de couche d'air, de la direction du flux thermique à travers la couche d'air, de son épaisseur, de la géométrie et de la pente de la couche d'air, de l'émissivité des surfaces délimitantes et des possibilités de ventilation de la couche d'air. Suivant les cas, la résistance thermique de la couche d'air peut être déterminée soit avec précision par des essais ou des calculs, soit à l'aide de valeurs par défaut qui peuvent être sélectionnées dans des tableaux.

Dans certains cas, la résistance thermique de la couche d'air ou du creux n'est pas calculée séparément mais est déjà comprise dans la valeur U de l'élément de construction dans lequel cette lame d'air ou ce creux sont présents (c'est le cas par exemple des briques perforées, des blocs creux, des vitrages, des encadrements,...).

NOTE Les couches d'air ayant une épaisseur supérieure à 300 mm sont traitées comme des espaces adjacents non chauffés.

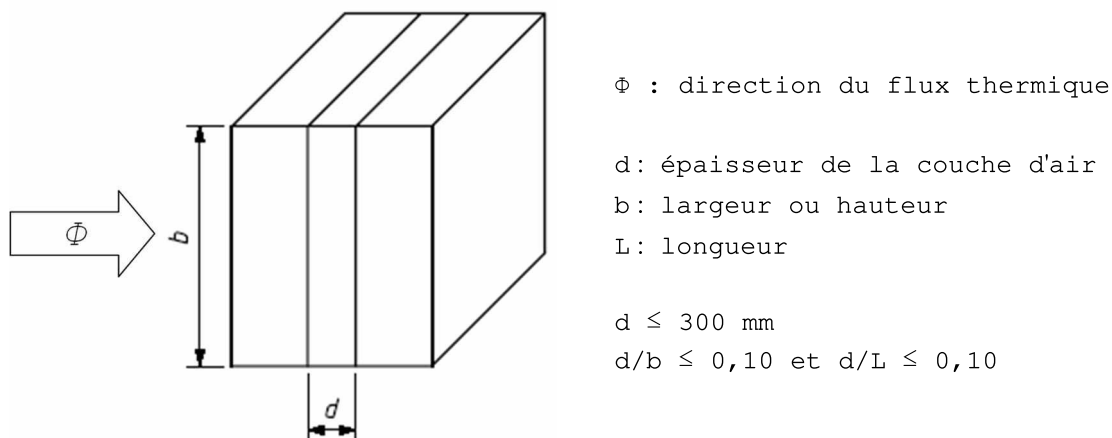
5.4.2 Couches d'air ordinaires dans les murs, toits et sols

5.4.2.1 Conditions

Les valeurs de la résistance thermique des couches d'air traitées dans ce paragraphe (§ 5.4.2) sont applicables aux couches d'air répondant à chacune des conditions suivantes (voir Figure [1]) :

- la couche d'air doit être délimitée par deux plans parallèles qui sont perpendiculaires à la direction du flux thermique et dont les surfaces ont une émissivité élevée (non réfléchissant, la plupart des matériaux de construction répondent à cette dernière exigence) ;
- la couche d'air doit avoir une épaisseur (mesurée dans la direction du flux thermique) qui ne dépasse pas 300 mm ;
- le rapport entre l'épaisseur et la longueur (d/L) et le rapport entre l'épaisseur à la largeur (d/b) de la couche d'air ne doivent pas être plus grands que 0,10 ;
- il ne doit y avoir aucune possibilité d'échange d'air entre la couche d'air et l'environnement intérieur.

Figure [1] : Couche d'air ordinaire



Pour les couches d'air entre une ou plusieurs surfaces à basse émissivité (réfléchissantes) il faut se référer aux annexes B.2 et B.3 de la NBN EN ISO 6946. La valeur de h_{r0} correspondant à une température de 10°C est considérée et la valeur de h_a est prise dans le Tableau B.1 de cette norme. Les définitions de h_{r0} et h_a sont données dans cette même norme.

Les valeurs de calcul de la résistance thermique des couches d'air sont données au § 5.4.2.2 (couches d'air non ventilées, cas ordinaires avec des surfaces à haute émissivité) et au § 5.4.2.3 (idem, mais avec des couches d'air moyennement ventilées). La procédure de calcul pour les couches d'air fortement ventilées est donnée au § 5.4.2.4.

NOTE Les couches d'air qui ne sont pas hermétiquement isolées de l'environnement intérieur sont considérées comme faisant partie de l'environnement intérieur chauffé avec lequel elles sont en liaison au travers des ouvertures, des fentes ou des joints. La résistance thermique des éléments de construction compris entre ces couches d'air et l'environnement intérieur n'est donc pas prise en considération.

5.4.2.2 Couches d'air non ventilées

Une couche d'air non ventilée est une couche d'air dans laquelle aucun flux d'air extérieur n'est possible. Dans le cas de parois dans lesquelles la couche d'air est en contact avec l'environnement extérieur par le biais de petites ouvertures, cette couche d'air peut être considérée comme non ventilée si les trois conditions suivantes sont simultanément satisfaites :

- il ne doit pas y avoir de couche d'isolation entre la couche d'air et l'environnement extérieur ;
- les ouvertures via lesquelles la couche d'air est en contact avec l'environnement extérieur doivent être placées de telle manière qu'il n'y ait aucun flux d'air possible à travers la couche d'air ;
- la surface totale des ouvertures ne doit pas être supérieure à 500 mm² par mètre de longueur dans le cas de couches d'air verticales ou 500 mm² par m² de couche d'air dans le cas de couches d'air horizontales.

Les résistances thermiques des couches d'air non ventilées ordinaires, délimitées par des surfaces à émissivité élevée, sont données au Tableau [2] en fonction de l'épaisseur de la couche d'air et de la direction du flux thermique.

Tableau [2] : Résistance thermique (en m²K/W) de couches d'air non ventilées délimitées par des surfaces à émissivité élevée (cas ordinaires)

Épaisseur d de la couche d'air [mm]	Direction du flux de chaleur		
	ascendant	horizontal ⁽¹⁾	descendant
0 < d < 5	0,00	0,00	0,00
5 ≤ d < 7	0,11	0,11	0,11
7 ≤ d < 10	0,13	0,13	0,13
10 ≤ d < 15	0,15	0,15	0,15
15 ≤ d < 25	0,16	0,17	0,17
25 ≤ d < 50	0,16	0,18	0,19
50 ≤ d < 100	0,16	0,18	0,21
100 ≤ d < 300	0,16	0,18	0,22
d = 300	0,16	0,18	0,23
(1) Valable pour une direction du flux thermique qui ne dévie pas de plus de ± 30° du plan horizontal			

5.4.2.3 Couches d'air peu ventilées

Une couche d'air peu ventilée correspond à une couche d'air dans laquelle un flux d'air limité venant de l'environnement extérieur est possible. C'est le cas si la surface totale des ouvertures de ventilation satisfait aux conditions suivantes :

- > 500 mm² mais ≤ 1500 mm² par m de longueur (couches d'air verticales) ;
- > 500 mm² mais ≤ 1500 mm² par m² de couche d'air (couches d'air horizontales).

L'effet de la ventilation dépend de la taille et de la répartition des ouvertures de ventilation. Par convention, on peut calculer la résistance thermique d'un élément de construction ayant une couche d'air moyennement ventilée selon :

$$\text{Eq. 2} \quad R_T = \frac{1500 - A_v}{1000} \cdot R_{T,u} + \frac{A_v - 500}{1000} \cdot R_{T,v} \quad \text{m}^2 \cdot \text{K/W}$$

avec :

- A_v la surface totale des ouvertures de ventilation, par unité de longueur en mm^2/m (couches d'air verticales) ou par unité de surface en mm^2/m^2 (couches d'air horizontales) ;
- $R_{T,u}$ la résistance totale de ce même élément de construction mais avec une couche d'air non ventilée, calculée selon le § 5.4.2.2, en $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$;
- $R_{T,v}$ la résistance totale de ce même élément de construction mais avec une couche d'air fortement ventilée, calculée selon le § 5.4.2.4, en $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$.

De manière alternative, on peut aussi utiliser l'ancienne méthode. Dans ce cas, les valeurs de conception de la résistance thermique des couches d'air peu ventilées sont égales à la moitié des valeurs correspondantes au Tableau [2] (seulement valable pour des surfaces à émissivité élevée). Si en plus la résistance thermique globale des couches de construction (de surface à surface) entre la couche d'air et l'environnement extérieur est supérieure à $0,15 \text{ m}^2 \text{K}/\text{W}$, cette résistance thermique restera alors limitée à cette valeur ($0,15 \text{ m}^2 \text{K}/\text{W}$).

5.4.2.4 Couches d'air fortement ventilées

Une couche d'air fortement ventilée est une couche d'air pour laquelle la surface totale des ouvertures de ventilation entre la couche d'air et l'environnement extérieur satisfont aux conditions suivantes :

- $> 1500 \text{ mm}^2$ par m de longueur (couches d'air verticales) ;
- $> 1500 \text{ mm}^2$ par m^2 de couche d'air (couches d'air horizontales).

La résistance thermique totale d'un élément de construction pourvu d'une couche d'air fortement ventilée est calculée en négligeant la résistance thermique de la couche d'air et de toutes les couches de construction se trouvant entre cette couche d'air et l'environnement extérieur. De plus, la valeur R_{se} est remplacée par la valeur R_{si} .

5.4.3 Autres couches d'air

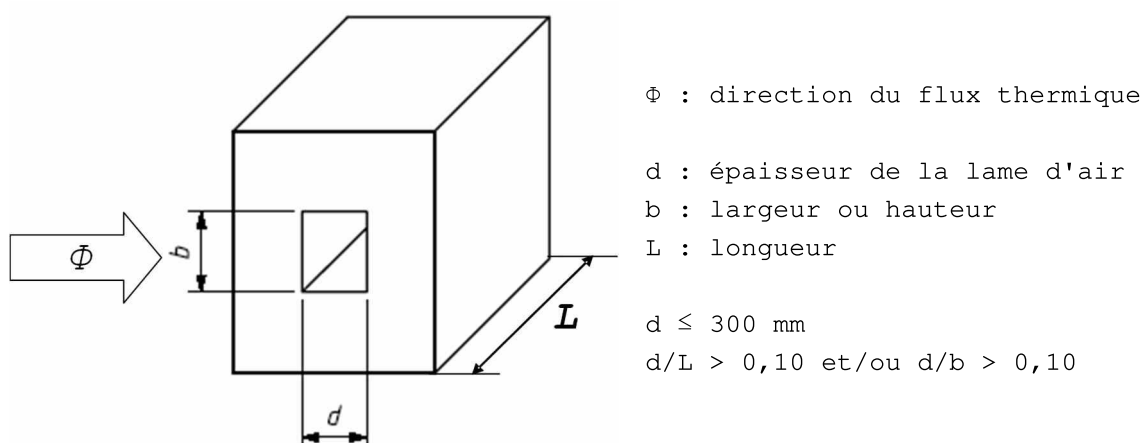
Les couches d'air ou creux peuvent faire partie intégrante d'un produit, par exemple dans les doubles vitrages ou les briques perforées. L'influence de la couche d'air ou du creux est comprise dans la caractéristique du produit (valeur U ou valeur λ équivalente). C'est pourquoi elles ne sont pas considérées ici.

Les couches d'air présentes dans le cas des fenêtres à vantaux dédoublés ou des doubles fenêtres sont traitées au § 8.4.4. Celles comprises entre les fenêtres et les volets le sont au § 8.4.5.2.

5.4.3.1 Creux ou vides

Ce genre de creux peut par exemple survenir entre les chevrons du toit.

Figure [2] : Creux tubulaires



Dans l'annexe B.4 de la NBN EN ISO 6946, on trouve le calcul de la résistance thermique de petites lames d'air tubulaires non ventilées (creux, vides). Dans le cas de ces lames d'air, le rapport entre l'épaisseur et la longueur (ou largeur) est supérieur à 0,1. La Figure [2] illustre une telle lame d'air.

5.5 Résistance thermique des couches d'air (espaces d'air) avec une épaisseur supérieure à 300 mm

Les couches d'air d'une épaisseur de plus de 300 mm sont considérées comme des espaces adjacents non chauffés. Dans le cadre de la réglementation PEB, ils sont traités comme décrit dans la sous-annexe A de l'annexe A1 de l'Arrêté du 15 mai 2014.

6 Détermination de la résistance thermique totale (R_T) des éléments de construction

6.1 Éléments de construction constitués de couches homogènes

La résistance thermique totale R_T (d'environnement à environnement) d'un élément de construction plan, constitué de couches de construction thermiquement homogènes qui sont perpendiculaires au flux thermique, est calculée comme suit :

$$\text{Eq. 3} \quad R_T = R_{si} + R_1 + R_2 + \dots + R_n + R_{se} \quad \text{m}^2 \cdot \text{K/W}$$

avec :

R_{si}	la résistance thermique d'échange à la surface intérieure, déterminée selon le § 5.3, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$;
$R_1, R_2, \dots, R_n$	les résistances thermiques de chaque couche de construction, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$;
R_{se}	la résistance thermique d'échange à la surface extérieure, déterminée selon le § 5.3, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$.

NOTE 1 Si R_T est présenté comme résultat final, il doit être arrondi à 2 décimales.

NOTE 2 L'Eq. 3 s'applique aux parois extérieures. Dans le cas de parois intérieures, R_{se} est remplacée dans l'Eq. 3 par R_{si} . Si la résistance thermique totale (de surface à surface) doit être calculée, les deux valeurs de R_s disparaissent dans l'Eq. 3.

NOTE 3 La surface d'un élément de construction non plan correspond à la surface transformée en éléments de construction plans ayant la même surface projetée. Il est tenu compte des dimensions extérieures de l'élément de construction non plan.

6.2 Éléments de construction constitués de couches homogènes et non homogènes

6.2.1 Applicabilité

Une méthode de calcul simplifiée pour calculer la résistance thermique des éléments de construction, constitués de couches de construction thermiquement homogènes et non homogènes est expliquée dans les paragraphes suivants.

Un résultat précis peut être obtenu en ayant recourt à une méthode numérique conformément à la norme NBN EN ISO 10211 (voir explication supplémentaire à l'annexe G.2).

Les interruptions linéaires et ponctuelles qui sont propres à une paroi de la surface de déperdition et qui sont réparties sur sa surface, doivent obligatoirement être prises en compte dans la résistance thermique totale R_T de la paroi de la surface de déperdition, soit via la méthode de calcul simplifiée, soit via la méthode numérique conformément à la NBN EN ISO 10211.

La méthode simplifiée ne peut pas être appliquée dans les cas suivants :

- lorsque le rapport entre la valeur supérieure et la valeur inférieure de la résistance (voir ci-dessous) est plus grand que 1.5 ;
- lorsque la couche d'isolation est traversée par du métal.

Lorsque des fixations métalliques sont présentes, la méthode peut en premier lieu être appliquée comme s'il n'y avait pas de fixations métalliques, et le résultat obtenu doit ensuite être corrigé suivant le § 7.2.

6.2.2 Résistance thermique totale d'un élément de construction (méthode par combinaison)

La résistance thermique totale R_T d'un élément de construction, constitué de couches thermiquement homogènes et non homogènes qui sont perpendiculaires au flux thermique, est déterminée par la moyenne arithmétique des limites supérieures et inférieures de la résistance thermique :

$$\text{Eq. 4} \quad R_T = \frac{R'_T + R''_T}{2} \quad \text{m}^2 \cdot \text{K/W}$$

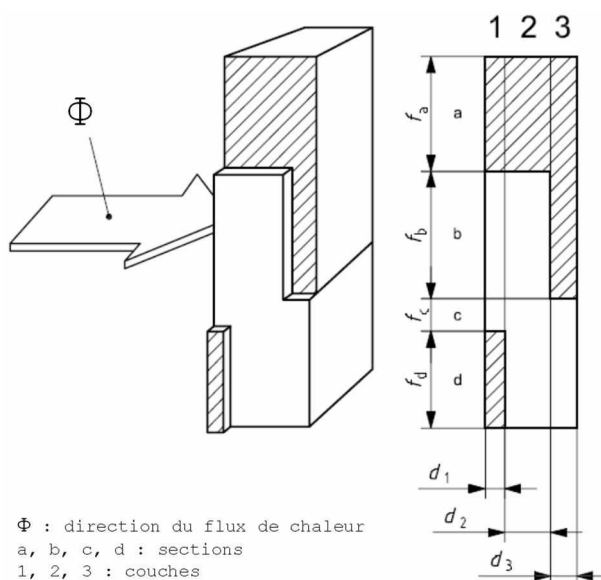
avec :

- R'_T la limite supérieure de la résistance thermique, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, calculée selon l'Eq. 5 ;
- R''_T la limite inférieure de la résistance thermique, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, calculée selon l'Eq. 7.

Le calcul des limites supérieures et inférieures est réalisé en découpant l'élément de construction en sections et en couches de telle sorte que les parties obtenues soient thermiquement homogènes (voir Figure [3]) :

- l'élément de construction est découpé en sections (a, b, c, et d) avec des surfaces respectives (A_a , A_b , A_c et A_d) et en couches (1, 2 et 3), ayant des épaisseurs respectives (d_1 , d_2 et d_3) ;
- les sections (a, b, c, d), perpendiculaires aux faces de l'élément de construction, représentent chacune séparément une surface partielle (f_a , f_b , f_c , f_d) par rapport à la surface totale ;
- les couches (1, 2, 3), parallèles aux surfaces de l'élément de construction, ont une épaisseur d_1 , d_2 et d_3 ;
- toutes les parties thermiquement homogènes ($a_1, \dots, d_3$) ont une conductivité thermique bien définie ($\lambda_{a1}, \dots, \lambda_{d3}$), une épaisseur déterminée ($d_1, \dots, d_3$), une surface partielle ($f_a, \dots, f_d$) et une résistance thermique ($R_{a1}, \dots, R_{d3}$) ;
- la surface partielle d'une section est une fraction proportionnelle de la surface totale, si bien que $f_a + f_b + \dots + f_d = 1$.

Figure [3] : Sections et couches d'un élément de construction thermiquement non homogène



6.2.3 Valeurs limites

La **limite supérieure** de la résistance thermique est déterminée en supposant que le flux thermique unidimensionnel est perpendiculaire aux surfaces de l'élément de construction. La limite supérieure est obtenue par :

$$\text{Eq. 5} \quad \frac{1}{R'_T} = \frac{f_a}{R_{Ta}} + \frac{f_b}{R_{Tb}} + \frac{f_c}{R_{Tc}} + \frac{f_d}{R_{Td}} \quad \text{W/ (m}^2 \cdot \text{K)}$$

avec :

$R_{Ta}, R_{Tb}, \dots$ les résistances thermiques totales (d'environnement à environnement) de chaque section, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, calculées selon l'Eq. 3 ;

$f_a, f_b, \dots$ les surfaces partielles (fractions) de chaque section, (-).

La **limite inférieure** de la résistance thermique est déterminée en supposant que tous les plans parallèles aux surfaces de l'élément de construction, sont des plans isothermes.

Pour chaque couche de construction thermiquement non homogène (1, 2, 3,...), une résistance thermique équivalente R_j est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 6} \quad \frac{1}{R_j} = \frac{f_a}{R_{aj}} + \frac{f_b}{R_{bj}} + \frac{f_c}{R_{cj}} + \frac{f_d}{R_{dj}} \quad \text{W/ (m}^2 \cdot \text{K)}$$

La limite inférieure de la résistance thermique est alors déterminée selon :

$$\text{Eq. 7} \quad R''_T = R_{si} + R_1 + R_2 + \dots + R_n + R_{se} \quad \text{m}^2 \cdot \text{K/W}$$

NOTE Dans le cadre de la réglementation PEB, il est aussi permis de ne tenir compte que de la limite inférieure de la résistance thermique.

7 Coefficient de transmission thermique (U) d'éléments de construction opaques

7.1 Expression générale

Le coefficient de transmission thermique (valeur U) d'un élément opaque est donné par :

$$\text{Eq. 8} \quad U = \frac{1}{R_T} \quad \text{W/(m}^2\text{.K)}$$

avec :

R_T la résistance thermique totale d'un élément de construction, calculée selon l'Eq. 3 ou Eq. 4, en m².K/W.

Lors du calcul de la valeur U, les données introduites adoptées doivent être communiquées pour information ou être disponibles.

NOTE Si la valeur U est présentée comme résultat final, elle doit être arrondie à 2 décimales.

7.2 Corrections sur la valeur U

7.2.1 Généralités

Des corrections doivent en principe être apportées à la valeur U calculée selon l'Eq. 8 afin de tenir compte de l'influence des éléments ou des situations suivantes :

- les fentes d'air ou les cavités dans les couches d'isolation ;
- les fixations mécaniques qui perforent les couches d'isolation ;
- les précipitations sur les toitures inversées.

La valeur corrigée U_c est définie comme suit :

$$\text{Eq. 9} \quad U_c = U + \Delta U \quad \text{W/(m}^2\text{.K)}$$

où le terme correcteur ΔU est défini comme suit :

$$\text{Eq. 10} \quad \Delta U = \Delta U_g + \Delta U_f + \Delta U_r \quad \text{W/(m}^2\text{.K)}$$

avec :

ΔU_g un terme correctif pour les fentes d'air et les cavités, en W/(m².K) ;
 ΔU_f un terme correctif pour les fixations mécaniques, en W/(m².K) ;
 ΔU_r un terme correctif pour toiture inversée, en W/(m².K).

7.2.2 Correction de la valeur U pour les fentes d'air et les cavités dans ou entre les couches d'isolations

La présence de couches, fentes ou cavités d'air en direction de ou perpendiculairement au flux de chaleur peut, dans certains cas, exercer une influence fortement négative sur la résistance thermique réelle de la couche d'isolation. Dans la NBN EN ISO 6946 (annexe D.2), un certain nombre de catégories d'imperfections sont distinguées, et des suppléments conventionnels sont définis.

Comme il est difficile de juger univoquement quelle catégorie est précisément d'application pour un bâtiment, pour une partie de construction,... il a été décidé de ne pas prendre en considération cet effet dans le cadre de la réglementation PEB. On peut donc affirmer par convention que :

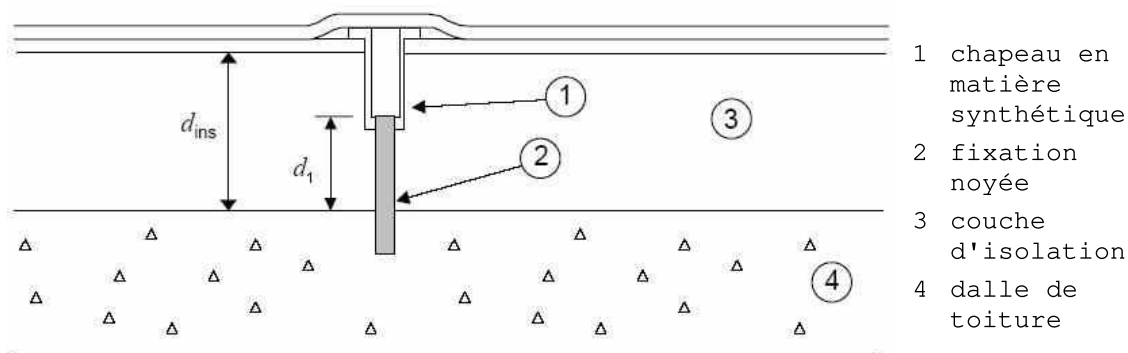
Eq. 11 $\Delta U_g = 0$

W/ (m².K)

7.2.3 Correction pour les fixations mécaniques perforant la couche d'isolation

Lorsqu'une couche d'isolation est traversée par des fixations mécaniques (ex : crochets de mur, fixations de toiture,...), l'impact de ces fixations peut toujours être calculé avec précision par des calculs numériques selon la NBN EN ISO 10211. Cette méthode de calcul précise doit toujours être appliquée si les deux extrémités de la fixation mécanique sont en contact thermique avec des plaques en métal.

Figure [4] : Fixation mécanique noyée



Pour les autres cas, la méthode de calcul approchée suivante peut être appliquée. L'impact de la fixation mécanique y est déterminé par le terme correctif ΔU_f calculé comme suit :

Eq. 12
$$\Delta U_f = \alpha \cdot \frac{\lambda_f \cdot A_f \cdot n_f}{d_1} \cdot \left[\frac{R_1}{R_{T,h}} \right]^2$$
 W/ (m².K)

avec :

- d_1 la longueur de la fixation, en m, déterminée comme suit :
- dans le cas de fixations traversant complètement la couche d'isolation (sous un angle droit ou oblique), la longueur est égale à l'épaisseur de la couche d'isolation (d_{ins}) : $d_1 = d_{ins}$,
 - dans le cas de fixations noyées, la longueur est égale à la partie de la fixation qui traverse la couche d'isolation (voir Figure [4]) ;
- λ_f la conductivité thermique de la fixation mécanique, en W/(m.K), (voir NOTE) ;
- n_f le nombre de fixations mécaniques par m², en m⁻² ;
- A_f la section d'une fixation mécanique, en m² ;
- λ_{ins} la conductivité thermique de la couche d'isolation, en W/(m.K) ;
- α le coefficient correctif, (-), déterminé comme suit :
- $\alpha = 0,8$ si la fixation mécanique traverse complètement la couche d'isolation ;
 - $\alpha = 0,8 \cdot d_1/d_{ins}$ si la fixation est noyée dans la couche d'isolation (voir Figure [4]) ;

R_1	la résistance thermique (de la partie) de la couche d'isolation qui est traversée par la fixation mécanique ($R_1 = d_1/\lambda_{ins}$), en $m^2.K/W$;
$R_{T,h}$	la résistance thermique totale de l'élément de construction, sans tenir compte d'un pont thermique quelconque, en $m^2.K/W$, calculée selon le § 6.1.

NOTE Dans le cas de crochets de mur, le terme correctif ΔU_f ne doit pas être appliqué dans les cas suivants :

- crochets de mur dans des vides non isolés ;
- crochets de mur dont la conductivité thermique (λ_f) est inférieure à $1 W/(m.K)$ (ex. matière synthétique).

Valeurs par défaut pour les crochets de mur (en cas de murs creux maçonnés) :

Pour les crochets de mur il est toujours permis d'utiliser les valeurs par défaut suivantes :

- le nombre de crochets de mur par m^2 : $n_f = 5 m^{-2}$;
- la section d'un crochet de mur : $A_f = 1,3.10^{-5} m^2$ ($\varnothing 4 mm$) ;
- la conductivité thermique du matériau du crochet de mur : $\lambda_f = 50 W/(m.K)$ (acier) ;
- la longueur du crochet de mur est égale à l'épaisseur de la couche d'isolation : $d_1 = d_{ins}$.

7.2.4 Procédure de correction pour les toitures inversées

7.2.4.1 Généralités

Dans le cas de toitures inversées, où la membrane d'étanchéité est située sous la couche d'isolation, un terme correctif ΔU_r doit être calculé afin de tenir compte de l'impact de l'eau de pluie qui s'écoule entre la couche d'isolation et la membrane. Cette procédure corrective doit en principe être seulement appliquée pour le calcul du transfert thermique et non pour le calcul des besoins pour le refroidissement. Dans le cadre de la réglementation PEB on peut toujours (même pour les surchauffes et les calculs des besoins pour le refroidissement) faire les calculs avec la valeur corrigée. La procédure suivante est d'application uniquement pour les couches d'isolation composées de polystyrène extrudé (XPS).

7.2.4.2 Correction par suite de l'écoulement d'eau entre l'isolation et la membrane d'étanchéité

Le terme correctif ΔU_r à utiliser, qui tient compte du transfert thermique supplémentaire résultant de l'écoulement d'eau de pluie sous la couche d'isolation dans des toitures inversées, est calculé selon la formule :

$$\text{Eq. 13} \quad \Delta U_r = p.f.x \cdot \left[\frac{R_1}{R_T} \right]^2 \quad W/(m^2.K)$$

avec :

- p la quantité moyenne des précipitations pendant la saison de chauffe, en $mm/jour$;
- f un facteur de drainage, caractérisant la fraction moyenne de pluie qui atteint la membrane, (-) ;

x	un facteur qui caractérise le transfert de chaleur accru par suite de l'écoulement d'eau de pluie sous la couche d'isolation, en W.jour/(m ² .K.mm) ;
R ₁	la valeur corrigée de la résistance thermique de la couche d'isolation XPS (R _{XPS}) afin de tenir compte d'une augmentation du taux d'humidité par diffusion, en m ² .K/W ;
R _T	la résistance thermique totale du toit, sans tenir compte d'une correction quelconque, en m ² .K/W.

Le terme correctif ΔU_r est arrondi à deux décimales. Les valeurs inférieures à 0,01 W/(m².K) sont négligées.

Valeurs fixes pour les toitures inversées :

Pour les toitures inversées avec XPS les paramètres suivants sont fixés :

- Quantité de précipitations : p = 2,0 mm/jour
- Facteurs de correction pour le transfert de chaleur par précipitations :
 - f.x = 0,04 W.jour/(m².K.mm) pour les plaques avec bords droits et lest ouvert comme le gravier, les briques, ou une couche de finition appliquée en usine ;
 - f.x = 0,03 W.jour/(m².K.mm) pour les plaques avec rainures et lest ouvert (comme le gravier, les briques) ou couche de finition appliquée en usine ;
 - f.x = 0,02 W.jour/(m².K.mm) pour toit vert ou jardin sur toit (en attente de chiffres précis).
- Résistance thermique corrigée des plaques XPS :
 - R₁ = R_{XPS}/1,023 (pour lest ouvert comme le gravier, les briques ou une couche de finition appliquée en usine)
 - R₁ = R_{XPS}/1,069 (pour toit vert ou jardin sur toit)
où R_{XPS} est calculé selon le § 5.2.

7.3 Correction de la valeur R pour une isolation en PUR projetée in situ

En raison de la difficulté de déterminer une épaisseur exacte, la résistance thermique R_{PUR} d'une couche d'isolation en PUR projeté est calculée comme suit :

$$\text{Eq. 14} \quad R_{\text{PUR}} = a \cdot \left(\frac{d_{\text{PUR}}}{\lambda_{\text{Ui,PUR}}} \right) \quad \text{m}^2 \cdot \text{K/W}$$

où :

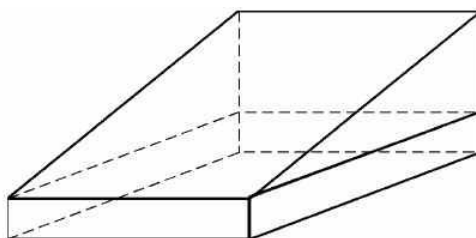
R _{PUR}	la résistance thermique corrigée de l'isolation PUR projetée in situ, en m ² .K/W ;
d _{PUR}	l'épaisseur de la couche d'isolation PUR projetée, en m ;
λ _{Ui,PUR}	la conductivité thermique (valeur de calcul) de l'isolation PUR projetée in situ, en W/(m.K), déterminée selon l'annexe A ;
a	un facteur correctif, (-), égal à : <ul style="list-style-type: none"> - a = 0,925 (application pour plancher), - a = 0,850 (pour toute autre application).

7.4 Valeur U d'un élément de construction d'épaisseur variable

7.4.1 Méthode générale

Dans le cas d'éléments de construction composés de formes irrégulières et/ou de couches de construction d'épaisseur variable (Figure [5]), la résistance thermique totale de l'élément de construction varie sur toute sa surface, c'est la raison pour laquelle une valeur U moyenne doit être déterminée pour l'ensemble de l'élément. Une méthode de détermination simplifiée consiste à négliger la résistance de la couche d'épaisseur variable, voir le § 7.4.4.

Figure [5] : Élément de construction comprenant une couche inclinée

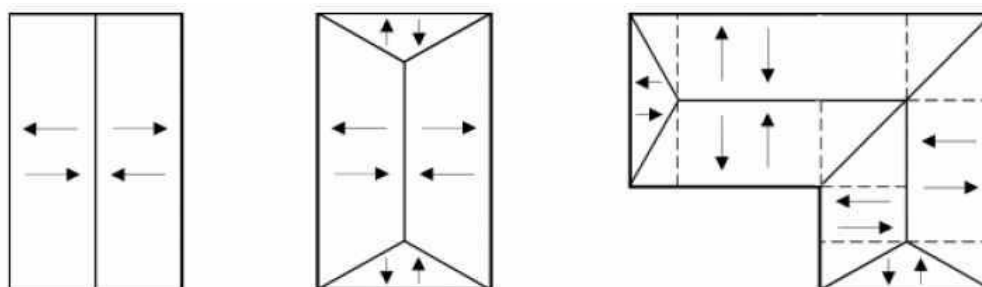


La valeur U moyenne de tels éléments de construction est déterminée comme suit :

- L'ensemble de l'élément est d'abord décomposé en éléments partiels qui correspondent à la forme et à l'inclinaison des trois formes de bases montrées au § 7.4.2 (un exemple d'une telle décomposition est illustré dans la Figure [6] pour plusieurs toits) ;
- ensuite, pour chaque élément partiel (correspondant à une forme de base déterminée et ayant une surface propre), une valeur U est calculée sur la base des formules données au § 7.4.3 ;
- pour finir, la valeur U est calculée pour l'ensemble de l'élément de construction comme la valeur U moyenne pondérée par la surface de tous les éléments partiels considérés.

NOTE Cette méthode de travail est valable pour les couches de construction dont l'inclinaison n'est pas supérieure à 5%, sinon un calcul numérique doit être pratiqué.

Figure [6] : Exemples de décompositions de toitures en éléments de toiture individuels



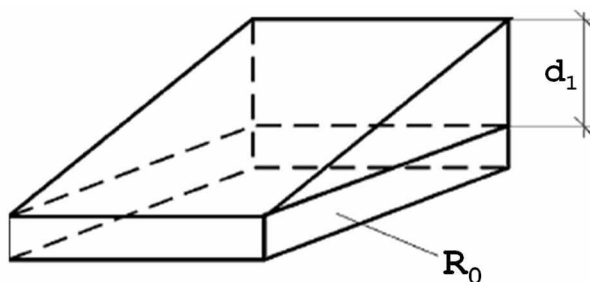
→ ↑ ← ↓ : indiquent la direction de l'inclinaison (toutes les directions sont possibles)
 ----- : décomposition de la toiture en éléments partiels avec une base rectangulaire ou triangulaire

7.4.2 Décomposition en formes de base

Des éléments de construction avec des parties ou des couches inclinées peuvent être décomposés en trois formes de base selon la forme de la projection au sol et la direction de l'inclinaison :

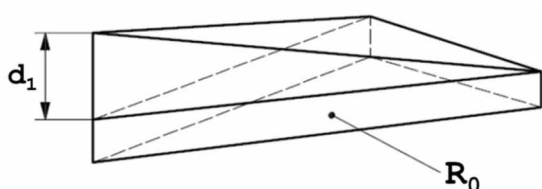
- un élément de construction ayant une base rectangulaire, constitué d'une partie qui contient une ou plusieurs couches de construction planes (avec une résistance thermique totale R_0) et une partie contenant une couche de construction inclinée (dont l'épaisseur varie entre 0 et d_1 au maximum) ;

Figure [7] : Élément de construction rectangulaire, composé d'une partie inclinée et d'une partie (restante) plane

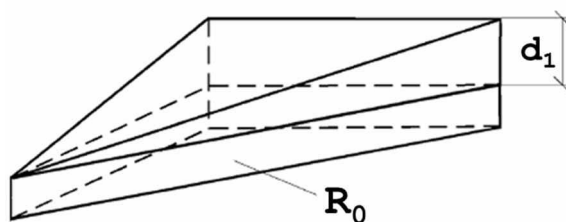


- un élément de construction ayant une base triangulaire, constitué d'une partie contenant une ou plusieurs couches de construction planes (avec une résistance thermique totale R_0) et une partie contenant une couche de construction inclinée, dont soit la partie la plus épaisse (épaisseur d_1) se situe à l'angle de pointe (Figure [8] - gauche) soit la partie la plus mince (épaisseur 0) (Figure [8] - droite).

Figure [8] : Éléments de construction avec base triangulaire, composés d'une partie inclinée et d'une partie plane (restante)



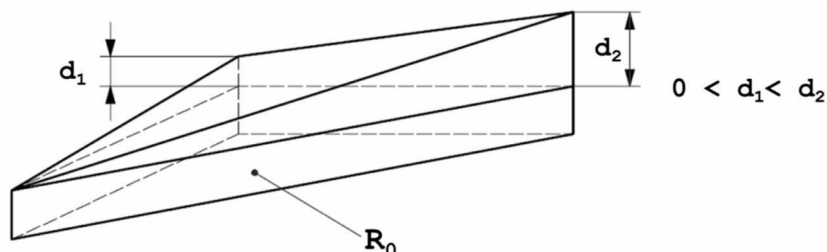
(partie la plus épaisse à l'angle de pointe)



(partie la plus mince à l'angle de pointe)

- un élément de construction ayant une base triangulaire, constitué d'une partie contenant une ou plusieurs couches de construction planes (avec une résistance thermique totale R_0) et une partie contenant une couche de construction inclinée, où chaque pointe à une épaisseur différente (respectivement épaisseur 0, épaisseur d_1 pour l'intermédiaire et épaisseur d_2 pour la maximale) (Figure [9]).

Figure [9] : Éléments de construction avec base triangulaire, composés d'une partie inclinée (avec épaisseurs différentes à chaque pointe) et d'une partie plane (restante)



7.4.3 Détermination de la valeur U pour chaque forme de base

La détermination de la valeur U, pour chacune des trois formes de base précitées, peut être réalisée selon les formules suivantes :

- pour les éléments de construction avec base rectangulaire :

$$\text{Eq. 15} \quad U = \frac{1}{R_1} \cdot \ln \left[1 + \frac{R_1}{R_0} \right] \quad \text{W/ (m}^2 \cdot \text{K)}$$

- pour les éléments de construction avec base triangulaire :
 - partie la plus épaisse à l'angle de pointe :

$$\text{Eq. 16} \quad U = \frac{2}{R_1} \cdot \left[\left(1 + \frac{R_0}{R_1} \right) \cdot \ln \left(1 + \frac{R_1}{R_0} \right) - 1 \right] \quad \text{W/ (m}^2 \cdot \text{K)}$$

- partie la plus mince à l'angle de pointe :

$$\text{Eq. 17} \quad U = \frac{2}{R_1} \cdot \left[1 - \frac{R_0}{R_1} \cdot \ln \left(1 + \frac{R_1}{R_0} \right) \right] \quad \text{W/ (m}^2 \cdot \text{K)}$$

avec :

- R_1 la résistance thermique maximale de la partie inclinée de la couche de construction, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, (avec épaisseur = 0 à un des côtés ou à l'angle de pointe), égale à d_1/λ_1 , dans laquelle d_1 [m] = épaisseur maximale de la partie inclinée de la couche de construction (voir Figure [7] et Figure [8]) et λ_1 [W./mK] = conductivité thermique de cette couche ;
- R_0 la résistance thermique totale de l'ensemble de l'élément, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, calculée d'environnement à environnement (y compris R_{si} et R_{se}), mais en excluant la résistance thermique de la partie inclinée de la couche de construction (R_1).

- pour les éléments de construction avec base triangulaire et épaisseurs différentes aux angles (Figure [9]) :

$$\text{Eq. 18} \quad U = 2 \cdot \left[\frac{R_0 \cdot R_1 \cdot \ln\left(1 + \frac{R_2}{R_0}\right) - R_0 \cdot R_2 \cdot \ln\left(1 + \frac{R_1}{R_0}\right) + R_1 \cdot R_2 \cdot \ln\left(\frac{R_0 + R_2}{R_0 + R_1}\right)}{R_1 \cdot R_2 \cdot (R_2 - R_1)} \right] \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

avec :

- R_1 la résistance thermique de la partie inclinée de la couche de construction à l'angle de pointe avec l'épaisseur intermédiaire d_1 [m], en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, égale à $R_1 = d_1 / \lambda_t$, dans laquelle λ_t est la conductivité thermique de cette couche, en W/(m.K) ;
- R_2 la résistance thermique maximale de la partie inclinée de la couche de construction avec l'épaisseur maximale d_2 [m], en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, égale à $R_2 = d_2 / \lambda_t$, dans laquelle λ_t est la conductivité thermique de cette couche, en W/(m.K) ;
- R_0 la résistance thermique totale de l'ensemble de l'élément, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, calculée d'environnement à environnement (y compris R_{si} et R_{se}), mais en excluant la résistance thermique de la partie inclinée de la couche de construction (R_1 et/ou R_2).

7.4.4 Détermination simplifiée

La détermination simplifiée de la valeur U des éléments de construction avec épaisseur variable consiste à négliger la résistance thermique R_1 de la partie inclinée de la couche de construction à épaisseur variable et de prendre uniquement en compte le terme R_0 .

8 Détermination du coefficient de transmission thermique des fenêtres, portes et portes de garage

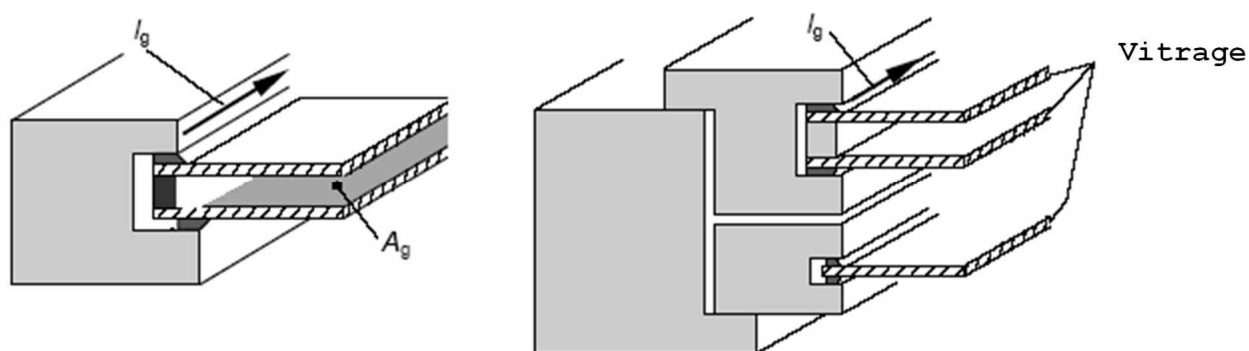
8.1 Caractéristiques géométriques des fenêtres et des portes

8.1.1 Surface des composants des fenêtres et des portes

La surface vitrée A_g ou la surface du panneau opaque de remplissage A_p d'une fenêtre ou d'une porte est la plus petite des surfaces visibles, vue des deux côtés, comme illustré à la Figure [10].

La surface A_g des vitrages, la surface A_p des panneaux de remplissage opaques, la surface A_f des profils de fenêtres et la surface A_r des grilles de ventilation sont déterminées comme la surface visible projetée sur la surface¹ des vitrages ou des panneaux de remplissage opaques.

Figure [10] : Illustration de la surface du vitrage et du périmètre



Si les surfaces projetées côté intérieur et côté extérieur sont différentes, la limite entre les différents composants doit être déterminée suivant les règles conventionnelles suivantes :

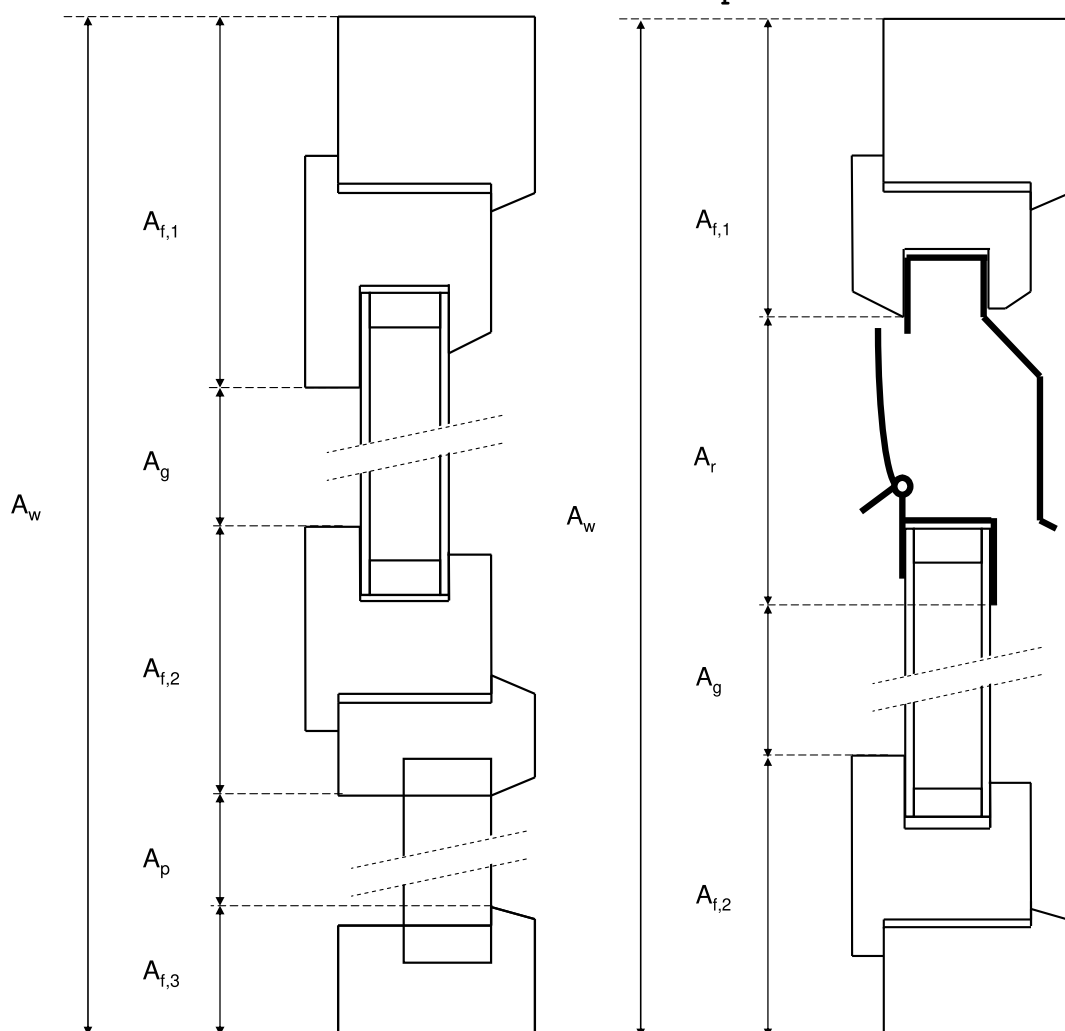
- la limite entre un profil de fenêtre et n'importe quel autre composant doit être choisie de telle sorte que la surface projetée du profil de fenêtre soit aussi grande que possible ;
- la limite entre une grille de ventilation et un panneau de remplissage opaque ou un vitrage doit être choisie de telle sorte que la surface projetée de la grille de ventilation soit aussi grande que possible ;
- la limite entre un panneau de remplissage opaque et un vitrage doit être choisie de telle sorte que la surface projetée du panneau de remplissage opaque soit aussi grande que possible.

Les limites ainsi déterminées délimitent les surfaces conventionnelles de chaque composant, comme illustré à la Figure [11].

NOTE Ces règles ont pour conséquence que la somme des surfaces individuelles de chaque composant est égale à la surface totale de la fenêtre.

¹ Dans les cas (rares) des vitrages ou des panneaux de remplissage opaques courbes, les projections doivent se faire sur la surface extérieure courbe du vitrage ou du panneau. Au besoin, la surface de projection sera étendue aux bords tangentiels.

**Figure [11] : Illustrations de la détermination
des surfaces de différents composants**



8.1.2 Périmètre visible du vitrage

Le périmètre total du vitrage (l_g) ou du panneau de remplissage (l_p) est la somme des périmètres visibles des panneaux vitrés (ou des panneaux de remplissage) de la fenêtre ou de la porte. Si les périmètres sont différents du côté intérieur et du côté extérieur du vitrage ou du panneau de remplissage, c'est la plus grande valeur des deux qui doit être retenue (voir Figure [10]).

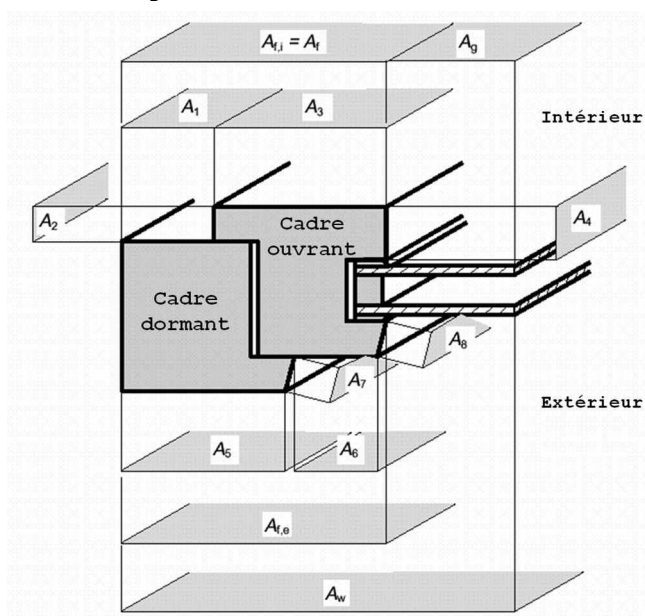
8.1.3 Surfaces des encadrements

Les définitions des surfaces des encadrements sont données ci-dessous (voir Figure [12]) :

- $A_{f,i}$ la surface projetée de l'encadrement du côté intérieur), en m^2 , égale à la surface de la projection de l'encadrement côté intérieur, y compris le cadre ouvrant si présent, sur un plan parallèle au vitrage ;
- $A_{f,e}$ la surface projetée de l'encadrement du côté extérieur), en m^2 , égale à la surface de la projection de l'encadrement côté extérieur, y compris le cadre ouvrant si présent, sur un plan parallèle au vitrage ;
- A_f la surface de l'encadrement, en m^2 , déterminée suivant les conventions définis au § 8.1.1 ;

- $A_{d,i}$ la surface développée de l'encadrement du côté intérieur), en m^2 , égale à la surface de l'encadrement y compris le cadre ouvrant si présent, en contact avec l'air intérieur - voir Figure [13] ;
- $A_{d,e}$ la surface développée de l'encadrement du côté extérieur), en m^2 , égale à la surface de l'encadrement, y compris le cadre ouvrant si présent, en contact avec l'air extérieur - voir Figure [13].

Figure [12] : Illustration des différentes surfaces



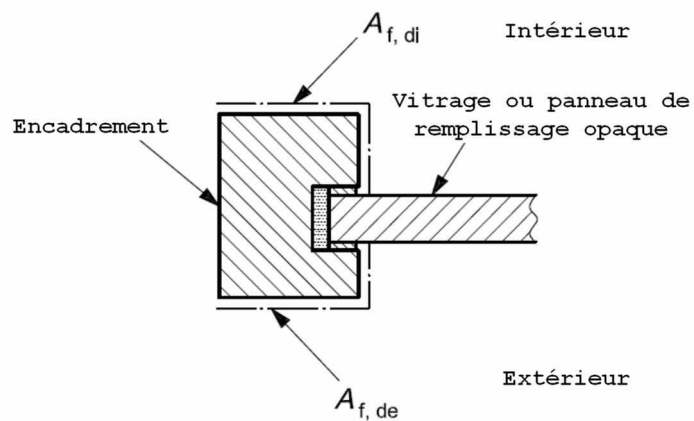
$$A_f = \max(A_{f,i} ; A_{f,e})$$

$$A_w = A_f + A_g$$

$$A_{d,i} = A_1 + A_2 + A_3 + A_4$$

$$A_{d,e} = A_5 + A_6 + A_7 + A_8$$

Figure [13] : Surfaces développées des encadrements



8.1.4 Surface de la fenêtre ou de la porte

La surface d'une fenêtre (ou d'une porte) A_w (A_D) est la somme de la surface A_f de l'encadrement et de la surface A_g du vitrage (et/ou de la surface A_p du panneau et/ou de la surface A_r de la grille de ventilation) (voir Figure [12]). La surface de l'encadrement A_f comprend aussi bien la surface du cadre dormant que celle du cadre ouvrant.

NOTE Lors de la détermination du coefficient de transfert thermique par transmission H_T , les pertes par transmission au travers des portes et fenêtres sont calculées sur la base des surfaces des ouvertures de jour (voir le § 12.2.2.1).

8.2 Procédure générale pour la détermination de la valeur U des fenêtres, portes et portes de garage

Le coefficient de transmission thermique d'une fenêtre (U_w) ou d'une porte ou d'une porte de garage (U_D) est déterminé pour la situation avant la pose (fenêtre "nue" ou porte (de garage) "nue") d'une des façons suivantes :

- soit (pour les fenêtres et les portes) par des essais selon la NBN EN ISO 12567-1 (ou NBN EN ISO 12567-2 pour les fenêtres de toit). Les essais doivent être réalisés sur exactement la même fenêtre (ou exactement la même porte) avec les mêmes dimensions et les mêmes composants ;
- soit (pour les portes de garage) par un calcul suivant la NBN EN 12428. Le calcul doit être effectué sur une porte de dimensions et de composition identiques ;
- soit au moyen d'un calcul (simplifié) ou de valeurs par défaut comme décrit ci-dessous.

Le coefficient de transmission thermique d'un lanterneau en verre peut être déterminé comme le coefficient de transmission thermique d'une fenêtre de toit ou comme le coefficient de transmission thermique d'un lanterneau en plastique (voir § 11.2) ; la même valeur est d'application pour le calcul du niveau E_w et pour l'évaluation de l'exigence U_{max} selon l'annexe U/R.

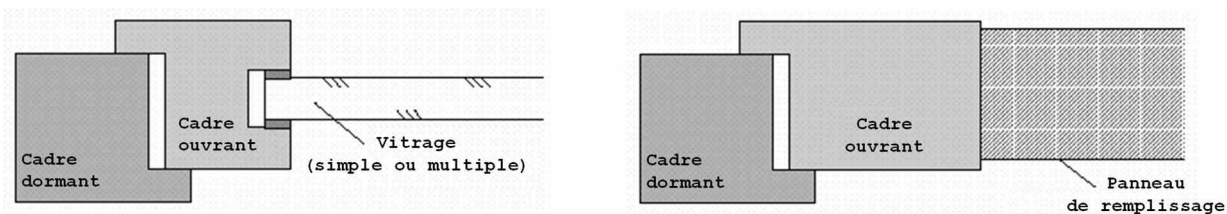
Si les fonctions de profil de fenêtre et de grille de ventilation sont intégrées dans un seul et même élément, alors, par convention, ce composant unique est considéré comme une grille de ventilation.

8.3 Cas de base : Valeur U d'une fenêtre ou porte simple

Les fenêtres simples² ou les portes ordinaires sont constituées d'un cadre dormant avec un vitrage et/ou d'un (de) cadre(s) dormant(s) et d'un (de) cadre(s) ouvrant(s) dans lequel (lesquels) le vitrage se trouve (voir Figure [14]).

Plusieurs vitrages peuvent aussi faire partie d'une même fenêtre (porte) ou se trouver à l'intérieur d'un même cadre dormant. Éventuellement, des panneaux de remplissage opaques et des équipements d'alimentation en air de ventilation peuvent également faire partie d'une fenêtre ou d'une porte.

² La signification de "simple" doit être comprise en opposition à "fenêtres doubles" et "fenêtres à vantaux dédoublés" : voir paragraphes suivants.

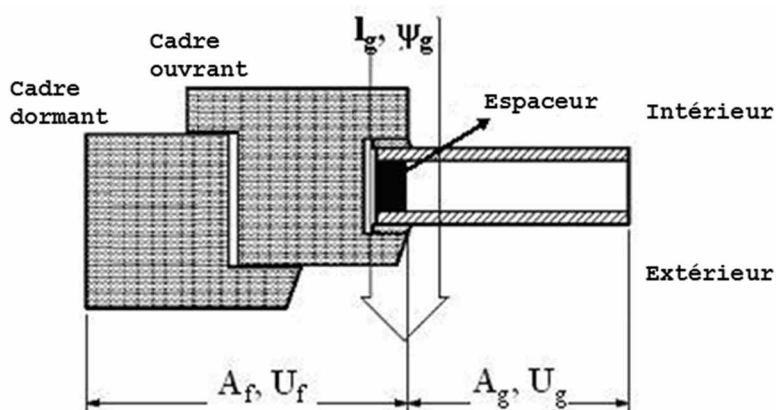
Figure [14] : Illustration d'une fenêtre ou porte simple

Le coefficient de transmission thermique d'une fenêtre (U_w) ou d'une porte (U_D) ayant des dimensions connues et pourvue de parties vitrées et/ou de panneaux de remplissages opaques et/ou de grilles de ventilation, est généralement calculé au moyen de la formule suivante :

$$\text{Eq. 19} \quad U_w(\text{ou } U_D) = \frac{A_g \cdot U_g + A_f \cdot U_f + A_p \cdot U_p + A_r \cdot U_r + l_g \cdot \Psi_g + l_p \cdot \Psi_p}{A_g + A_f + A_p + A_r} \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

avec :

- U_g la valeur U du vitrage, en $\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$, calculée selon le § 9.1 ;
- U_f la valeur U de l'encadrement, en $\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$, calculée selon le § 9.2 ;
- U_p la valeur U du panneau de remplissage opaque, en $\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$, calculée selon le § 9.3 ;
- U_r la valeur U de la grille de ventilation, en $\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$, calculée selon le § 9.4 ;
- Ψ_g le coefficient de transmission thermique linéique tenant compte des effets combinés du vitrage, de l'intercalaire et de l'encadrement (voir Figure [15]), en $\text{W/(m} \cdot \text{K)}$, calculé selon le § 9.5 ;
- Ψ_p le coefficient de transmission thermique linéique tenant compte des effets combinés du panneau de remplissage, de l'intercalaire et de l'encadrement, en $\text{W/(m} \cdot \text{K)}$, calculé selon le § 9.5.

Figure [15] Effet du vitrage, intercalaire et encadrement

NOTE 1 Dans le cas du vitrage simple le terme $(l_g \cdot \Psi_g)$ de l'Eq. 19 disparaît puisque l'effet de l'intercalaire est inexistant.

NOTE 2 L'Eq. 19 peut aussi être utilisée pour les fenêtres constituées de plusieurs types de vitrages, encadrements, panneaux de remplissage ou grilles de ventilation (ayant une valeur U et une surface propre). Pour les composants impliqués, les termes correspondants sont, dans ce cas, à lire dans le numérateur et le dénominateur comme des sommes. (ex. $\sum A_f \cdot U_f$, $\sum A_f$).

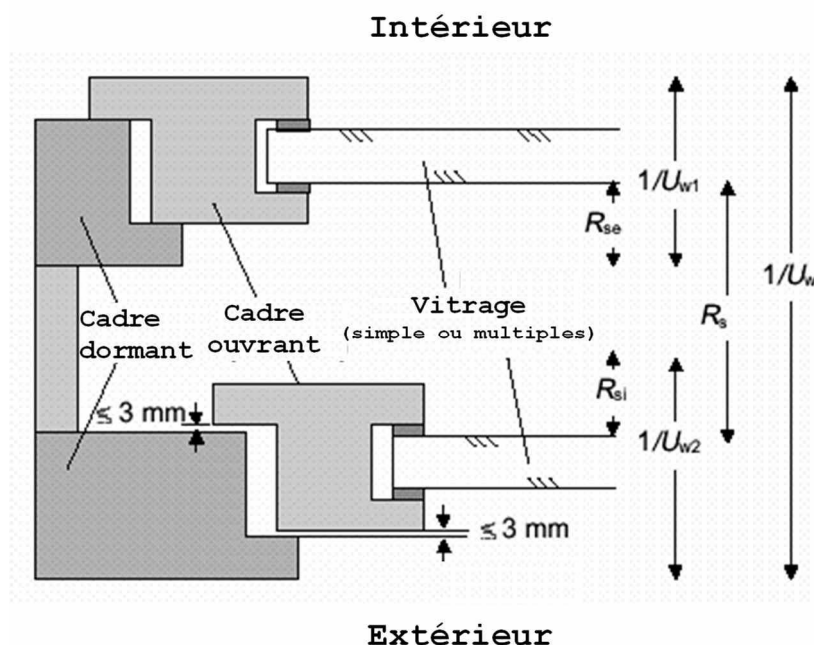
Si, par simplification, pour déterminer U_w (ou U_D) pour les composants impliqués, on n'utilise qu'une seule valeur U , alors il faut adopter la valeur la plus défavorable (la plus élevée). La valeur Ψ correspondante doit alors être déterminée sur base de cette valeur U .

NOTE 3 Une détermination simplifiée de la valeur U des fenêtres et des portes peut être adoptée en respectant les conditions données au § 8.5.

8.4 Cas spécifiques

8.4.1 Doubles fenêtres

Figure [16] : Illustration d'une double fenêtre



La valeur U_w d'une double fenêtre, c.-à-d. un système où deux fenêtres séparées sont placées parallèlement dans une même ouverture de jour (voir Figure [16]), est calculée de la manière suivante :

$$\text{Eq. 20} \quad U_w = \frac{1}{\frac{1}{U_{w1}} - R_{se} + R_s + \frac{1}{U_{w2}} - R_{si}} \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

avec :

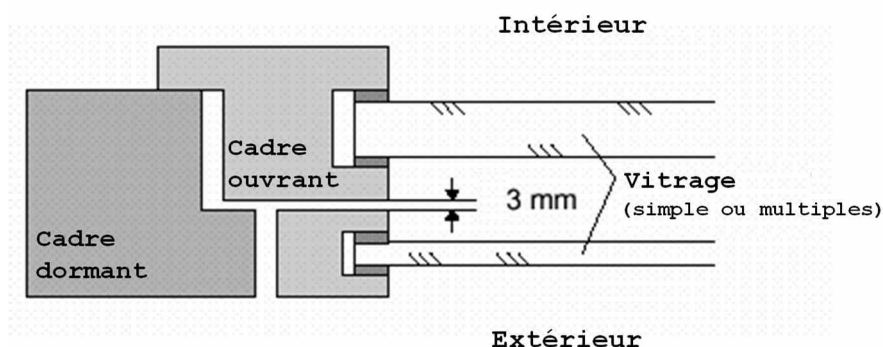
- U_{w1} U_{w2} les valeurs U respectivement de la fenêtre intérieure et de la fenêtre extérieure, en $\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$, calculées selon l'Eq. 19 ;
- R_{si} la résistance thermique d'échange à la surface intérieure de la fenêtre extérieure, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, calculée suivant le § 8.4.3 ;
- R_{se} la résistance thermique d'échange à la surface extérieure de la fenêtre intérieure, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, calculée suivant le § 8.4.3 ;
- R_s la résistance thermique de la lame d'air comprise entre les deux fenêtres, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, déterminée selon le § 8.4.4.

NOTE La méthode n'est pas d'application si l'espace entre les deux fenêtres est fortement ventilé par de l'air extérieur à la suite de trop grandes fentes d'air (inétanchéités) au niveau des raccordements de la fenêtre extérieure.

A cette fin, les fentes d'air ne peuvent pas être supérieures à 3 mm (voir Figure [16]), sinon la méthode de calcul pour les couches d'air fortement ventilées est appliquée (voir le § 5.4.2.4).

8.4.2 Vantaux dédoublés

Figure [17] : Illustration d'une fenêtre à vantaux dédoublés



La valeur U_w d'une fenêtre à vantaux dédoublés constituée d'un cadre dormant et de deux ouvrants séparés (avec vitrages) et parallèles (voir Figure [17]), peut être calculée selon l'Eq. 19, mais dans laquelle la valeur combinée U_g des deux vitrages est calculée suivant :

$$\text{Eq. 21} \quad U_g = \frac{1}{\frac{1}{U_{g1}} - R_{se} + R_s + \frac{1}{U_{g2}} - R_{si}} \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

avec :

- U_{g1} U_{g2} les valeurs U respectivement du vitrage intérieur et du vitrage extérieur, en $\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$, déterminées suivant le § 9.1 ;
- R_{si} la résistance thermique d'échange à la surface intérieure du vitrage extérieur, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, déterminée suivant le § 8.4.3 ;
- R_{se} la résistance thermique d'échange à la surface extérieure du vitrage intérieur, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, déterminée suivant le § 8.4.3 ;
- R_s la résistance thermique de la lame d'air comprise entre les deux vitrages, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, déterminée suivant le § 8.4.4.

NOTE Lorsque la fente d'air entre les deux profilés des cadres ouvrants est plus grande que 3 mm et qu'aucune mesure n'est prise pour éviter une ventilation excessive par l'air extérieur entre les deux vitrages, la méthode n'est plus d'application. Dans ce cas la méthode de calcul pour une couche d'air fortement ventilée est appliquée (voir le § 5.4.2.4).

8.4.3 Résistances thermiques d'échange

Pour les facteurs d'émission habituels ($\varepsilon_n \geq 0,8$) au niveau des surfaces intérieures et extérieures des fenêtres, portes ou vitrages, les valeurs des résistances thermiques d'échange à la surface intérieure (R_{si}) et extérieure (R_{se}) doivent être prises du Tableau [1]. Pour les vitrages ayant une basse émissivité à la surface intérieure, on peut déterminer une valeur R_{si} suivant la procédure de calcul de la NBN EN 673.

8.4.4 Résistance thermique des couches d'air non ventilées dans les fenêtres doubles et dans les fenêtres à vantaux dédoublés

La résistance thermique R_s des couches d'air non ventilées qui se présentent dans les fenêtres doubles (voir le § 8.4.1) et dans les fenêtres à vantaux dédoublés (voir le § 8.4.2) est calculée selon la NBN EN ISO 10077-1 (annexe C).

8.4.5 Valeur U des fenêtres avec des volets fermés

8.4.5.1 Généralités

Des volets fermés à l'extérieur d'une fenêtre créent une résistance thermique supplémentaire (ΔR) qui correspond à la somme de la résistance thermique du volet lui-même (R_{sh}) et de la lame d'air comprise entre le volet et la fenêtre (R_s) (voir Figure [18]).

Le coefficient de transmission thermique de la combinaison fenêtre et volet fermé, U_{ws} , est donnée par :

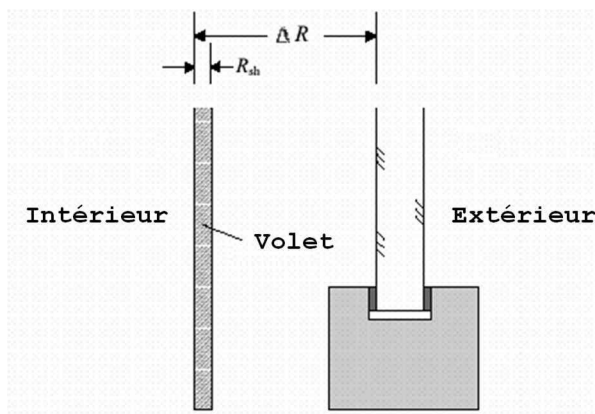
$$\text{Eq. 22} \quad U_{ws} = \frac{1}{\frac{1}{U_w} + \Delta R} \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

avec :

U_w la valeur U de la fenêtre, calculée selon l'Eq. 19 ;

ΔR la résistance thermique supplémentaire, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, déterminée selon le § 8.4.5.2.

Figure [18] : Fenêtre avec volet fermé



La résistance thermique supplémentaire est comptabilisée lors du calcul du niveau K et du niveau E selon les règles décrites au § 7.7.2 de l'annexe A1 de l'Arrêté du 15 mai 2014. Pour l'évaluation de l'exigence U_{max} suivant l'annexe C1 de l'Arrêté du 15 mai 2014, la résistance supplémentaire n'est pas considérée.

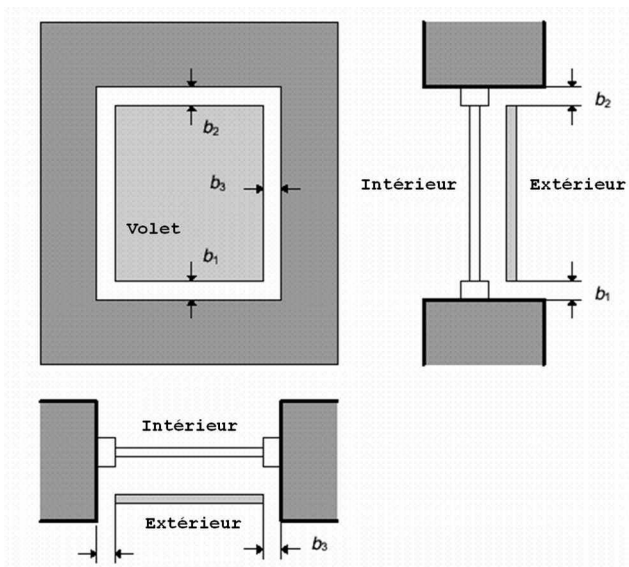
8.4.5.2 Résistance thermique supplémentaire avec les volets fermés

La résistance thermique additionnelle ΔR dont on doit tenir compte pour chiffrer l'effet des volets fermés est déterminée en fonction de la perméabilité à l'air des volets utilisés.

Cinq classes de perméabilité à l'air ont été définies à cet effet selon les critères du Tableau [3] et les définitions de la Figure [19].

NOTE Pour les pare-soleil, les jalousies, les persiennes, les stores vénitiens,... confectionnés en tissu ou constitués de lamelles ou d'autres matériaux souples ou flexibles et qui peuvent être placés du côté interne ou externe des fenêtres ou qui sont intégrés dans un vitrage multiple, les conditions de classe de perméabilité à l'air ainsi que les valeurs ΔR correspondantes sont données dans la NBN EN 13125. Cette norme donne également des méthodes de calcul pour les stores qui sont couverts avec une couche ayant une émissivité basse.

Figure [19] : Caractéristiques des ouvertures à l'air autour de volets fermés



Les critères relatifs à la perméabilité à l'air sont exprimés par b_{sh} , qui est défini comme la fente totale effective entre les bords du volet et les bords de l'ouverture de jour de la fenêtre :

$$b_{sh} = b_1 + b_2 + b_3 \text{ [mm]}$$

Dans ce cas, b_1 , b_2 et b_3 sont la moyenne des ouvertures des fentes en bas, en haut et à côté du volet.

La fente sur le côté du volet (b_3) n'est comptée qu'une seule fois parce que les fentes situées dans le haut et dans le bas ont une plus grande influence.

**Tableau [3] : Résistance thermique additionnelle
de la couche d'air et du volet fermé**

Classe	Perméabilité à l'air du volet en position fermée	b_{sh} [mm]	ΔR m ² .K/W (1)
1	Perméabilité très élevée	$35 < b_{sh}$	0,08
2	Perméabilité élevée (le volet est lui-même étanche à l'air)	$15 < b_{sh} \leq 35$	$0,25 \cdot R_{sh} + 0,09$
3	Perméabilité moyenne (le volet est lui-même étanche à l'air)	$8 < b_{sh} \leq 15$	$0,55 \cdot R_{sh} + 0,11$
4	Perméabilité faible (le volet est lui-même étanche à l'air)	$b_{sh} \leq 8$	$0,80 \cdot R_{sh} + 0,14$
5	Perméabilité très faible (le volet est lui-même étanche à l'air)	$b_{sh} \leq 3$ et $b_1+b_3 = 0$ ou $b_2+b_3 = 0$ (2) (3)	$0,95 \cdot R_{sh} + 0,17$

(1) Les valeurs ΔR sont valables pour $R_{sh} < 0,3$ m²K/W (R_{sh} est la résistance thermique du volet même, déterminée selon le chapitre 6 si celui-ci est d'application, selon la NBN EN ISO 10211 dans le cas d'un volet à composition hétérogène ou selon la NBN EN ISO 10077-2 dans le cas d'un élément profilé). Pour des volets inconnus il y a lieu de négliger la résistance : $R_{sh} = 0$ m²K/W.

(2) Ce cas suppose la présence de joints d'étanchéité autour d'au moins trois côtés du volet et que du côté restant la fente soit inférieure ou égale à 3 mm

(3) La classe 5 (perméabilité très faible) peut également être adoptée si une mesure du débit d'air au travers du volet fermé démontre que ce débit d'air n'est pas supérieur à 10 m³/h.m² (avec une différence de pression de 10 Pa - essai selon la NBN EN 12835). Des conditions supplémentaires pour la classe 5 sont disponibles dans la NBN EN 13125 par type de volet.

8.5 Détermination simplifiée de la valeur U et de la surface de vitrage des fenêtres

Pour un ensemble de fenêtres ayant un même type de vitrage, d'encadrement, de panneau de remplissage opaque et de grilles de ventilation et étant placées dans le même bâtiment, on peut adopter une seule valeur U_w moyenne ($U_{w,T}$). Celle-ci tient compte d'une proportion fixe entre la surface du vitrage et la surface du châssis ainsi que d'un périmètre fixe de la vitre ou des intercalaires.

Cette valeur $U_{w,T}$ et une valeur conventionnelle associée pour la surface totale de vitrage sont calculées (pour toutes les fenêtres de cet ensemble de fenêtres), selon le rapport de la valeur U du vitrage à celle de l'encadrement. Dans les équations Eq. 92 et Eq. 94, le premier terme correspond à la partie "vitrage et encadrement", le deuxième à la partie "grille de ventilation" et le troisième à la partie "panneau de remplissage" :

- si $U_g \leq U_f$:

$$\text{Eq. 92} \quad U_{w,T} = (0,7 \cdot U_g + 0,3 \cdot U_f + 3 \cdot \Psi_g) + \left(\frac{\sum A_r \cdot (U_r - U_g)}{\sum A_{wd}} \right) + \left(\frac{\sum A_p \cdot (U_p - U_g)}{\sum A_{wd}} \right)$$

$W/(m^2 \cdot K)$

$$\text{Eq. 93} \quad A_{g,T} = 0,7 \cdot \sum A_{wd} - \sum A_r - \sum A_p \quad m^2$$

- si $U_g > U_f$:

$$\text{Eq. 94} \quad U_{w,T} = (0,8 \cdot U_g + 0,2 \cdot U_f + 3 \cdot \Psi_g) + \left(\frac{\sum A_r \cdot (U_r - U_f)}{\sum A_{wd}} \right) + \left(\frac{\sum A_p \cdot (U_p - U_f)}{\sum A_{wd}} \right)$$

$W/(m^2 \cdot K)$

$$\text{Eq. 95} \quad A_{g,T} = 0,8 \cdot \sum A_{wd} \quad m^2$$

avec :

U_g	le coefficient de transmission thermique du vitrage, en $W/(m^2 \cdot K)$, (voir le § 9.1) ;
U_f	le coefficient de transmission thermique de l'encadrement, en $W/(m^2 \cdot K)$, (voir le § 9.2) ;
Ψ_g	le coefficient de transmission thermique linéique, en $W/(m \cdot K)$, (voir le § 9.5) ;
U_r	le coefficient de transmission thermique de la grille de ventilation, en $W/(m^2 \cdot K)$, (voir le § 9.4) ;
ΣA_r	la surface totale des grilles de ventilation présentes, en m^2 ;
U_p	le coefficient de transmission thermique du panneau de remplissage, en $W/(m^2 \cdot K)$, (voir le § 9.3) ;
ΣA_p	la surface totale des panneaux de remplissage présents, en m^2 ;
ΣA_{wd}	la surface totale des fenêtres (déterminée sur la base des surfaces des ouvertures de jour), en m^2 .

NOTE 1 Dans un même bâtiment plusieurs ensembles de fenêtres peuvent être définis. Si, pour un des ensembles choisis, il faut appliquer une des détermination ($U_{w,T}$) simplifiées mentionnées ci-dessus, alors cette méthode doit être appliquée de manière systématique pour tous les autres ensembles de fenêtres.

NOTE 2 Si, lors de la détermination de $U_{w,T}$, certains composants montrent de légères variations de dimension (par exemple une largeur variable des encadrements), alors, pour faire simple, on peut utiliser pour ces composants une seule valeur U , à condition que la valeur la plus défavorable (la plus grande) soit prise en compte. La valeur Ψ correspondante doit alors être déterminée sur base de la valeur U .

8.6 Spécifications complémentaires et valeurs par défaut pour les portes opaques et les portes de garage opaques

Pour les portes et portes de garage avec des caractéristiques géométriques simples et qui sont exécutées dans des matériaux dont le rapport de leur conductivité thermique (valeurs λ) n'est pas supérieur à 1 :5 (exceptés les clous et les vis), la valeur U_p (du panneau de la porte) est calculée selon l'Eq. 8, dans laquelle la valeur R_T correspondante est calculée selon l'Eq. 3 ou l'Eq. 4.

Il est toujours permis, pour les portes opaques et les portes de garage opaques, de faire le calcul avec la valeur par défaut du Tableau [4].

Tableau [4] : Valeur par défaut pour U_D , en $W/(m^2.K)$, pour les portes opaques et les portes de garage opaques

	Portes en métal	Portes en autres matériaux
Portes non isolées	6,0	4,0
Portes isolées (1)	5,0	3,0
(1) au moins 70% de la surface totale de la porte est pourvue d'une isolation avec $R \geq 0,4 \text{ m}^2.K/W$		

9 Coefficient de transmission thermique des composants des fenêtres et des portes

9.1 Coefficient de transmission thermique des vitrages

Le coefficient de transmission thermique de la partie centrale d'un vitrage (valeur U_g) doit être déterminé par calcul conformément à la norme NBN EN 673 ; dans le cas où il ne peut être calculé, il doit être déterminé par essai conformément à la norme NBN EN 674 ou la norme NBN EN 675.

Les valeurs suivantes peuvent être utilisées comme valeur par défaut en fonction du type de vitrage :

- simple vitrage : 5,8 W/(m².K) ;
- double vitrage : 3,3 W/(m².K) ;
- triple vitrage : 2,3 W/(m².K).

9.2 Coefficient de transmission thermique des encadrements

Si la valeur U_f d'un profil de fenêtre déterminé n'est pas disponible, mais que l'on connaît la valeur U_f maximale de la famille à laquelle ce profil appartient, alors on peut utiliser pour ce profil la valeur U_f maximale.

9.2.1 Détermination générale

Le coefficient de transmission thermique des encadrements (U_f) peut être déterminé à partir :

- d'essais suivant la NBN EN 12412-2 ;
- de calculs numériques suivant la NBN EN ISO 10077-2 ;
- des valeurs simplifiées des tableaux de l'annexe D.

9.2.2 Détermination de la valeur U_f des encadrements des fenêtres de toiture

Dans le cas des fenêtres de toiture, la valeur U de l'encadrement (U_f) est déterminée comme suit :

- par essai conformément à la NBN EN 12412-2 ;
- par calcul numérique selon la NBN EN ISO 10077-2 ;
- à partir des valeurs simplifiées des tableaux de l'annexe D, à condition que la conversion ci-dessous soit appliquée.

Pour les fenêtres de toit, les valeurs de calcul U_f des tableaux de l'annexe D ne peuvent être directement reprises parce que ces tableaux ne sont valables que pour des encadrements posés verticalement (avec $R_{si} = 0,13$ m².K/W). Pour les fenêtres de toiture placées horizontalement ou inclinées (sous un angle compris entre 0° et 60°), $R_{si} = 0,10$ m².K/W (selon le Tableau [1]) et la correction suivante peut être appliquée de façon simplifiée :

$$\text{Eq. 25} \quad U_{f,r} = \frac{1}{\frac{1}{U_f} - 0,03} \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

avec :

- $U_{f,r}$ la valeur U_f corrigée de l'encadrement de la fenêtre de toiture, en $W/(m^2.K)$;
- U_f la valeur simplifiée U_f de l'encadrement, en $W/(m^2.K)$, déterminée selon les valeurs des tableaux de l'annexe D.

NOTE Les valeurs $U_{f,r}$ déterminées selon l'Eq. 25 sont 5 à 18% supérieures aux valeurs U_f d'un encadrement posé verticalement.

9.3 Coefficient de transmission thermique de panneaux opaques (U_p)

Lorsque les panneaux opaques sont formés de couches parallèles (ex. deux panneaux de verre, de matière synthétique ou de métal, entre lesquels se trouve un matériau d'isolation), alors le coefficient de transmission thermique (U_p) de la partie centrale du panneau de remplissage est calculé suivant les chapitres § 6 et § 7.

Pour des géométries plus complexes le coefficient de transmission thermique est calculé selon la NBN EN ISO 10211.

9.4 Coefficient de transmission thermique des grilles de ventilation (U_r)

Les grilles de ventilation qui sont incluses dans une fenêtre ou qui sont placées autour d'un encadrement (c.-à-d. au-dessus, en-dessous ou à côté), sont considérées comme faisant partie de la fenêtre d'un point de vue thermique et constructif lors de la détermination de la valeur U_w de la fenêtre suivant § 8.3 et § 8.5.

Le coefficient de transmission thermique (U_r) d'une grille de ventilation (obturable) est déterminé comme suit :

- expérimentalement d'après la NBN EN 12412-2 ;
- ou calculé suivant la NBN EN ISO 10077-2.

Lors de la détermination de la valeur U , la grille de ventilation est considérée par convention dans sa position fermée.

Comme valeur par défaut, on a $U_r = 6,0 W/(m^2.K)$ (toutes les grilles).

9.5 Coefficient de transmission thermique linéique (valeur Ψ)

Les coefficients de transmission thermique linéique (valeurs Ψ) des jonctions entre les encadrements, les meneaux, les vitrages, les panneaux et les grilles de ventilation peuvent être déterminés avec précision au départ d'un calcul numérique suivant la NBN EN ISO 10077-2.

Pour la jonction entre le vitrage et l'encadrement on peut, si aucune information précise n'est connue, utiliser pour les valeurs Ψ les valeurs par défaut qui sont mentionnées dans les tableaux de l'annexe E.

Dans le cas de panneaux de remplissage opaques thermiquement raccordés aux bords du panneau par un intercalaire moins isolant, la valeur Ψ doit être calculée de

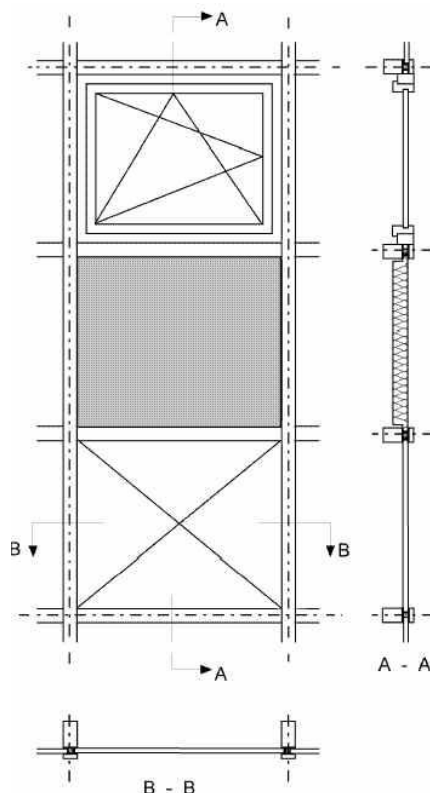
la même manière que pour un vitrage. Dans le cas contraire, Ψ_p peut être considéré égal à 0.

10 Coefficient de transmission thermique des façades légères

10.1 Généralités

Les façades légères, connues aussi sous le nom de murs rideaux, consistent en une combinaison de vitrages, d'encadrements et de panneaux opaques, assemblés dans un cadre séparé pour former un module. Un exemple d'une telle structure est donné à la Figure [20].

Figure [20] : Module d'une façade légère (mur rideau)



En raison de l'utilisation possible de nombreux matériaux pouvant être liés entre eux de diverses manières, le risque de présence de ponts thermiques dans ces façades légères est très grand. La détermination du coefficient de transmission thermique de ces façades doit donc aussi tenir compte de l'influence des ponts thermiques, qui se manifestent non seulement au niveau des jonctions entre vitrages, panneaux de remplissage et encadrements, mais également au niveau des jonctions entre les modules eux-mêmes.

La détermination du coefficient de transmission thermique U_{cw} est effectuée par module :

- soit selon des essais suivant la NBN EN ISO 12567-1 ;
- soit selon des calculs numériques précis (§ 10.3) ;
- soit en appliquant la méthode des composants (§ 10.4).

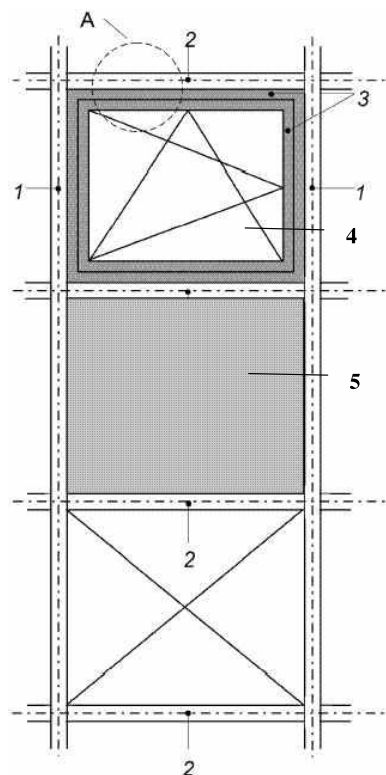
NOTE Les deux premières méthodes de détermination peuvent être utilisées sans limite pour tous les types de façades légères.

10.2 Caractéristiques constructives des façades légères

10.2.1 Éléments constitutifs et conditions de bord

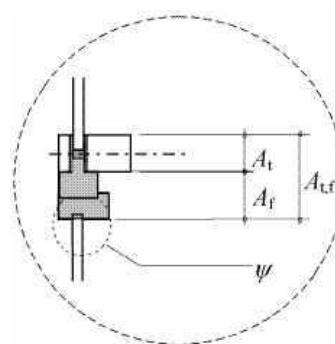
Les éléments constitutifs d'un module de façade légère sont représentés schématiquement à la Figure [21].

Figure [21] : Éléments constitutifs d'un mur rideau



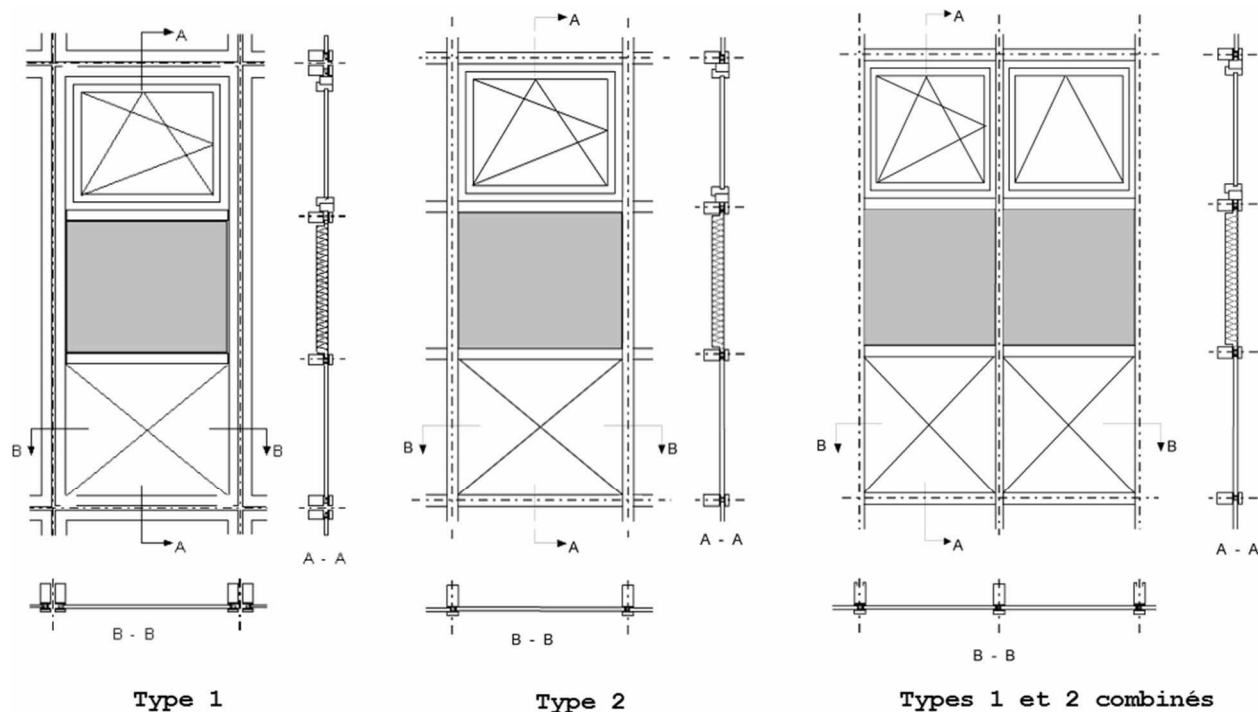
- 1 : meneau
- 2 : traverse
- 3 : ouvrant et encadrement
- 4 : vitrage
- 5 : panneau

Section A



- A_t (m^2) : surface projetée de la traverse
- A_f (m^2) : surface projetée de l'encadrement

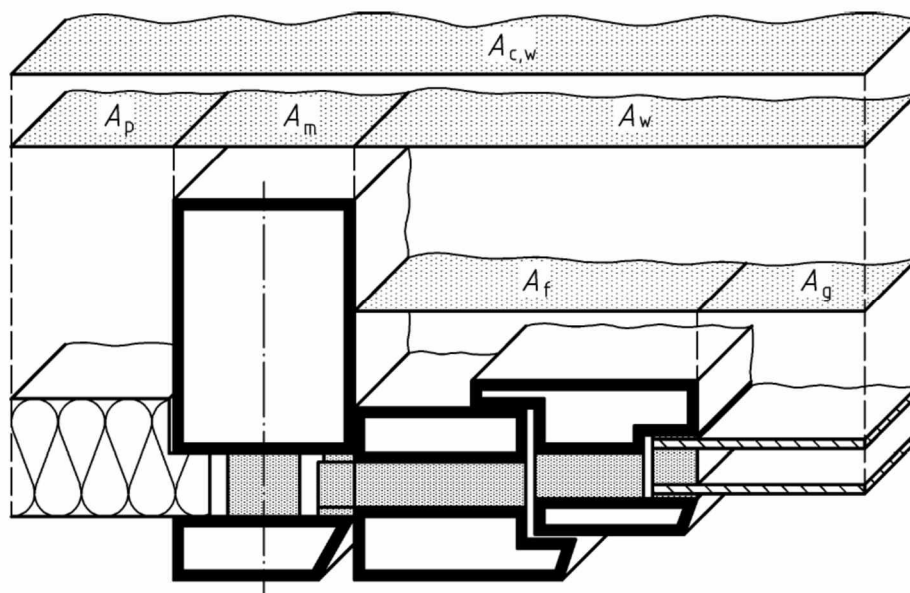
La délimitation des lignes de séparation entre les divers modules d'une façade légère dépend du type de façade légère, comme illustré à la Figure [22].

Figure [22] : Délimitation des surfaces des modules d'une façade légère

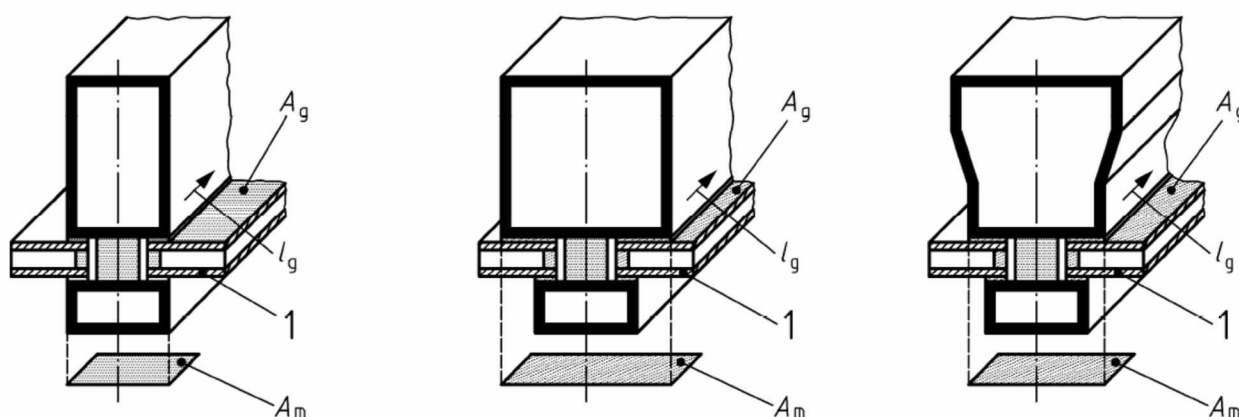
10.2.2 Définition des surfaces et du périmètre

Pour chaque module d'une façade légère, les surfaces de tous les éléments constitutifs nécessaires pour le calcul (vitrage, ouvrant, dormant, panneau, traverse et meneau) sont déterminées comme les surfaces projetées, comme représenté schématiquement à la Figure [23]. Ces surfaces peuvent différer selon qu'elles sont déterminées à partir du côté extérieur ou du côté intérieur. C'est pourquoi les conventions suivantes sont en vigueur :

- pour les vitrages et les panneaux opaques il faut utiliser la plus petite des surfaces visibles de chaque côté ;
- pour tous les autres éléments (encadrements, meneaux et traverses), la plus grande des surfaces vues de chaque côté, doit être utilisée pour le calcul.

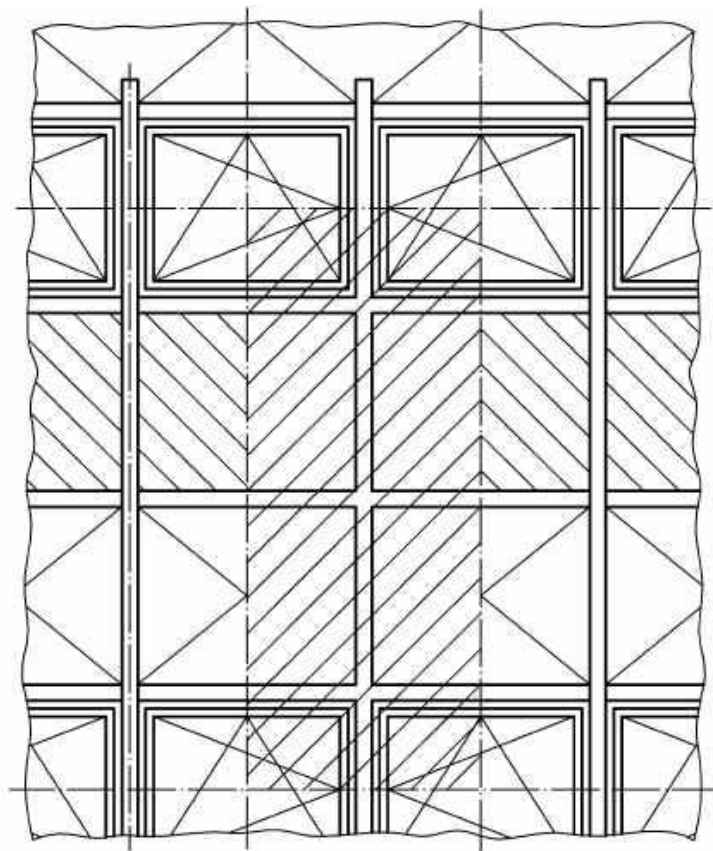
Figure [23] : Illustration des surfaces projetées d'une façade légère

Si le périmètre d'un vitrage, l_g , ou d'un panneau opaque, l_p , est différent de chaque côté, le périmètre est défini par l'interface entre la surface (cf. ci-dessus) du vitrage et de l'encadrement (voir Figure [24]).

Figure [24] : Schéma de la surface vitrée et du périmètre (1 : verre)

10.2.3 Règles pour la modélisation

Lors de la modélisation ou de la subdivision d'une façade légère, les plans de coupe sont choisis de telle sorte qu'ils délimitent des parties de façade ayant une valeur U propre. Dans ce cas, la valeur globale U_{cw} de l'entièreté de la façade légère est déterminée comme la moyenne pondérée par les surfaces des valeurs U de toutes les parties de façade. Les caractéristiques thermiques de chaque partie de façade peuvent être déterminées soit de manière précise par mesure ou par calcul numérique, soit de manière simplifiée à partir de valeurs tabulées ou de graphiques.

Figure [25] : Modélisation d'un module complet de façade légère

Les modules de façades légères sont généralement d'une composition complexe dans laquelle les parties centrales sont souvent liées entre elles par des éléments qui ont une conductivité thermique élevée. Ainsi, d'importants ponts thermiques peuvent se produire, qui peuvent augmenter de manière importante le transfert de chaleur. Lors de la modélisation des modules, il faut dès lors choisir les plans de coupe et les conditions de bord avec soin. A la Figure [25], on montre par exemple que les plans de coupe du modèle sont placés dans les plans de symétrie (milieu du vitrage,...) ou aux endroits où les effets de bords pouvant influencer le flux de chaleur sont minimaux ou négligeables.

10.3 Détermination de la valeur U_{cw} d'un module d'une façade légère : calculs numériques précis

10.3.1 Principe de la méthode précise de calcul numérique

La détermination de la valeur U_{cw} s'effectue par des calculs numériques précis suivant NBN EN ISO 10211 et NBN EN ISO 10077-2, où U_{cw} est déterminé comme une valeur moyenne pondérée des valeurs U de tous les sous-composants du module, en tenant compte de tous les effets de bord (ponts thermiques) qui se produisent dans les éléments de liaison entre les sous-composants :

- la valeur U de la zone centrale du vitrage (U_g) telle que déclarée par le fabricant et déterminée suivant § 9.1 ;
- la valeur U de la zone centrale des panneaux opaques (U_p) qui est calculée suivant les chapitres 6 et 7 ;
- le flux thermique qui se produit dans les éléments de liaison entre les composants, y compris les effets de bord liés aux ponts thermiques, calculé selon les règles expliquées en § 10.3.2.

10.3.2 Détermination du flux de déperdition calorifique au travers des éléments de liaison

10.3.2.1 Généralités

Les liaisons entre les sous-composants (vitrages, panneaux opaques) causent des déperditions thermiques supplémentaires dues aux effets de bord. Ces déperditions supplémentaires sont déterminées à partir du flux de chaleur total au travers du module (Φ_{tot}). Ce flux de chaleur total Φ_{tot} est déterminé :

- soit sur base d'essais effectués selon la NBN EN ISO 12567-1 ;
- soit sur base de calculs numériques 2D et/ou 3D, effectués selon les normes NBN EN ISO 10077-2 et/ou NBN EN ISO 10211.

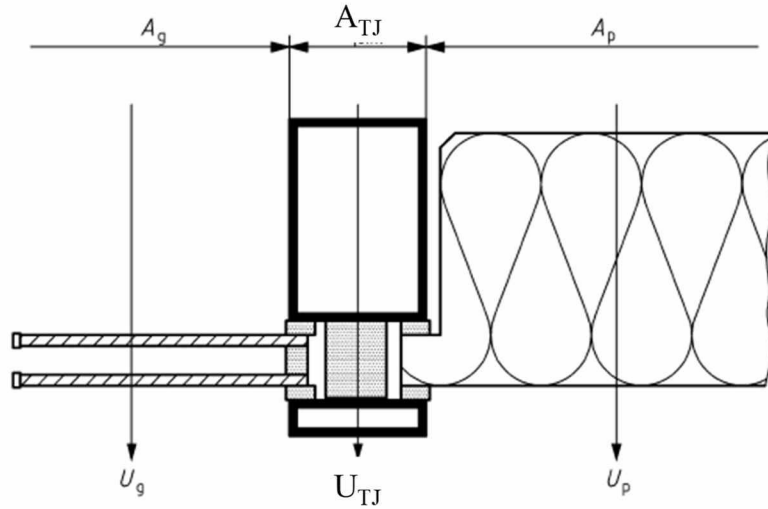
Lors de l'exécution de la méthode de calcul numérique, on peut calculer le flux thermique total au travers des éléments de liaison (Φ_{TJ}), en tenant compte des effets de bord, de deux manières différentes :

- soit l'élément de liaison entre le vitrage et le panneau opaque est considéré comme un élément de façade séparé (ayant une surface et une valeur U propre) ; dans ce cas, une valeur U_{TJ} est calculée suivant la méthode de calcul du § 10.3.2.2 ;
- soit l'élément de liaison entre le vitrage et le panneau de remplissage est considéré comme un pont thermique linéaire (avec une longueur et une valeur Ψ propre) ; dans ce cas la valeur Ψ_{TJ} est déterminée suivant la méthode de calcul du § 10.3.2.3.

La détermination de U_{cw} du module se fait finalement en suivant les formules qui sont données au § 10.3.3.

10.3.2.2 Détermination de U_{TJ} (liaison considérée comme élément de façade)

Figure [26] : Liaison considérée comme un élément de façade ayant une surface propre



Dans ce cas, le modèle de calcul de la Figure [26] est d'application. Pour les vitrages et les panneaux aussi bien les surfaces (A_g et A_p) que les valeurs U centrales (U_g et U_p) sont connues. La liaison entre le vitrage et le panneau est considérée comme un élément de façade ayant une surface projetée propre connue (A_{TJ}) et une valeur U propre inconnue (U_{TJ} , à chercher). Sur base du flux de déperdition calorifique total (Φ_{tot}) au travers du modèle complet, U_{TJ} découle de :

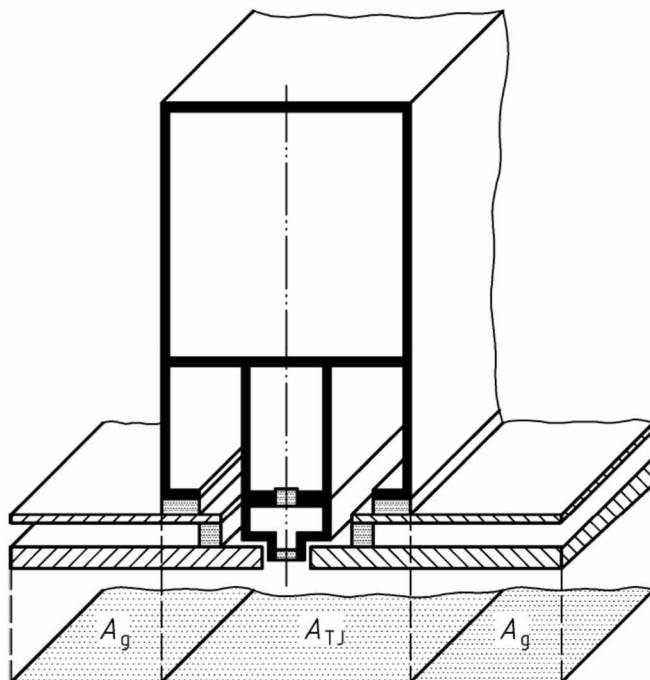
$$\text{Eq. 26} \quad U_{TJ} = \frac{\Phi_{tot} - ((U_g \cdot A_g + U_p \cdot A_p) \cdot \Delta T)}{A_{TJ} \cdot \Delta T} \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

avec :

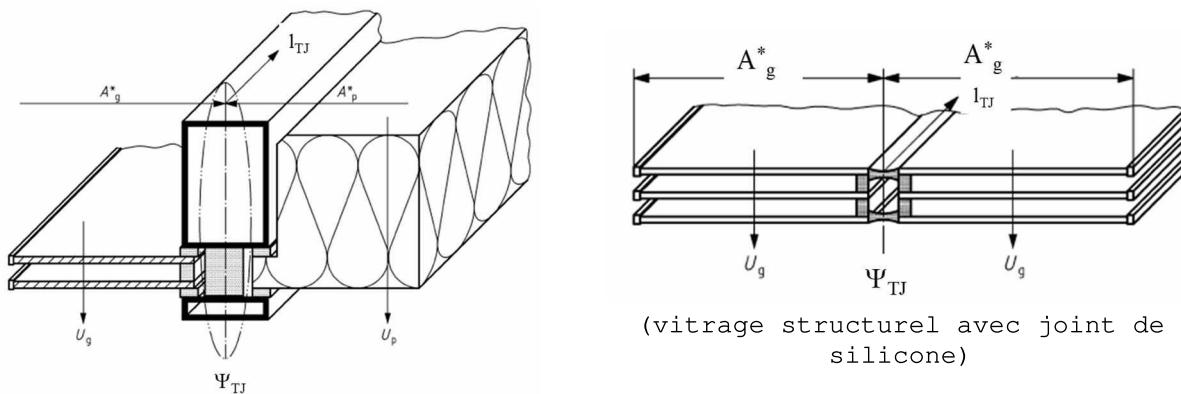
ΔT la différence de température entre les milieux intérieur et extérieur, en K.

NOTE 1 U_{TJ} détermine le flux de chaleur au travers de la liaison en tenant compte de tous les effets de bords (interaction entre l'encadrement et le vitrage ou le panneau opaque) du modèle considéré. Cette valeur U_{TJ} n'est donc pas équivalente à U_f (encadrement), laquelle se rapporte uniquement au flux de chaleur au travers du profilé de liaison, sans tenir compte des effets de bord.

NOTE 2 Lors du calcul numérique, la surface A_{TJ} est déterminée comme la plus grande des surfaces projetées de l'ensemble des éléments de liaison située entre le vitrage et le panneau opaque, comme illustré à la Figure [27].

Figure [27] : Détermination de A_{TJ} en cas de vitrage structural

10.3.2.3 Détermination de Ψ_{TJ} (liaison considérée comme un pont thermique linéaire)

Figure [28] : Liaisons considérées comme un pont thermique linéaire

Dans ce cas, le modèle de calcul de la Figure [28] est d'application. Pour les vitrages et/ou les panneaux de remplissage, aussi bien les surfaces équivalentes (A_g^* et/ou A_p^*) que les valeurs U centrales (U_g et/ou U_p) sont connues. Les liaisons entre les vitrages et/ou les panneaux sont considérées comme des ponts thermiques linéaires avec une longueur connue propre (l_{TJ} déterminée comme la longueur de la liaison thermique entre le panneau de remplissage et/ou le vitrage) et une valeur Ψ propre (Ψ_{TJ} , à chercher). Sur base du flux total de chaleur (Φ_{tot}), Ψ_{TJ} est calculé comme suit :

$$\text{Eq. 27} \quad \Psi_{TJ} = \frac{\Phi_{tot} - (U_g \cdot A_g^* + U_p \cdot A_p^*) \cdot \Delta T}{l_{TJ} \cdot \Delta T} \quad \text{W/(m.K)}$$

10.3.3 Détermination de U_{cw} d'un module

La valeur finale de U_{cw} est calculée comme une moyenne pondérée par les surfaces des valeurs U des éléments constitutifs.

Si la liaison entre les composants est considérée comme un élément de façade séparé, U_{cw} découle de :

$$\text{Eq. 28} \quad U_{cw} = \frac{\sum A_g \cdot U_g + \sum A_p \cdot U_p + \sum A_{TJ} \cdot U_{TJ}}{\sum A_g + \sum A_p + \sum A_{TJ}} \quad \text{W/ (m}^2 \cdot \text{K)}$$

Si la liaison entre les composants de façade est considérée comme un pont thermique, U_{cw} découle de :

$$\text{Eq. 29} \quad U_{cw} = \frac{\sum A_g^* \cdot U_g + \sum A_p^* \cdot U_p + \sum l_{TJ} \cdot \Psi_{TJ}}{A_{cw}} \quad \text{W/ (m}^2 \cdot \text{K)}$$

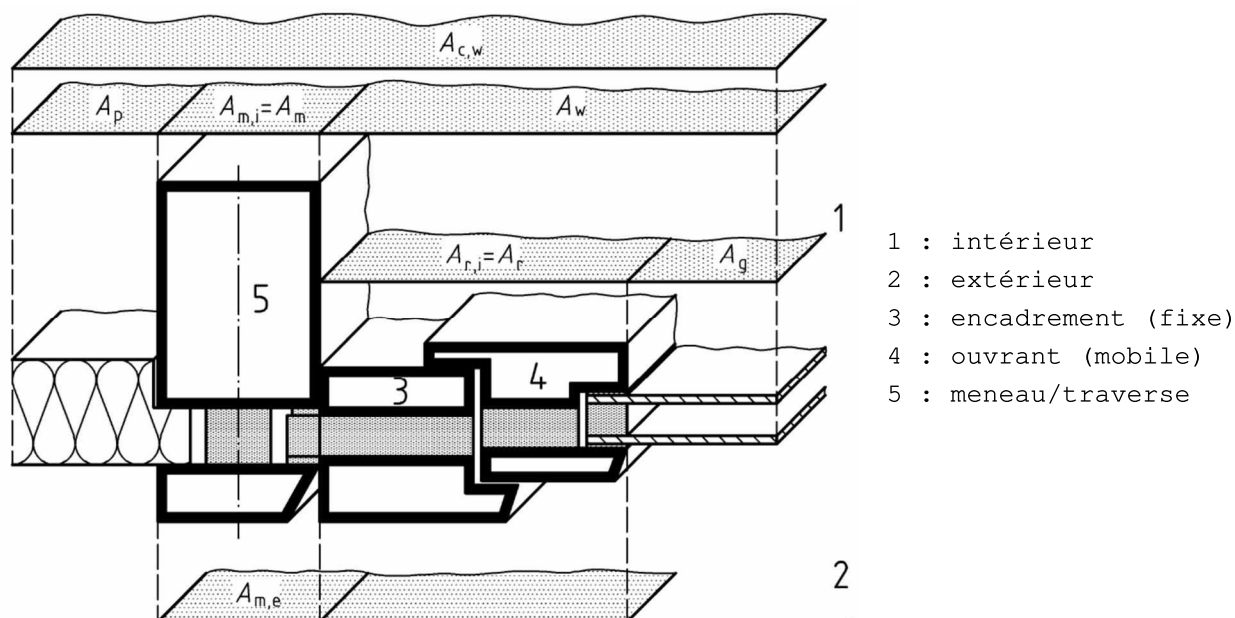
10.4 Détermination de la valeur U_{cw} d'un module : méthode des composants

10.4.1 Principe de la méthode de détermination

Lors de la détermination de la valeur totale U_{cw} d'un module d'une façade légère suivant cette méthode des composants, une valeur U moyenne pondérée par la surface est calculée à partir de tous les sous-composants du module (vitrage, panneaux de remplissage, encadrements et traverses) ; les effets de bord des liaisons entre ces éléments sont ajoutés comme ponts thermiques, c.-à-d. obtenus par le produit d'une longueur et d'un coefficient de transmission thermique linéique (valeur Ψ).

10.4.2 Détermination générale de U_{cw}

Figure [29] : Divisions du module en sous-composants ayant des surfaces propres et des valeurs U propres



Le coefficient de transmission thermique d'un module d'une façade légère (U_{cw}) est calculé suivant :

$$\text{Eq. 30} \quad U_{cw} = \frac{\left(\sum A_g U_g + \sum A_p U_p + \sum A_f U_f + \sum A_{m(t)} U_{m(t)} + \sum l_g \Psi_{f,g} + \sum l_p \Psi_p + \sum l_{m(t),g} \Psi_{m(t),g} + \sum l_{m(t),f} \Psi_{m(t),f} \right)}{A_{cw}} \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

où :

U_g, U_p	les coefficients de transmission thermique respectivement du vitrage et du panneau opaque, en W/(m ² .K), déterminés suivant le § 10.4.3 ;
U_f, U_m, U_t	les coefficients de transmission thermique respectivement de l'encadrement, du meneau et de la traverse, en W/(m ² .K), déterminés suivant le § 10.4.4 ;
A_g, A_p, A_f, A_m, A_t	les surfaces projetées respectivement du vitrage, des panneaux opaques, des encadrements, des meneaux et des traverses, en m ² , déterminées suivant le § 10.2.2 ;
A_{cw}	la surface totale du module de la façade légère, en m ² , déterminée comme la somme de celles des parties composantes du module : $A_{cw} = A_g + A_p + A_f + A_m + A_t$;
$\Psi_{f,g}$	les coefficients de transmission thermique linéique résultant des effets de bord (ponts thermiques linéaires) à la liaison entre les vitrages et les encadrements, en W/(m.K), déterminés suivant le § 10.4.5 ;
$\Psi_{f,p}$	les coefficients de transmission thermique linéique résultant des effets de bord (ponts thermiques linéaires) à la liaison entre les panneaux et les encadrements ou les meneaux, en W/(m.K), déterminés suivant le § 10.4.5 ;
$\Psi_{m,f}, \Psi_{t,f}$	les coefficients de transmission thermique linéique résultants des effets de bord (ponts thermiques linéaires) entre les encadrements (cadre dormant) et les meneaux et/ou traverses, en W/(m.K), déterminés suivant le § 10.4.5 ;
$\Psi_{m,g}, \Psi_{t,g}$	les coefficients de transmission thermique linéique résultant des effets de bord (ponts thermiques linéaires) entre les vitrages et les meneaux et/ou les traverses, en W/(m.K), déterminés suivant le § 10.4.5 ;
$l_g, l_p, l_{m,f}, l_{t,f}, l_{m,g}, l_{t,g}$	les périmètres des ponts thermiques linéaires des jonctions mutuelles des vitrages, panneaux opaques, encadrements, meneaux et traverses, en m.

10.4.3 Valeur U du vitrage et du panneau de remplissage

10.4.3.1 Vitrage

Voir le § 9.1.

10.4.3.2 Panneau opaque

Voir le § 9.3.

10.4.4 Valeur U des encadrements, meneaux et traverses

Le coefficient de transmission thermique des encadrements (U_f) est déterminé suivant les principes du § 9.2.

Les coefficients de transmission thermique des traverses (U_t) et des meneaux (U_m) sont déterminés comme suit :

- détermination expérimentale conformément à la NBN EN 12412-2 ;
- méthode de calcul numérique suivant la NBN EN ISO 10077-2.

NOTE Le calcul numérique de la NBN EN ISO 10077-2 ne tient pas compte des effets de bord des liaisons métalliques (vis) dans les traverses et meneaux. Les ponts thermiques ponctuels (valeurs χ) qui sont provoqués par ces liaisons peuvent être calculés précisément par un calcul numérique en 3D suivant la NBN EN ISO 10211 ou par un essai comparatif (un premier essai avec vis métallique et un deuxième essai avec vis plastiques) suivant la NBN EN 12412-2.

Dans l'annexe D de la NBN EN ISO 12631 une méthode de calcul spéciale est donnée pour les systèmes de profilés qui permet d'évaluer l'effet des liaisons par vis sur base d'un calcul numérique 2D avec modélisation et effets de bord adaptés. De manière simplifiée, l'effet de ces liaisons peut être évalué en ajoutant à la valeur U de l'encadrement (U_{mo} ou U_{to} , calculé numériquement suivant la norme NBN EN ISO 10077-2, sans tenir compte de l'effet des vis) un facteur de correction ΔU :

Eq. 31 $U_{m(t)} = U_{m(t)o} + \Delta U$ W/(m².K)

Dans le cas de vis en acier inoxydable, une valeur par défaut pour ce facteur de correction ΔU est donnée au Tableau [5], pour autant que les conditions mentionnées soient remplies.

Tableau [5] : Valeurs ΔU pour des traverses et meneaux

Diamètre de la liaison en acier inoxydable (vis)	Inter-distance entre les liaisons	ΔU (W/(m ² .K))
≤ 6 mm	200 - 300 mm	0,3

10.4.5 Coefficients de transmission thermique linéique (vitrages, encadrements, meneaux et traverses)

Les coefficients de transmission thermique linéique des jonctions mutuelles (intercalaires) entre vitrages, et encadrements ($\Psi_{f,g}$) ou panneaux et encadrements ($\Psi_{f,p}$), peuvent être déterminés à partir de :

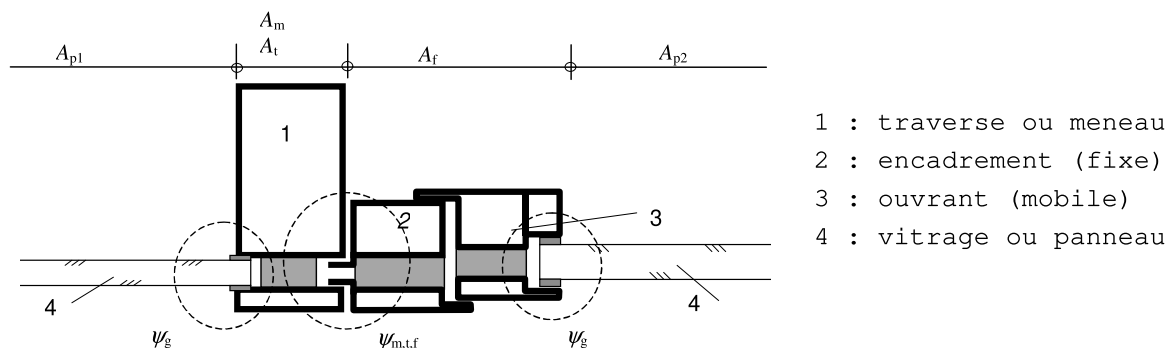
- un calcul numérique suivant la norme NBN EN ISO 10077-2 (calcul précis) ;
- les valeurs par défaut mentionnées dans le tableau E.2 et le tableau E.4 de l'annexe E.

L'interaction ou la déperdition thermique supplémentaire qui est provoquée par les jonctions entre un vitrage ou un panneau opaque et les meneaux et les traverses, comme montré à la Figure [30], peut être évaluée au moyen de coefficients de transmission thermique linéique spécifiques ($\Psi_{m,f}$ et $\Psi_{t,f}$ ou $\Psi_{m,g}$ et $\Psi_{t,g}$). Cette valeur peut être déterminée à partir de :

- un calcul numérique suivant la NBN EN ISO 10077-2 (calcul précis) ;

- les valeurs par défaut mentionnées dans le tableau E.3, le tableau E.5 et le tableau E.6 de l'annexe E.

Figure [30] : Jonction d'un module de façade légère à un meneau ou une traverse



10.5 Détermination de la valeur U_{cw} pour une façade légère composée de différents modules

La calcul du coefficient de transmission thermique total ($U_{cw,tot}$) d'une façade légère, construite à partir de différents modules de formes et dimensions différentes peut être calculé suivant :

$$\text{Eq. 32} \quad U_{cw,tot} = \frac{\sum (U_{cw,i} \cdot A_{cw,i})}{\sum A_{cw,i}} \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

avec :

$U_{cw,i}$ les valeurs U des différents modules, en $\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$;

$A_{cw,i}$ les surfaces des différents modules, en m^2 .

11 Coefficient de transmission thermique d'autres parois translucides

11.1 Briques de construction en verre

Lors du calcul du coefficient de transmission thermique d'une paroi en brique de verre, l'élément de construction tout entier doit être considéré. Le cas échéant, l'effet des joints (comme pour la maçonnerie, voir § G.3.1), des encadrements (comme pour les fenêtres) ou d'autres éléments doit aussi être pris en considération.

Le coefficient de transmission thermique de la brique de construction en verre en elle-même est déterminé conformément à la norme NBN EN 1051-2.

On peut aussi toujours effectuer les calculs avec la valeur par défaut, qui est égale à 5,7 W/(m².K).

11.2 Lanterneaux en matière plastique

Ce paragraphe s'applique aussi bien aux lanterneaux ponctuels qu'aux lanterneaux continus.

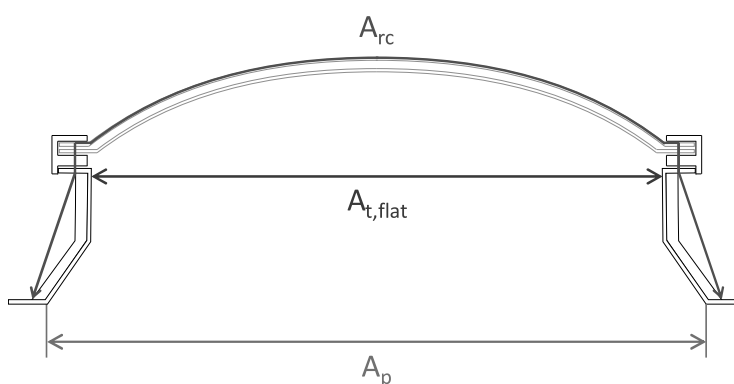
Que ce soit pour le calcul du niveau E_w ou pour l'évaluation de l'exigence U_{max} selon l'annexe C1 de l'Arrêté du 15 mai 2014, le coefficient de transmission thermique à prendre en considération pour un lanterneau en matière plastique, U_{r1} , est donné par :

Eq. 98 Pour un lanterneau avec costière : $U_{r1} = \frac{A_{rc}}{A_p} \cdot U_{rc}$ W/(m².K)

Pour un lanterneau sans costière : $U_{r1} = \frac{A_r}{A_p} \cdot U_r$ W/(m².K)

avec :

A_{rc}	la surface du lanterneau avec costière, en m ² , déterminée conformément à la norme NBN EN 1873 ;
A_r	la surface du lanterneau sans costière, en m ² , déterminée conformément à la norme NBN EN 1873 ;
A_p	la surface projetée du lanterneau, en m ² ;
U_{rc}	le coefficient de transmission thermique du lanterneau avec costière, en W/(m ² .K), déterminé conformément à la norme NBN EN 1873 ;
U_r	le coefficient de transmission thermique du lanterneau sans costière, en W/(m ² .K), déterminé conformément à la norme NBN EN 1873.

Figure [51] : Surfaces d'un lanterneau avec costière

La Figure [51] reprend la définition de la surface projetée du lanterneau A_p ainsi que celles de la surface de la projection horizontale de la surface extérieure éclairante $A_{t,flat}$ et de la surface d'un lanterneau avec costière A_{rc} . Pour les surfaces $A_{t,flat}$ et A_{rc} , la Figure [51] n'est qu'un schéma de principe : les définitions exactes sont données par la norme NBN EN 1873.

12 Coefficient de transfert thermique par transmission dans les bâtiments³

12.1 Coefficient de transfert thermique total par transmission

Le coefficient de transfert thermique total par transmission (H_T) est déterminé par :

$$\text{Eq. 33} \quad H_T = H_D + H_g + H_U \quad \text{W/K}$$

avec :

- H_D le coefficient de transfert thermique par transmission directe vers l'environnement extérieur, en W/K, déterminé suivant le § 13 ;
- H_g le coefficient de transfert thermique par transmission à travers le sol et à travers des caves non chauffées et des vides sanitaires, en W/K, déterminé suivant le § 15 ;
- H_U le coefficient de transfert thermique par transmission à travers des espaces adjacents non chauffés, en W/K, déterminé suivant le § 14.

12.2 Conventions générales

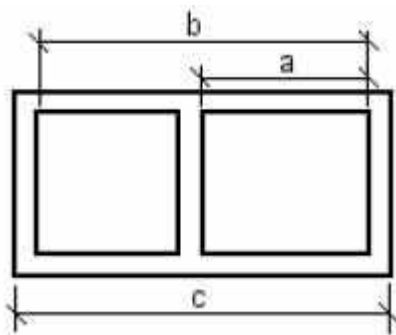
12.2.1 Délimitation des parties de la construction

La partie du bâtiment (volume protégé, espace adjacent non chauffé, secteur énergétique,...) pour laquelle le coefficient de transfert thermique doit être calculé, doit être définie univoquement.

12.2.2 Détermination des surfaces

12.2.2.1 Calcul des surfaces des parois extérieures

Figure [31] : Système de calcul des surfaces



Légende :

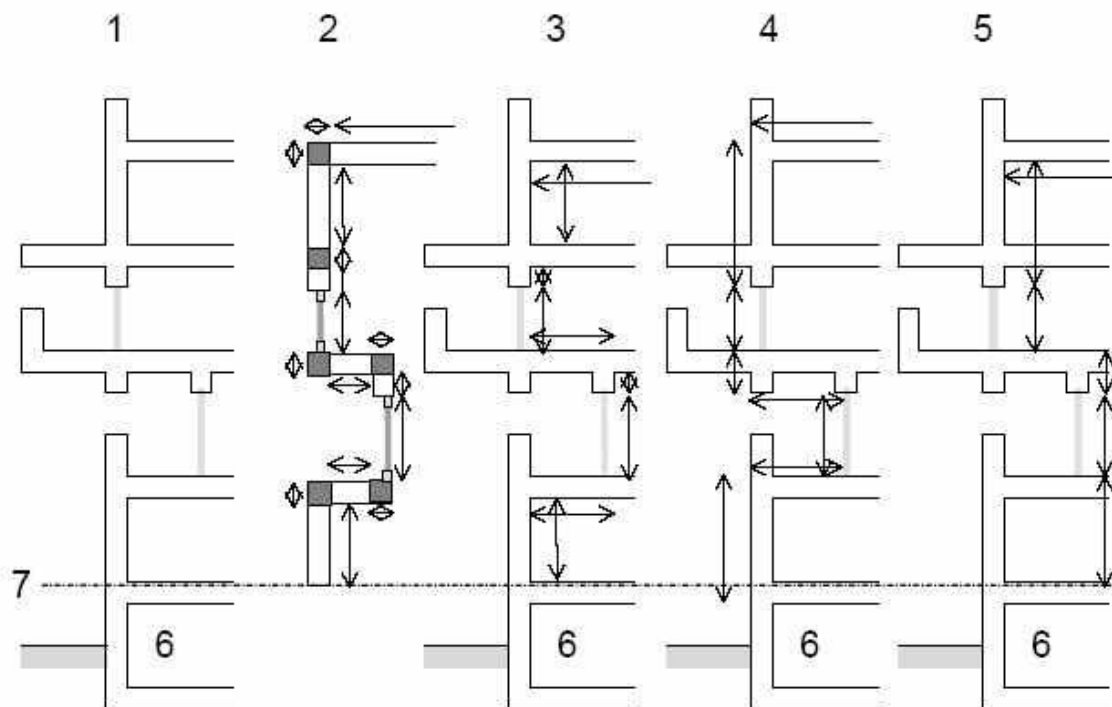
- a dimension intérieure
- b dimension intérieure complète
- c dimension extérieure

Pour le calcul des surfaces des éléments de l'enveloppe d'un bâtiment (c.-à-d. les éléments de construction qui séparent le volume protégé d'un bâtiment de l'environnement extérieur, du sol et des espaces adjacents non chauffés), il faut utiliser les dimensions extérieures (dimension c de la Figure [31] et illustrée à la Figure [32]), de sorte que l'enveloppe complète du bâtiment puisse être considérée comme une surface enveloppante fermée. Pour les fenêtres et les portes, les dimensions des ouvertures de jour (vues de l'extérieur) sont prises comme dimensions.

³ Par "bâtiment", on comprend aussi "partie d'un bâtiment" si le calcul ci-dessus y est d'application.

Cette méthode doit être utilisée systématiquement pour tous les calculs qui touchent aux prestations thermiques des bâtiments concernés (pertes de chaleur, besoins en énergie, ...).

Figure [32] : Systèmes de mesures



1 : réalité - 2 : éléments de construction - 3 : dimensions intérieures - 4 : dimensions extérieures
- 5 : dimensions intérieures complètes - 6 : cave non chauffée - 7 : délimitation des déperditions pas le sol

12.2.2.2 Calcul des surfaces des parois dans un volume protégé ou entre 2 volumes protégés

Lors de la détermination des surfaces des parois à l'intérieur d'un volume protégé ou entre deux volumes protégés les dimensions sont déterminées en prenant l'axe des parois intermédiaires comme limite.

12.2.2.3 Calcul des surfaces des éléments de constructions non plans

Pour les éléments de construction cintrés (toits courbés, murs courbés, ...) la surface réelle (= développée) est prise en compte, sauf si d'autres conditions spécifiques sont d'application.

12.2.3 Détermination des volumes

Le volume d'un bâtiment ou d'une partie de celui-ci est déterminé sur base des dimensions extérieures, avec le volume des parois intérieures compris. Les parois mitoyennes entre deux volumes protégés appartiennent pour moitié à l'un et pour l'autre moitié à l'autre volume protégé.

13 Coefficient de transfert thermique par transmission directe vers l'environnement extérieur (H_D)

Le coefficient de transfert thermique par transmission à travers les parois de la surface de déperdition et les nœuds constructifs directement vers l'environnement extérieur (H_D) est déterminé par :

$$\text{Eq. 34} \quad H_D = H_D^{\text{constructions}} + H_D^{\text{junctions}} = \sum_i U_i \cdot A_i + H_D^{\text{junctions}} \quad \text{W/K}$$

avec :

$H_D^{\text{constructions}}$	le coefficient de transfert thermique par transmission à travers les parois de la surface de déperdition en contact direct avec l'environnement extérieur, en W/K ;
A_i	la surface de la paroi i , en m^2 , déterminée à partir des dimensions extérieures ;
U_i	la valeur U de la paroi i , en $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;
$H_D^{\text{junctions}}$	le coefficient de transfert thermique par transmission à travers les nœuds constructifs en contact direct avec l'environnement extérieur, en W/K, (voir le § 16).

Pour le calcul de $H_D^{\text{constructions}}$ il faut faire la somme de toutes les parois i de la surface de déperdition en contact direct avec l'environnement extérieur.

14 Coefficient de transfert thermique par transmission via des espaces adjacents non chauffés (H_U)

Le coefficient de transfert thermique par transmission à travers les parois de la surface de déperdition et les nœuds constructifs en contact avec des espaces adjacents non chauffés (H_U) est déterminé par :

$$\text{Eq. 35} \quad H_U = H_U^{\text{constructions}} + H_U^{\text{junctions}} \quad \text{W/K}$$

avec :

$H_U^{\text{constructions}}$ le coefficient de transfert thermique par transmission à travers les parois de la surface de déperdition en contact avec des espaces adjacents non chauffés, en W/K ;

$H_U^{\text{junctions}}$ le coefficient de transfert thermique par transmission à travers les nœuds constructifs en contact avec des espaces adjacents non chauffés, en W/K, (voir le § 16).

La méthode de calcul pour $H_U^{\text{constructions}}$ est d'application pour les espaces au-dessus du sol. Pour les vides sanitaires et les caves non chauffées, il faut se référer au § 15.

Le terme $H_U^{\text{constructions}}$ peut être calculé avec précision en effectuant un équilibre thermique entre d'une part les déperditions entre les espaces chauffés et les espaces non chauffés et d'autre part entre les espaces non chauffés et l'environnement extérieur. (Par espaces non chauffés on entend les espaces dont la couche d'air est supérieure à 0,3 m).

Les pertes à travers les nœuds constructifs situés entre les espaces chauffés et non chauffés peuvent être négligées dans l'équilibre thermique.

$H_U^{\text{constructions}}$ est déterminé par :

$$\text{Eq. 36} \quad H_U^{\text{constructions}} = H_{T,iu}^{\text{constructions}} \cdot b \quad \text{W/K}$$

avec :

$$\text{Eq. 37} \quad b = \frac{H_{ue}}{H_{T,iu}^{\text{constructions}} + H_{ue}} \quad (-)$$

et :

$$\text{Eq. 38} \quad H_{ue} = H_{T,ue} + H_{V,ue} \quad \text{W/K}$$

avec :

b le facteur de réduction de température de l'espace non chauffé ;

$H_{T,iu}^{\text{constructions}}$ le coefficient de transfert thermique par transmission directe à travers les parois entre les espaces chauffés et non chauffés, tel que déterminé ci-dessous, en W/K ;

H_{ue} le coefficient de transfert thermique entre l'espace adjacent non chauffé et l'environnement extérieur, en W/K : :

$H_{T,ue}$ le coefficient de transfert thermique par transmission au travers des parois entre l'espace adjacent non chauffé et

l'environnement extérieur, tel que déterminé ci-dessous, en W/K ;

$H_{V,ue}$ le coefficient de transfert thermique par ventilation de l'espace adjacent non chauffé, tel que déterminé ci-dessous, en W/K .

$H_{T,iu}^{constructions}$ et $H_{T,ue}$ sont déterminés selon :

$$\text{Eq. 96} \quad H_{T,iu}^{constructions} = \sum_i U_i \cdot A_i \quad \text{W/K}$$

$$\text{Eq. 97} \quad H_{T,ue} = \sum_j U_j \cdot A_j \quad \text{W/K}$$

avec :

A_i la surface de la paroi i entre l'espace chauffé et l'espace adjacent non chauffé, en m^2 , déterminé avec les dimensions extérieures ;

U_i la valeur U de la paroi i , en $W/(m^2.K)$;

A_j la surface de la paroi j entre l'espace adjacent non chauffé et l'environnement extérieur, en m^2 , déterminé avec les dimensions extérieures ;

U_j la valeur U de la paroi j , en $W/(m^2.K)$.

Lors du calcul de $H_{T,iu}^{constructions}$ il faut faire la somme sur toutes les parois i entre l'espace chauffé et l'espace adjacent non chauffé. Lors du calcul de $H_{T,ue}$ il faut faire la somme sur toutes les parois j entre l'espace adjacent non chauffé et l'environnement extérieur, à l'exception des parois en contact avec le sol.

$H_{V,ue}$ est déterminé selon :

$$\text{Eq. 39} \quad H_{V,ue} = \rho \cdot c \cdot V_{ue} \quad \text{W/K}$$

où :

ρ la masse volumique de l'air, en kg/m^3 ;

c la chaleur spécifique de l'air, in $Wh/(kg.K)$;

V_{ue} le débit de ventilation entre l'espace adjacent non chauffé et l'extérieur, tel que déterminé ci-dessous, en m^3/h .

Le produit $(\rho \cdot c)$ est pris de manière conventionnelle comme égal à $0,34 \text{ Wh}/m^3.K$.

Le débit de ventilation entre l'espace adjacent non chauffé et l'environnement extérieur est calculé de la manière suivante :

$$\text{Eq. 40} \quad V_{ue} = n_{ue} \cdot V_u \quad m^3/h$$

avec :

V_u le volume de l'espace adjacent non chauffé, en m^3 ;

n_{ue} le taux conventionnel de ventilation de l'espace adjacent non chauffé, en h^{-1} , à définir d'après la situation la plus adéquate du Tableau [6].

Tableau [6] : Taux conventionnels de ventilation entre un espace adjacent non chauffé et l'environnement extérieur

Type	Description de l'étanchéité à l'air de l'espace adjacent non chauffé	n_{ue} h^{-1}
1	Pas de portes ni de fenêtres, jonctions entre les éléments de construction étanches à l'air, pas d'ouvertures de ventilation	0,1
2	Jonctions entre les éléments de construction étanches à l'air, pas d'ouvertures de ventilation	0,5
3	Jonctions entre les éléments de construction étanches à l'air, petites ouvertures de ventilation prévues	1
4	Absence d'étanchéité à l'air en raison d'inétanchéités locales ou d'ouvertures de ventilation permanentes	3
5	Absence d'étanchéité à l'air en raison de nombreuses inétanchéités ou de grandes ou nombreuses ouvertures de ventilation	10

Pour l'évaluation de l'exigence U_{max} suivant l'annexe C1 de l'Arrêté du 15 mai 2014, il faut considérer la valeur combinée $b.U_i$, où la valeur b est prise pour des conditions hivernales.

15 Coefficient de transfert thermique par transmission via le sol et via les caves non chauffées et vides sanitaires (H_g)

15.1 Généralités

Le coefficient de transfert thermique par transmission via le sol et via les caves non chauffées et vides sanitaires, à travers les parois de la surface de déperdition et les nœuds constructifs de la surface de déperdition (H_g) est déterminé par :

$$\text{Eq. 41} \quad H_g = H_g^{\text{constructions}} + H_g^{\text{junctions}} \quad \text{W/K}$$

avec :

$H_g^{\text{constructions}}$ le coefficient de transfert thermique par transmission à travers les parois de la surface de déperdition en contact avec le sol et avec des caves non chauffées et des vides sanitaires, en W/K ;

$H_g^{\text{junctions}}$ le coefficient de transfert thermique par transmission à travers les nœuds constructifs en contact avec le sol et avec des caves non chauffées et des vides sanitaires, en W/K, (voir le § 16).

Les déperditions de chaleur par transmission à travers le massif de sol dépendent de différents facteurs :

- la géométrie tridimensionnelle du bâtiment, les raccords avec les fondations et le sol ;
- la conductivité thermique du sol (dépendant de la composition du sol et du taux d'humidité) ;
- les écoulements d'eau éventuels dans le sol ;
- etc.

Dans le cadre de la réglementation sur la performance énergétique, on considère toujours des déperditions stationnaires. Les normes européennes offrent un certain nombre de méthodes de calcul pour déterminer H_g . Celles-ci sont décrites à l'annexe F.

En complément à l'annexe F, un certain nombre de méthodes simplifiées pour la détermination de $H_g^{\text{constructions}}$ sont décrites au § 15.2. Le § 15.3 décrit comment l'isolation périphérique doit être prise en compte pour un plancher sur terre-plein.

15.2 Méthode de calcul simplifiée

15.2.1 Planchers en contact direct avec le sol

Le coefficient de transfert thermique par transmission vers l'environnement extérieur via le sol ($H_g^{\text{constructions}}$), peut être, pour des planchers directement en contact avec le sol, défini de manière simplifiée par :

$$\text{Eq. 42} \quad H_g^{\text{constructions}} = \sum_{i=1}^n U_{\text{eq},f,i} \cdot A_i \cdot a_i \quad \text{W/K}$$

avec :

$U_{eq,f,i}$ la valeur U équivalente de la partie de plancher i , en $W/(m^2.K)$, définie selon :

$$\text{Eq. 43} \quad U_{eq,f,i} = \frac{1}{R_{si} + \sum R_{f,i}} \quad W/(m^2.K)$$

avec :

R_{si} la résistance thermique d'échange à la surface intérieure, égale à $0,17 \text{ m}^2.K/W$;

$\sum R_{f,i}$ la résistance thermique totale de toutes les couches de construction de la partie de plancher, en $m^2.K/W$, calculée selon § 6 (de la surface intérieure jusqu'à la surface de contact avec le sol, donc sans résistances d'échange aux surfaces).

A_i la surface de la partie de plancher i , en m^2 , déterminée avec les dimensions extérieures ;

a_i le facteur de réduction de la température pour la partie de plancher i , (-), déterminé par :

$$\text{Eq. 44} \quad a_i = \frac{1}{U_{eq,f,i} + 1} \quad (-)$$

Lors du calcul de $H_g^{\text{constructions}}$, il faut faire la somme sur toutes les parties de plancher i ayant des compositions différentes et qui sont en contact direct avec le sol.

Pour l'évaluation de l'exigence U_{max} suivant l'annexe C1 de l'Arrêté du 15 mai 2014, on doit considérer la valeur combinée $a_i.U_{eq,f,i}$.

15.2.2 Eléments de construction (planchers, murs, portes) en contact avec des caves non chauffées et des vides sanitaires

Le coefficient de transfert thermique par transmission vers l'environnement extérieur via des caves non chauffées et les vides sanitaires, $H_g^{\text{constructions}}$, peut, pour les éléments de construction qui sont en contact avec ces espaces, être déterminé de manière simplifiée grâce à un facteur de réduction de température (b_u) :

$$\text{Eq. 45} \quad H_g^{\text{constructions}} = \sum_{i=1}^n U_{eq,f,i} \cdot A_i \cdot b_{u,i} \quad W/K$$

avec :

$U_{eq,f,i}$ la valeur U équivalente de l'élément de construction i , en $W/(m^2.K)$, déterminée selon :

$$\text{Eq. 46} \quad U_{eq,f,i} = \frac{1}{R_{si} + \sum R_{f,i} + R_{se}} \quad W/(m^2.K)$$

avec :

R_{si} la résistance thermique d'échange à la surface intérieure, en $m^2.K/W$;

$\sum R_{f,i}$ la résistance thermique totale de toutes les couches de construction de l'élément de construction i , en $m^2.K/W$, calculée comme présenté au

- chapitre 6 (de la surface intérieure à la surface de contact avec le vide sanitaire ou la cave, donc sans résistances d'échange aux surfaces) ;
- A_i

la surface de l'élément de construction i , en m^2 , déterminée avec les dimensions extérieures ;
- $b_{U,i}$

le facteur de réduction de température de l'élément de construction i , (-), comme déterminé au Tableau [7].

Tableau [7] : Valeurs par défaut du facteur de réduction de température b_U

Cave ou vide sanitaire non chauffés	b_u (-)
Espace de cave (au moins 70% des parois extérieures en contact avec le sol)	
• sans fenêtre ou porte extérieure	0,5
• avec fenêtre ou porte extérieure	0,8
Vides sanitaires ⁽¹⁾	
• très ventilés ($n_{ue} \geq 1\text{ h}^{-1}$)	1,0
• pas ou peu ventilés ($n_{ue} < 1\text{ h}^{-1}$)	0,8
(1) valeurs conventionnelles du taux de ventilation (n_{ue}) d'après le Tableau [6].	

Pour l'évaluation de l'exigence U_{max} suivant l'annexe C1 de l'Arrêté du 15 mai 2014, il faut considérer la valeur combinée $b_{U,i}.U_{eq,f,i}$.

15.2.3 Murs enterrés

La méthode simplifiée suit la procédure pour les "murs de caves" du § F.2.4, où par convention et pour simplifier on peut considérer que $R_f = 1\text{ m}^2.K/W$.

15.3 Isolation périphérique des planchers sur terre-plein

Pour les planchers sur terre-plein qui se trouvent à la même hauteur ou presque que le niveau du sol extérieur, l'isolation périphérique peut être considérée pour réduire les déperditions de chaleur via ces planchers.

L'effet de cette isolation périphérique peut être pris en compte via une réduction de la valeur U du plancher sur terre-plein dans le terme $H_g^{constructions}$. La prise en compte dans la valeur U du plancher sur terre-plein peut dès lors s'effectuer selon l'une des deux procédures suivantes :

- via la procédure décrite au § F.2.2, ou
- via un calcul numérique validé du coefficient de transmission thermique linéaire de l'isolation périphérique.

Dans ce 2^e cas, la valeur U résultante du plancher sur terre-plein doit être considérée comme suit :

Eq. 99

$$U_f = U_{f,0} + 2 \Psi_{e,edge}/B'$$

(W/(m².K))

avec :

$U_{f,0}$	la valeur U du plancher sur terre-plein, sans tenir compte de l'isolation périphérique, en $W/(m^2.K)$. $U_{f,0}$ peut être déterminée selon l'une des méthodes simplifiées du § 15.2, selon l'une des méthodes analytiques du § F.2.2 ou via un calcul numérique validé, mais toujours sans tenir compte de l'isolation périphérique ;
$\Psi_{e,edge}$	le coefficient de transmission thermique linéaire de l'isolation périphérique, déterminé selon un calcul numérique validé, en $W/(m.K)$;
B'	la dimension caractéristique du plancher, telle que décrite au § F.1, en m.

L'isolation périphérique doit être présente de manière ininterrompue sur tout le périmètre du plancher contigu sur terre-plein. Si ce n'est pas le cas, l'isolation périphérique ne peut pas être prise en compte dans la valeur U de ce plancher.

Une exception est permise si l'isolation périphérique est présente sur au moins 85% du périmètre du plancher contigu sur terre-plein et si elle est interrompue sur ce périmètre au maximum 15 fois. Dans ce cas seulement, la valeur U peut être déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 100 } U_f = (1-(p+N/100)) * U_{f,100\%} + (p+N/100) * U_{f,0} \quad (W/(m^2.K))$$

avec :

$U_{f,0}$	la valeur U du plancher sur terre-plein, sans tenir compte de l'isolation périphérique, en $W/(m^2.K)$;
$U_{f,100\%}$	la valeur U du plancher sur terre-plein, en tenant compte de l'isolation périphérique sur l'entièreté du périmètre, en $W/(m^2.K)$;
N	le nombre d'interruptions de l'isolation périphérique le long du périmètre ;
p	la fraction du périmètre où l'isolation périphérique est absente, (-).

Le nœud constructif de l'appui de fondation d'un plancher sur terre-plein doit toujours être considéré dans le terme $H_g^{junctions}$. Si l'isolation périphérique est également présente, l'évaluation du nœud constructif de l'appui de fondation doit s'effectuer comme suit :

- Dans le cas de l'application des règles de base de l'annexe B2 de l'Arrêté du 15 mai 2014 : les règles de base restent pleinement applicables.
- Dans le cas d'un calcul numérique validé de la valeur Ψ_e de l'appui de fondation :
 - si l'isolation périphérique est prise en compte dans la valeur U du plancher sur terre-plein via l'une des deux procédures décrites ci-dessus : la valeur Ψ_e de l'appui de fondation ne peut pas considérer l'effet de l'isolation périphérique ;
 - si l'isolation périphérique n'est pas prise en compte dans la valeur U du plancher sur terre-plein : la valeur Ψ_e de l'appui de fondation peut mais ne doit pas considérer l'effet de l'isolation périphérique.

16 Coefficient de transfert thermique par transmission à travers les nœuds constructifs ($H_T^{\text{junctions}}$)

Les coefficients de transfert thermique par transmission à travers les nœuds constructifs ($H_D^{\text{junctions}}$, $H_g^{\text{junctions}}$ et $H_U^{\text{junctions}}$) sont réunis dans $H_T^{\text{junctions}}$:

$$\text{Eq. 47} \quad H_T^{\text{junctions}} = H_D^{\text{junctions}} + H_g^{\text{junctions}} + H_U^{\text{junctions}} \quad \text{W/K}$$

Cela signifie que le coefficient de transfert thermique total par transmission H_T peut aussi être formulé de la manière suivante :

$$\begin{aligned} \text{Eq. 48} \quad H_T &= (H_D^{\text{constructions}} + H_g^{\text{constructions}} + H_U^{\text{constructions}}) + H_T^{\text{junctions}} \\ &= H_T^{\text{constructions}} + H_T^{\text{junctions}} \end{aligned} \quad \text{W/K}$$

Le terme $H_T^{\text{junctions}}$ doit être déterminé suivant l'annexe B2 de l'Arrêté du 15 mai 2014.

16.1 Facteur de réduction de température pour les EANC, vides sanitaires et caves non chauffées

Les coefficients de réduction de température qui sont appliqués dans l'annexe B2 de l'Arrêté du 15 mai 2014 sur les coefficients de transmission thermique des nœuds constructifs linéaires et ponctuels sont rassemblés dans le Tableau [8]. La valeur du facteur de réduction de température dépend de la méthode de calcul choisie. Pour un même environnement une seule méthode de calcul peut être choisie, soit simplifiée, soit détaillée. Le facteur de réduction qui a été déterminé de cette manière doit par conséquent être utilisé dans les calculs suivants.

Tableau [8] : Facteur de réduction de température pour les espaces adjacents non chauffés, les caves non chauffées et les vides sanitaires (-)

	Méthode de calcul simplifiée	Méthode de calcul détaillée
Espace adjacent non chauffé	$b = 1$	$b = \frac{H_{ue}}{H_{ue} + H_{iu}}$ voir § 14
Vide sanitaire	$b = b_U$ Tableau [7] du § 15.2.2	$b = \frac{U_i}{U_{eq,f,i}}$ avec $U_{eq,f,i}$ la valeur U équivalente de l'élément de construction i entre l'environnement intérieur et le vide sanitaire non chauffé, déterminée suivant l'Eq. 46 du § 15.2.2 et avec $U_i = U$ suivant le § F.2.3 (étape 7)
Cave non chauffée	$b = b_U$ Tableau [7] du § 15.2.2	$b = \frac{U_i}{U_{eq,f,i}}$ avec $U_{eq,f,i}$ la valeur U équivalente de l'élément de construction i entre l'environnement intérieur et la cave non chauffée, déterminée suivant la l'Eq. 46 du § 15.2.2 et avec $U_i = U$ suivant le § F.2.4 (étape 6)

17 Niveau d'isolation thermique globale (niveau K)

Dans ce paragraphe, le terme "bâtiment" peut aussi bien désigner le "bâtiment dans son ensemble", que "une partie d'un bâtiment". Une partie d'un bâtiment peut par exemple être : une extension, une reconstruction partielle, un hall industriel, ... pour lequel une exigence spécifique de niveau K s'applique.

17.1 Compacité d'un bâtiment

La compacité d'un bâtiment est donnée par le rapport du volume sur la surface totale de déperdition :

$$\text{Eq. 49} \quad C = \frac{V}{A_T} \quad \text{m}$$

avec :

- V le volume du bâtiment sur base des dimensions extérieures, en m^3 , déterminé suivant le § 12.2.3 ;
- A_T la surface de déperdition du bâtiment sur base des dimensions extérieures, en m^2 , déterminée suivant le § 12.2.2.

17.2 Coefficient de transfert de chaleur moyen d'un bâtiment

Le coefficient de transfert thermique moyen U_m d'un bâtiment est le rapport entre le coefficient de transfert thermique total et la surface de déperdition :

$$\text{Eq. 50} \quad U_m = \frac{H_T}{A_T} \quad \text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

avec :

- H_T le coefficient de transfert thermique du bâtiment, en W/K , calculé suivant le § 12.1 ;
- A_T la surface de déperdition totale du bâtiment sur base des dimensions extérieures, en m^2 , déterminée suivant le § 12.2.2.

Pour H_T , la valeur correspondant à des conditions hivernales est considérée.

17.3 Niveau de l'isolation thermique globale (niveau K)

Le niveau de l'isolation thermique globale d'un bâtiment est le rapport entre le coefficient de transfert thermique moyen et une valeur de référence, multiplié par 100 :

$$\text{Eq. 51} \quad K = 100 \cdot \frac{U_m}{U_{m,\text{ref}}} \quad (-)$$

avec :

- U_m le coefficient de transfert thermique moyen du bâtiment, en $\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$, calculé au § 17.2 ;
- $U_{m,\text{ref}}$ la valeur de référence du coefficient de transfert thermique moyen, en $\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$, telle qu'établie ci-dessous.

La valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique moyen $U_{m,ref}$ est déterminée comme suit :

où :

C la compacité, en m, définie au § 17.1.

Annexe A Détermination de la conductivité thermique (valeur λ) et de la résistance thermique (valeur R) des matériaux de construction

A.1 Généralités

Les principes du présent paragraphe sont valables pour la détermination aussi bien de la conductivité thermique que de la résistance thermique. Mais, afin de faciliter la lecture du texte, la formulation du présent paragraphe est limitée à la conductivité thermique. Pour la détermination de la résistance thermique, il suffit de lire partout "résistance thermique" au lieu de "conductivité thermique" et "R" au lieu de " λ ".

On utilise, comme valeur de calcul de la conductivité thermique, la valeur qui tient compte à la fois de la température et de la teneur en humidité attendue dans le matériau. On définit ainsi, en fonction des conditions intérieures et extérieures, les valeurs de calcul suivantes :

- la **valeur λ_{vi}** correspond aux conditions intérieures et doit être utilisée pour les matériaux des parois internes ou externes pour autant qu'ils ne puissent pas être mouillés ni par pénétration d'eau de pluie, ni par condensation interne ou superficielle permanente, ni par l'humidité ascensionnelle. La valeur λ_{vi} ne peut pas être utilisée pour des matériaux incorporés dans la construction de manière étanche à la vapeur d'eau et pouvant contenir de l'humidité (ex. humidité de construction ou eau de pluie) ;
- la **valeur λ_{ve}** correspond aux conditions extérieures et doit être utilisée pour tous les matériaux des parois externes, qui peuvent être mouillés par l'eau de pluie, par condensation interne ou superficielle, ou par l'humidité ascensionnelle. La valeur λ_{ve} doit également être utilisée pour des matériaux incorporés dans la construction de manière étanche à la vapeur d'eau et qui ont été mouillés pendant la réalisation des travaux.

Pour les produits d'isolation et autres produits pour lesquels la valeur λ est une propriété importante, la valeur de calcul λ_U est déterminée comme suit. Dans une première étape, une valeur λ_{STEP1} est déterminée conformément aux conditions mentionnées ci-dessous. Dans une deuxième étape, la variabilité d'une formation in-situ du produit est prise en compte. Ensuite, sur base de cette valeur, la valeur de calcul λ_U est déterminée dans une troisième étape.

Première étape :

La valeur de conductivité thermique nommée dans ce texte λ_{STEP1} est déterminée selon les principes donnés dans la norme NBN EN ISO 10456 en appliquant les conditions suivantes :

- valeurs mesurées dans les conditions de référence données de température et d'humidité, d'après les méthodes de mesure de la NBN EN 1934, la NBN EN ISO 8990, la NBN EN 12664, la NBN EN 12667 ou la NBN EN 12939. La température est fixée dans ce texte à 10°C ;
- donnée par un fractile avec un niveau de confiance défini dans ce texte à 90/90 (autrement dit avec une fiabilité de 90%, il est défini que 90% de la production a une valeur λ inférieure ou égale à la valeur λ_{STEP1}) ;
- correspondant à une durée de vie raisonnable dans des conditions normales, le vieillissement possible du matériau devant donc être pris en compte, celui-ci étant défini dans la norme produit, ou l'ETAG (European Technical Approval Guideline, selon la Directive 89/106/CEE), ou l'EAD (European Assessment Document, selon le Règlement (UE) n°305/2011), du produit en question pour autant que l'un de ceux-ci existe. Dans les autres cas, les autorités peuvent définir la méthode de vieillissement à appliquer.

NOTE Pour les matériaux prenant leur forme finale in situ (c'est-à-dire des matériaux formés - quant à leur composition et/ou à leurs dimensions- sur le lieu d'application, par exemple sur chantier), la confiance mentionnée ci-dessus par rapport à la production concerne aussi la variabilité propre à une formation in-situ du matériau de construction. Le niveau de confiance inclut dès lors toutes les variations possibles qui sont propres à une formation in-situ dans le cas d'une mise en œuvre correcte selon les conditions d'application du produit ou matériau. (Si ce n'est pas le cas, un facteur de correction $f_{in\ situ}$ autre que 1 est appliqué dans la deuxième étape).

Les facteurs d'influence sont par exemple (suivant la nature du matériau) : variabilité des propriétés des matières premières du produit, influence des conditions climatiques, variabilité dans le dosage des matières premières, étalonnage et réglage de l'unité de production, longueur des tuyaux servant au soufflage, à l'injection ou à la projection du produit, impact de la dextérité/expérience de l'applicateur, etc.

Deuxième étape :

Pour les matériaux prenant leur forme finale in situ (voir la NOTE ci-dessus), λ_{STEP2} est calculée selon l'**Erreur ! Source du renvoi introuvable.** sur la base de la valeur λ_{STEP1} déterminée conformément aux conditions mentionnées ci-dessus. Pour les matériaux fabriqués en usine, on a $\lambda_{STEP2} = \lambda_{STEP1}$.

$$\text{Eq. 116 } \lambda_{STEP2} = f_{in\ situ} \cdot \lambda_{STEP1} \quad W/(m.K)$$

où :

$f_{in\ situ}$ le facteur de correction par rapport à la variabilité propre à une mise en forme in situ, (-) ;

λ_{STEP1} la valeur de conductivité thermique à la première étape, en W/(m.K).

Pour $f_{in\ situ}$ les valeurs du **Erreur ! Source du renvoi introuvable.** sont appliquées. Seulement dans le cas où la variabilité propre à une formation in-situ est prise en compte entièrement dans la première étape (voir la NOTE ci-dessus), $f_{in\ situ}$ est égal à 1.

NOTE Il n'est pas certain que la variabilité ait été prise en compte entièrement dans la valeur λ_D des matériaux prenant leur forme finale in situ, déclarée dans le cadre du marquage CE (pour autant que celui-ci existe).

**Tableau [9] : Valeurs tabulées du facteur de correction
pour les matériaux prenant leur forme finale in-situ**

Type	Matériau	Facteur de correction f _{in situ}
A. Matériaux pour lesquels la formation in-situ concerne seulement les dimensions réalisées (1)	Flocons de laine minérale (MW) ou de cellulose	1,05
	Granulats de polystyrène expansé (EPS), de perlite expansée (EPB), de vermiculite exfoliée, d'argile expansée, de liège expansé ou de mousse de verre	
	Roseau, paille	
	Autres	
B. Matériaux pour lesquels la formation in-situ concerne également la composition (par exemple le rapport des composants ou la formulation chimique)	Granulats de polystyrène expansé (EPS) liés à la colle	1,05
	Mousse de polyuréthane (PUR-PIR)	1,10
	Mousse phénolique (PF)	
	Mousse d'urée-formaldéhyde (UF)	
	Béton léger et mortier avec granulats légers et isolants (2), avec ρ < 1600 kg/m³	
	Autres	
(1) Par exemple, un isolant en vrac, constitué d'un seul composant et mis en place par soufflage, par déversement ...		
(2) Par exemple, béton-mousse ou béton cellulaire ; béton ou mortier d'argile expansé, de vermiculite, de perlite, de polystyrène ; de liège, de chanvre ou d'autres granulats à base de végétaux etc.		

Troisième étape :

La valeur de calcul de la conductivité thermique λ_U est déterminée selon la méthodologie décrite dans la norme NBN EN ISO 10456. Sur base de la valeur λ_{STEP1} déterminée conformément aux conditions mentionnées ci-dessus, elle est calculée comme suit :

$$\text{Eq. 117 } \lambda_U = \lambda_{STEP2} \cdot e^{f_u (u_2 - u_1)} \text{ ou } \lambda_U = \lambda_{STEP2} \cdot e^{f_\Psi (\Psi_2 - \Psi_1)} \quad \text{W/(m.K)}$$

où :

f_u ou f_Ψ des coefficients de conversion pour l'humidité, en kg/kg (f_u) ou m^3/m^3 (f_Ψ) ;

u_1 ou Ψ_1 la teneur en humidité du premier ensemble de conditions (1^{ère} étape), en kg/kg (u_1) ou m^3/m^3 (Ψ_1) ;

- u_2 ou Ψ_2 la teneur en humidité du second ensemble de conditions (3^{ème} étape), en kg/kg (u_2) ou m³/m³ (Ψ_2) ;
- λ_{STEP2} la valeur de conductivité thermique à la deuxième étape, en W/(m.K).

Pour les conditions de la 3^{ème} étape, on distingue :

- λ_{Ui} = application intérieure : correspondant à un taux d'humidité $u_{23,50}$ (= teneur en humidité à l'équilibre à une température de 23°C et une humidité relative de 50%) ;
- λ_{Ue} = application extérieure : correspondant à un taux d'humidité correspondant à 75% du taux de saturation critique à 20°C.

Les valeurs des teneurs en humidité (u , en kg/kg, ou Ψ , en m³/m³) et des coefficients de conversion pour l'humidité (f_u et f_Ψ) sont déterminées conformément à la méthodologie de la norme NBN EN ISO 10456 :

- soit il est fait usage des données de produit réelles, déterminées conformément à la norme ;
- soit il est fait usage des valeurs par défaut : soit provenant de la norme (NBN EN ISO 10456), soit (pour un nombre de matériaux pierreux) provenant de l'annexe C de la présente annexe.

La valeur de calcul λ_U des éléments de maçonnerie doit être déterminée suivant les dispositions de la norme NBN EN 1745, tout en respectant toutes les conditions mentionnées ci-dessus.

Des valeurs de calcul par défaut de la conductivité thermique pour divers matériaux sont mentionnées dans les tableaux du paragraphe A.2.

NOTE 1 Pour les produits isolants faits des mêmes matériaux que ceux qui sont mentionnés au tableau A.14a (matériaux fabriqués en usine), l'application des règles mentionnées ci-dessus mène au résultat que la valeur λ_{Ui} (pour une application à l'intérieur) est identique à la valeur λ_D déclarée dans le cadre du marquage CE.

NOTE 2 Pour des éléments de maçonnerie (briques, blocs de béton, ...) des valeurs par défaut sont données pour la conductivité λ_U dans les tableaux A.3 à A.8 et pour la résistance R_U dans le Tableau B.1 (2 premières catégories). Pour la maçonnerie complète (blocs de construction avec joints en mortier), il faut aussi tenir compte de l'influence des joints, celle-ci étant non négligeable surtout si des blocs légers sont utilisés (voir annexe G.3.1).

NOTE 3 Les tableaux A.3 à A.8 sont applicables aussi bien aux éléments de maçonnerie pleins qu'aux éléments de maçonnerie perforés. Dans le cas des éléments de maçonnerie perforés, la masse volumique se détermine sur les blocs (ou briques) entiers et comprend donc les perforations, cf. exemples dans l'annexe G.3.2.

A.2 Tableaux de valeurs par défaut des conductivités thermiques de matériaux de construction homogènes ou assimilés

Les tableaux dans ce paragraphe donnent des valeurs par défaut qui peuvent toujours être utilisées pour les calculs de transmission thermique dans le cadre de la réglementation PEB. Elles ne sont cependant pas utilisables telles quelles pour les calculs de l'isolation d'installations techniques. Les tableaux mentionnent des valeurs λ_v . Par définition, les valeurs λ_v prennent déjà en compte le vieillissement, l'humidité, la variabilité in situ et similaires (voir § A.1).

Dans les tableaux ci-dessous, quand la masse volumique est mentionnée dans une colonne précédant celle de la conductivité thermique, elle constitue une condition qui doit être satisfaite pour que la valeur par défaut de la conductivité thermique soit valable. Quand la masse volumique est mentionnée dans une colonne se trouvant après celle de la conductivité thermique, elle constitue une information utile pour la détermination de la masse thermique des éléments de construction.

A.2.1 Métaux

Tableau A.1 : Métaux

Matériau	λ_{vi} W/(m.K)	λ_{ve} W/(m.K)	Chaleur massique c J/(kg.K)	Masse volumique ρ kg/m ³
Plomb	35	35	130	11300
Cuivre	380	380	380	8900
Cuivre jaune (laiton)	120	120	380	8400
Acier	50	50	450	7800
Acier inoxydable ⁽¹⁾	17	17	460	7900
Aluminium 99%	160	160	880	2800
Fonte	50	50	450	7500
Zinc	110	110	380	7200
Bronze	65	65	380	8700
(1) Acier austénitique ou ferritique				

A.2.2 Pierres naturelles**Tableau A.2 : Pierres naturelles**

Matériau	λ_{ui} W/ (m.K)	λ_{ue} W/ (m.K)	Masse volumique ρ kg/m³
Pierres lourdes (granit, gneiss, basalte, porphyre)	3,50	3,50	$2700 \leq \rho \leq 3000$
"Petit granit" (pierre bleue), pierre calcaire	2,91	3,50	2700
Marbres	2,91	3,50	2800
Ardoises	2,20	2,20	$2000 \leq \rho \leq 2800$
Pierres dures	2,21	2,68	2550
Pierres fermes	1,74	2,09	2350
Pierres silico-calcaires	2,30	2,30	2600
Pierres demi-fermes (e.a. moellon)	1,40	1,69	2200
<i>La chaleur massique c vaut 1000 J/(kg.K)</i>			

A.2.3 Éléments de maçonnerie**Tableau A.3 : Briques en terre cuite**

Masse volumique ρ kg/m³	λ_{ui} W/ (m.K)	λ_{ue} W/ (m.K)
$\rho \leq 700$	0,22	0,43
$700 < \rho \leq 800$	0,25	0,49
$800 < \rho \leq 900$	0,28	0,56
$900 < \rho \leq 1000$	0,32	0,63
$1000 < \rho \leq 1100$	0,35	0,70
$1100 < \rho \leq 1200$	0,39	0,77
$1200 < \rho \leq 1300$	0,42	0,84
$1300 < \rho \leq 1400$	0,47	0,93
$1400 < \rho \leq 1500$	0,51	1,00
$1500 < \rho \leq 1600$	0,55	1,09
$1600 < \rho \leq 1700$	0,60	1,19
$1700 < \rho \leq 1800$	0,65	1,28
$1800 < \rho \leq 1900$	0,71	1,40
$1900 < \rho \leq 2000$	0,76	1,49
$2000 < \rho \leq 2100$	0,81	1,61
<i>La chaleur massique c vaut 1000 J/(kg.K)</i>		

Tableau A.4 : Briques/blocs silico-calcaires

Masse volumique ρ kg/m³	λ_{Ui} W/ (m.K)	λ_{Ue} W/ (m.K)
$\rho \leq 900$	0,36	0,78
$900 < \rho \leq 1000$	0,37	0,81
$1000 < \rho \leq 1100$	0,40	0,87
$1100 < \rho \leq 1200$	0,45	0,97
$1200 < \rho \leq 1300$	0,51	1,11
$1300 < \rho \leq 1400$	0,57	1,24
$1400 < \rho \leq 1500$	0,66	1,43
$1500 < \rho \leq 1600$	0,76	1,65
$1600 < \rho \leq 1700$	0,87	1,89
$1700 < \rho \leq 1800$	1,00	2,19
$1800 < \rho \leq 1900$	1,14	2,49
$1900 < \rho \leq 2000$	1,30	2,84
$2000 < \rho \leq 2100$	1,49	3,25
$2100 < \rho \leq 2200$	1,70	3,71
<i>La chaleur massique c vaut 1000 J/(kg.K)</i>		

Tableau A.5 : Blocs de béton avec granulats ordinaires

Masse volumique ρ kg/m³	λ_{Ui} W/ (m.K)	λ_{Ue} W/ (m.K)
$\rho \leq 1600$	1,07	1,39
$1600 < \rho \leq 1700$	1,13	1,47
$1700 < \rho \leq 1800$	1,23	1,59
$1800 < \rho \leq 1900$	1,33	1,72
$1900 < \rho \leq 2000$	1,45	1,88
$2000 < \rho \leq 2100$	1,58	2,05
$2100 < \rho \leq 2200$	1,73	2,24
$2200 < \rho \leq 2300$	1,90	2,46
$2300 < \rho \leq 2400$	2,09	2,71
<i>La chaleur massique c vaut 1000 J/(kg.K)</i>		

Tableau A.6 : Blocs de béton d'argile expansé

Masse volumique ρ kg/m ³	λ_{Ui} W/ (m.K)	λ_{Ue} W/ (m.K)
$\rho \leq 400$	0,14	(1)
$400 < \rho \leq 500$	0,18	(1)
$500 < \rho \leq 600$	0,21	0,28
$600 < \rho \leq 700$	0,25	0,33
$700 < \rho \leq 800$	0,30	0,39
$800 < \rho \leq 900$	0,33	0,44
$900 < \rho \leq 1000$	0,38	0,50
$1000 < \rho \leq 1100$	0,43	0,57
$1100 < \rho \leq 1200$	0,49	0,65
$1200 < \rho \leq 1300$	0,55	0,73
$1300 < \rho \leq 1400$	0,61	0,80
$1400 < \rho \leq 1500$	0,67	0,88
$1500 < \rho \leq 1600$	0,75	0,99
$1600 < \rho \leq 1700$	0,83	1,10
<p>La chaleur massique c vaut 1000 J/(kg.K)</p> <p>(1) L'exposition directe de ces matériaux aux conditions climatiques extérieures n'est en règle générale pas recommandée.</p>		

Tableau A.7 : Blocs de béton avec d'autres granulats légers

Masse volumique ρ kg/m ³	λ_{Ui} W/ (m.K)	λ_{Ue} W/ (m.K)
$\rho \leq 500$	0,30	(1)
$600 < \rho \leq 700$	0,37	0,47
$700 < \rho \leq 800$	0,41	0,52
$800 < \rho \leq 900$	0,46	0,58
$900 < \rho \leq 1000$	0,51	0,65
$1000 < \rho \leq 1100$	0,57	0,73
$1100 < \rho \leq 1200$	0,64	0,82
$1200 < \rho \leq 1300$	0,72	0,91
$1300 < \rho \leq 1400$	0,82	1,04
$1400 < \rho \leq 1500$	0,92	1,17
$1500 < \rho \leq 1600$	1,03	1,31
$1600 < \rho \leq 1800$	1,34	1,70
<p>La chaleur massique c vaut 1000 J/(kg.K)</p> <p>(1) L'exposition directe de ces matériaux aux conditions climatiques extérieures n'est en règle générale pas recommandée.</p>		

Tableau A.8 : Blocs de béton cellulaire autoclavés

Masse volumique ρ kg/m³	λ_{Ui} W/ (m.K)	λ_{Ue} W/ (m.K)
$\rho \leq 300$	0,10	(1)
$300 < \rho \leq 400$	0,13	(1)
$400 < \rho \leq 500$	0,16	(1)
$500 < \rho \leq 600$	0,20	0,32
$600 < \rho \leq 700$	0,22	0,36
$700 < \rho \leq 800$	0,26	0,42
$800 < \rho \leq 900$	0,29	0,48
$900 < \rho \leq 1000$	0,32	0,52
<i>La chaleur massique c vaut 1000 J/(kg.K)</i> (1) <i>L'exposition directe de ces matériaux aux conditions climatiques extérieures n'est en règle générale pas recommandée.</i>		

A.2.4 Éléments de construction pierreux sans joints (parois pleines, planchers,...)

Tableau A.9 : Béton lourd normal

Matériau	λ_{Ui} W/ (m.K)	λ_{Ue} W/ (m.K)	Masse volumique ρ kg/m³
Béton lourd normal, armé	1,70	2,20	2400
Béton lourd normal, non armé	1,30	1,70	2200
<i>La chaleur massique c vaut 1000 J/(kg.K)</i>			

Tableau A.10 : Béton léger en dalles ⁽²⁾ ou panneaux pleins ou en chape (béton d'argile expansé, béton cellulaire, béton de laitier, de vermiculite, de liège, de perlite, de polystyrène, etc.)

Si des valeurs λ sont mentionnées dans les tableaux A.3 à A.8 pour ces produits, ces dernières seront utilisées. Les valeurs ci-dessous ne sont alors pas d'application.

Masse volumique ρ kg/m ³	λ_{Ui} W/(m.K)	λ_{Ue} W/(m.K)
$\rho < 350$	0,12	(1)
$350 \leq \rho < 400$	0,14	(1)
$400 \leq \rho < 450$	0,15	(1)
$450 \leq \rho < 500$	0,16	(1)
$500 \leq \rho < 550$	0,17	(1)
$550 \leq \rho < 600$	0,18	(1)
$600 \leq \rho < 650$	0,20	0,31
$650 \leq \rho < 700$	0,21	0,34
$700 \leq \rho < 750$	0,22	0,36
$750 \leq \rho < 800$	0,23	0,38
$800 \leq \rho < 850$	0,24	0,40
$850 \leq \rho < 900$	0,25	0,43
$900 \leq \rho < 950$	0,27	0,45
$950 \leq \rho < 1\ 000$	0,29	0,47
$1\ 000 \leq \rho < 1\ 100$	0,32	0,52
$1\ 100 \leq \rho < 1\ 200$	0,37	0,58
$1\ 200 \leq \rho < 1\ 500$	0,60	0,90
$1\ 500 \leq \rho < 1\ 600$	0,85	1,20
$1\ 600 \leq \rho$	1,30	1,70
<p><i>La chaleur massique c vaut 1000 J/(kg.K)</i></p> <p>(1) <i>L'exposition directe de ces matériaux aux conditions climatiques extérieures n'est en règle générale pas recommandée.</i></p> <p>(2) <i>Dans le cas où les dalles ou les panneaux sont pourvus d'une armature parallèle au sens du flux thermique (ex. colliers, treillis d'armature), le transfert thermique sera pris en compte dans la détermination de la valeur U selon la NBN EN 10211.</i></p>		

A.2.5 Plâtre, mortiers et enduits**Tableau A.11 : Plâtre avec ou sans granulats légers**

Masse volumique ρ kg/m^3	λ_{ui} W/(m.K)	λ_{ue} W/(m.K)
$\rho \leq 800$	0,22	(1)
$800 < \rho \leq 1\,100$	0,35	(1)
$1\,100 < \rho$	0,52	(1)
<p><i>La chaleur massique c vaut 1000 J/(kg.K)</i></p> <p><i>(1) L'exposition directe de ces matériaux aux conditions climatiques extérieures n'est en règle générale pas recommandée.</i></p>		

Tableau A.12 : Mortiers et enduits

Matériau	λ_{ui} W/(m.K)	λ_{ue} W/(m.K)	Masse volumique ρ kg/m^3
Mortier de ciment	0,93	1,50	1900
Mortier de chaux	0,70	1,20	1600
Enduit de plâtre	0,52	(1)	1300
<p><i>La chaleur massique c vaut 1000 J/(kg.K)</i></p> <p><i>(1) L'exposition directe de ces matériaux aux conditions climatiques extérieures, avec entre autre un risque d'humidification par la pluie, n'est en règle générale pas recommandée.</i></p>			

A.2.6 Bois et dérivés de bois**Tableau A.13 : Bois et dérivés de bois**

Matériau	Masse volumique ρ kg/m ³	λ_{vi} W/ (m.K)	λ_{ve} W/ (m.K)	Chaleur massique c J/(kg.K)
Bois de charpente en bois feuillus durs et bois résineux	$\rho \leq 600$	0,13	0,15	1880
	$\rho > 600$	0,18	0,20	
Panneau de contreplaqué	$\rho < 400$	0,09	0,11	1880
	$400 \leq \rho < 600$	0,13	0,15	
	$600 \leq \rho < 850$	0,17	0,20	
	$\rho \geq 850$	0,24	0,28	
Panneau de particules ou d'aggloméré	$\rho < 450$	0,10	(1)	1880
	$450 \leq \rho < 750$	0,14	(1)	
	$\rho \geq 750$	0,18	(1)	
Panneau de fibres liées au ciment	$\rho \leq 1200$	0,23	(1)	1470
Panneau d'OSB (oriented strand board)	$\rho \leq 650$	0,13	(1)	1880
Panneau de fibres de bois (y compris MDF)	$\rho < 375$	0,07	(1)	1880
	$375 \leq \rho < 500$	0,10	(1)	
	$500 \leq \rho < 700$	0,14	(1)	
	$\rho \geq 700$	0,18	(1)	
(1) L'exposition directe de ces matériaux aux conditions climatiques extérieures n'est en règle générale pas recommandée.				

A.2.7 Matériaux d'isolation thermique**Tableau A.14a : Matériaux d'isolation thermique fabriqués en usine**

Matériau	λ_{Ui} W/(m.K)	λ_{Ue} W/(m.K)	Chaleur massique c J/(kg.K)
Liège (ICB) - panneaux	0,050	(1)	1560
Laine minérale (MW) - panneaux ou rouleaux	0,050	(1)	1030
Polystyrène expansé (EPS) - panneaux	0,050	(1)	1450
Polyéthylène extrudé (PEF) - panneaux	0,050	(1)	1450
Mousse phénolique (PF) - panneaux revêtus	0,045 (2)	(1)	1400
Polyuréthane (PUR/PIR) - panneaux revêtus	0,035	(1)	1400
Polystyrène extrudé (XPS) - panneaux	0,045	(1)	1450
Verre cellulaire (CG) - panneaux	0,055	(1)	1000
Perlite expansée (EPB) - panneaux	0,060	(1)	900
Vermiculite expansée - panneaux	0,090	(1)	900
Panneaux de cellulose, fabriqués en usine, avec $50 \leq \rho \leq 150 \text{ kg/m}^3$	0,060	(1)	1100
Panneaux ou rouleaux d'isolant à base de fibres végétales ou animales, fabriqués en usine, autre que la cellulose, avec $50 \leq \rho \leq 150$ kg/m^3 (3) (4)	0,060	(1)	1100
(1) L'exposition directe de ces matériaux aux conditions climatiques extérieures n'est en règle générale pas recommandée.			
(2) Pour les panneaux d'isolation revêtus en mousse phénolique à cellules fermées, cette valeur est ramenée à 0,030 W/(m.K).			
(3) Par exemple : chanvre, lin, plume, paille, laine de mouton,...			
(4) Pour des densités plus élevées, voir tableau A.15.			

Tableau A.14b : Matériaux d'isolation thermique non fabriqués en usine c'est-à-dire matériaux d'isolation thermique prenant leur forme finale in situ (1)

Matériau	λ_{ui} W/(m.K)	λ_{ue} W/(m.K)	Chaleur massique <i>c</i> J/(kg.K)
Laine minérale (MW)	0,070	(2)	1030
Polystyrène expansé (EPS)	0,070	(2)	1450
Mousse phénolique (PF)	0,065	(2)	1400
Polyuréthane (PUR/PIR) (3)	0,055	(2)	1400
Granulats de perlite expansée (EPB)	0,080	(2)	–
Granulats de vermiculite exfoliée	0,110	(2)	1080
Cellulose	0,080	(2)	1100
Isolant à base de fibres végétales ou animales, non fabriqués en usine, autre que la cellulose (4) (5)	0,080	(2)	1100
Mousse d'urée-formaldéhyde (UF)	0,075	(2)	1400
Granulats d'argile expansée	0,150	(2)	1000
<p>(1) Ces matériaux peuvent être mis en œuvre de différentes façons, par exemple (selon le cas) insufflé, soufflé, injecté, projeté, déversé, ...</p> <p>(2) L'exposition directe de ces matériaux aux conditions climatiques extérieures n'est en règle générale pas recommandée.</p> <p>(3) Pour le matériau d'isolation PUR injecté ou projeté in situ, la résistance thermique de la couche d'isolation PUR doit être corrigée selon les règles du § 7.3.</p> <p>(4) Par exemple : chanvre, lin, plume, paille, roseau, granulats de liège, laine de mouton, ...</p> <p>(5) Seule une épaisseur limitée de roseaux placés comme couverture de toit (toit de chaume) peut être considérée comme "sèche" à tout moment. Pour le roseau, la valeur λ_{ui} ne peut donc être appliquée que pour un maximum d'1/3 de l'épaisseur de la couche.</p>			

A.2.8 Matériaux divers**Tableau A.15 : Matériaux divers**

Matériau	λ_{Ui} W/ (m.K)	λ_{Ue} W/ (m.K)	Chaleur massique c J/ (kg.K)	Masse volumique ρ kg/m³
Verre	1,00	1,00	750	2500
Carreaux de terre cuite	0,81	1,00	1000	1700
Carreaux de grès	1,20	1,30	1000	2000
Caoutchouc	0,17	0,17	1400	1500
Linoléum, carreaux de PVC	0,19	–	1400	1200
Tapis (textile)	0,06	–	1300	200
Panneaux en ciment renforcé de fibres minérales naturelles	0,35	0,50	1000	$1400 \leq \rho \leq 1900$
Asphalte coulé	0,70	0,70	1000	2100
Plaques de ciment, plaques de magnésie, avec $300 \leq \rho \leq 900$ kg/m ³	0,20	–	1500	$300 \leq \rho \leq 900$
Panneaux ou rouleaux d'isolant à base de fibres végétales ou animales, fabriqués en usine, avec $150 \leq \rho \leq 500$ kg/m ³ (1)	0,20	–	1500	$150 \leq \rho \leq 500$
Membrane bitumeuse	0,23	0,23	1000	1 100
(1) Par exemple : chanvre, lin, plume, paille, laine de mouton,...				

Annexe B Résistance thermique (valeur R) des matériaux de construction non homogènes

Certaines parois sont construites à l'aide d'éléments à parties creuses (ex. des blocs de béton creux, des briques creuses, des matériaux mixtes,...). Ces matériaux ne peuvent pas être caractérisés par une conductivité thermique donnée. Pour de tels matériaux, c'est la résistance thermique qui est indiquée, dont le calcul doit tenir compte des conditions intérieures ou extérieures comme défini à l'annexe A. La valeur R qu'il faut utiliser pour le calcul est tirée de mesures de la valeur U conformément aux dispositions de la NBN EN 8990. Alternativement, les valeurs R peuvent être calculées numériquement en suivant les conventions de la NBN EN ISO 10211.

Dans le tableau B.1, un certain nombre de valeurs par défaut de la résistance thermique pour conditions intérieures sont aussi données.

Tableau B.1 – Résistance thermique des matériaux non homogènes

Matériau		Epaisseur/hauteur des éléments	R_{0i} $m^2 \cdot K/W$
Blocs creux de béton	Blocs creux de béton lourd avec $\rho > 1200 \text{ kg/m}^3$	d = 14 cm	0,11
		d = 19 cm	0,14
		d = 29 cm	0,20
	Blocs creux de béton léger avec $\rho \leq 1200 \text{ kg/m}^3$	d = 14 cm	0,30
		d = 19 cm	0,35
		d = 29 cm	0,45
Planchers bruts préfabriqués en éléments creux de terre cuite	1 creux dans le sens du flux	d = 8 cm	0,08
		d = 12 cm	0,11
	2 creux dans le sens du flux	d = 12 cm	0,13
		d = 16 cm	0,16
		d = 20 cm	0,19
Planchers bruts préfabriqués en béton lourd (avec éléments creux)		d = 12 cm	0,11
		d = 16 cm	0,13
		d = 20 cm	0,15
Plaques de plâtre entre deux couches de carton		d < 1,4 cm	0,05
		d ≥ 1,4 cm	0,08
La chaleur massique c vaut 1000 J/(kg.K)			

Annexe C Valeurs par défaut des teneurs en humidité et coefficients de conversion pour les matériaux pierreux

Tableau C.1 : Valeurs par défaut des teneurs en humidité et coefficients de conversion pour les matériaux pierreux

Matériau	Masse Volumique ρ kg/m ³	Teneur en humidité à 23°C et 50% HR (NBN EN ISO 10456:2008)		Teneur en humidité correspondant à 75% du taux de saturation critique à 20°C		Coefficient de conversion pour l'humidité (NBN EN ISO 10456:2008)	
		u_{2i} kg/kg	Ψ_{2i} m ³ /m ³	u_{2e} kg/kg	Ψ_{2e} m ³ /m ³	f_u kg/kg	f_Ψ m ³ /m ³
Maçonnerie en terre cuite	700-2100	–	0,007	–	0,075	–	10
Maçonnerie en pierre silico-calcaire	900-2200	–	0,012	–	0,090	–	10
Béton avec granulats normaux	1600-2400	–	0,025	–	0,090	–	4
Béton avec argile expansée	400-1700	0,020	–	0,090	–	4	–
Béton avec autres granulats légers	500-1800	–	0,030	–	0,090	–	4
Béton cellulaire	300-1000	0,026	–	0,150	–	4	–
Béton de polystyrène	500-800	–	0,015	–	0,090	–	5
Mortier	250-2000	–	0,040	–	0,150	–	4

Annexe D Coefficients de transmission thermique des profilés d'encadrements (valeurs U_f) : valeurs par défaut

Cette annexe s'applique aux profilés d'encadrements posés à la verticale qui satisfont aux critères ou aux conditions indiquées. Pour tous les autres profilés d'encadrement, il faut déterminer les valeurs U_f tel qu'expliqué au § 9.2.1.

D.1 Profilés d'encadrements en bois

Pour les profilés d'encadrement en bois, on peut prendre les valeurs U_f simplifiées du Tableau D.1. Pour les épaisseurs qui ne sont pas reprises dans le Tableau D.1, la valeur U_f correspondant à l'épaisseur inférieure la plus proche est considérée. Pour déterminer à quel type de bois une espèce appartient, le Tableau D.4 est utilisé.

Tableau D.1 : Coefficients de transmission thermique des profilés d'encadrement en bois, U_f en $W/(m^2.K)$

Épaisseur du profilé d'encadrement d_f (mm) (voir Figure [33])	U_f $W/(m^2.K)$ (1)		
	Type 1 $\lambda_U = 0,18 W/(m.K)$	Type 2 $\lambda_U = 0,16 W/(m.K)$	Type 3 $\lambda_U = 0,13 W/(m.K)$
50	2,36	2,22	2,00
60	2,20	2,10	1,93
70	2,08	1,96	1,78
80	1,96	1,85	1,67
90	1,86	1,75	1,58
100	1,75	1,65	1,48
110	1,68	1,57	1,40
120	1,58	1,48	1,32
130	1,50	1,40	1,25
140	1,40	1,32	1,18
150	1,34	1,26	1,12
	(1) Conventions pour les profilés d'encadrement en bois : comme valeur par défaut on choisit 50 mm pour l'épaisseur du profilé d'encadrement si la sorte de bois n'est pas connue, il faut considérer un bois de type 1		

On détermine l'épaisseur (d_f) des profilés d'encadrement en bois comme étant l'épaisseur moyenne des profilés d'encadrement constitutifs (dormant et ouvrant), tel qu'illustré à la Figure [33].

Figure [33] : Définition de l'épaisseur d_f des différents encadrements en bois

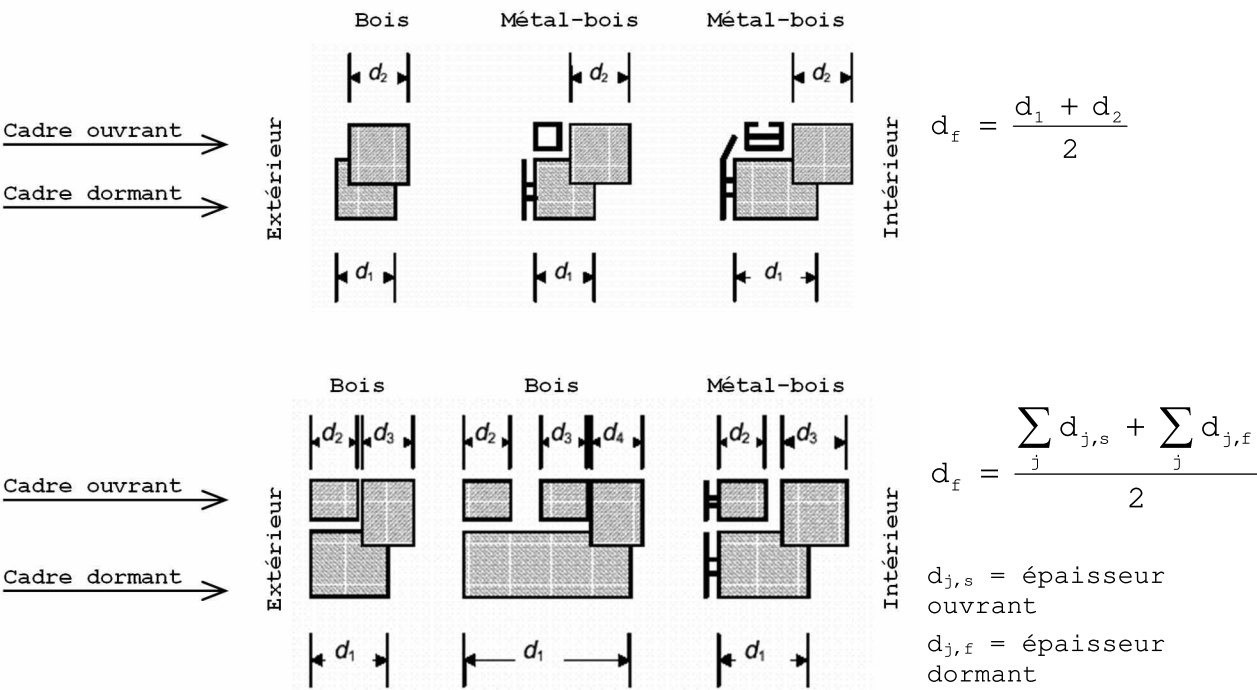


Tableau D.4 : Types de bois

Type 1 $\lambda_U = 0,18 \text{ W/(m.K)}$	Type 2 $\lambda_U = 0,16 \text{ W/(m.K)}$	Type 3 $\lambda_U = 0,13 \text{ W/(m.K)}$
Afzelia Bintangor Eucalyptus bleu Eucalyptus Merbau Gerutu Kasai Chêne Robinier Feuillu non mentionné dans le reste du tableau	Sapelli Sipo Chêne de Tasmanie Mengkulang Niangon Iroko Louro Vermelho Dark Red Meranti Teck Makoré	Acajou d'Afrique Mélèze Eastern Spruce White Seraya Pin sylvestre Douglas (pin d'Oregon) Light Red Meranti Acajou d'Amérique Framiré Western hemlock Résineux non mentionné dans le reste du tableau

D.2 Profilés d'encadrement métalliques

D.2.1 Définitions

La résistance thermique R_f d'un profilé d'encadrement métallique est donnée par :

$$\text{Eq. 54} \quad R_f = \frac{1}{U_{f0}} - 0,17 \quad \text{m}^2 \cdot \text{K/W}$$

où :

U_{f0} la valeur U du profilé d'encadrement, en $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, calculée comme si la surface développée était égale à la surface projetée (voir tableau D.2)

La valeur U_f du profilé d'encadrement métallique est donnée par :

$$\text{Eq. 55} \quad U_f = \frac{1}{\left(\frac{R_{si} \cdot A_{f,i}}{A_{d,i}} + R_f + \frac{R_{se} \cdot A_{f,e}}{A_{d,e}} \right)} \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

où :

$A_{d,i}$, $A_{d,e}$, $A_{f,i}$, $A_{f,e}$ les surfaces des profilés d'encadrement, en m^2 , définies au § 8.1.3,

R_{si} la résistance thermique d'échange à la surface intérieure du profilé d'encadrement, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, selon le § 8.4.3 (ou voir Tableau [1]) ;

R_{se} la résistance thermique d'échange à la surface extérieure du profilé d'encadrement, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, selon le § 8.4.3 (ou voir Tableau [1]) ;

R_f la résistance thermique du profilé d'encadrement, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, calculée selon l'Eq. 54.

D.2.2 Profilés d'encadrement métalliques à coupure thermique

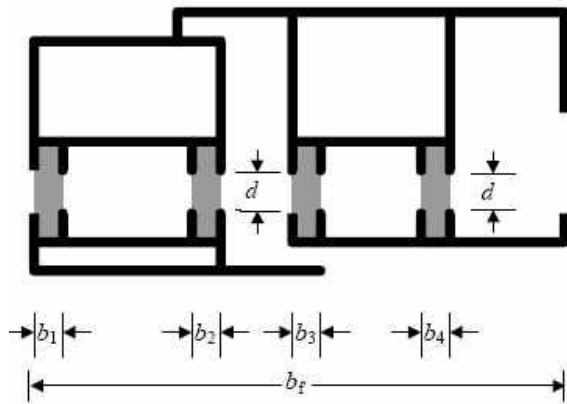
Une coupure thermique a pour but de séparer complètement les parties des profilés d'encadrement métalliques situées du côté chaud de la fenêtre des parties de ces profilés d'encadrement situées du côté froid.

Dans le cas de profilés d'encadrement métalliques à coupure thermique, la valeur U_f est influencée par les caractéristiques constructives telles que :

- la plus petite distance d entre les sections métalliques interrompues ;
- la largeur totale b des coupures thermiques proprement dites ;
- la conductivité thermique λ du matériau de la coupure thermique ;
- le rapport entre la largeur totale de la coupure thermique et la largeur projetée totale du profilé d'encadrement.

Le Tableau D.2 donne des valeurs U_f à utiliser pour les deux types de profilés d'encadrement métalliques illustrés à la Figure [34] et à la Figure [35], et pour lesquels les conditions suivantes sont d'application :

Figure [34] : Section de type 1 : coupure thermique avec $0,2 < \lambda \leq 0,3 \text{ W/(m.K)}$

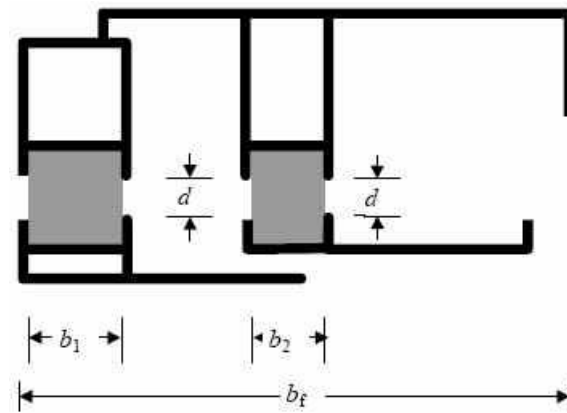


La conductivité thermique du matériau de la coupure thermique est telle que :
 $0,2 < \lambda \leq 0,3 \text{ W/(m.K)}$

- d est la plus petite distance entre les profilés métalliques séparés par la coupure
- b_j est la largeur de la coupure j
- b_f est la largeur du profilé

$$\sum_j b_j \leq 0,2 \cdot b_f$$

Figure [35] : Section de type 2 : coupure thermique avec $0,1 < \lambda \leq 0,2 \text{ W/(m.K)}$



La conductivité thermique du matériau de la coupure thermique est telle que :
 $0,1 < \lambda \leq 0,2 \text{ W/(m.K)}$

- d est la plus petite distance entre les profilés métalliques séparés par la coupure
- b_j est la largeur de la coupure j
- b_f est la largeur du profilé

$$\sum_j b_j \leq 0,3 \cdot b_f$$

Tableau D.2 : Coefficients de transmission thermique de profilés d'encadrement métalliques à coupure thermique, U_f en $W/(m^2.K)$

d (en mm) : plus petite distance entre les profilés d'encadrement métalliques à coupure thermique	U_{f0} $W/(m^2.K)$ (1)	R_f $m^2.K/W$	U_f $W/(m^2.K)$ (2)
8	3,56	0,11	4,51
10	3,36	0,13	4,19
12	3,18	0,14	3,91
14	3,08	0,15	3,76
16	2,96	0,17	3,59
18	2,85	0,18	3,43
20	2,75	0,19	3,28
22	2,70	0,20	3,21
24	2,60	0,21	3,07
26	2,58	0,22	3,04
28	2,55	0,22	3,00
30	2,53	0,23	2,97
32	2,52	0,23	2,96
34	2,51	0,23	2,95
36	2,50	0,23	2,93
<p>(1) U_{f0} est la valeur U_f théorique du profilé d'encadrement si les surfaces projetées et développées du profilé sont égales tant à l'intérieur qu'à l'extérieur, c.-à-d. si $A_{f,i}/A_{d,i} = 1$ et $A_{f,e}/A_{d,e} = 1$</p> <p>(2) Comme valeur simplifiée pour la plus petite distance d entre les profilés à coupure thermique, on prend $d = 10$ mm. Les valeurs U_f ne sont valables que si le rapport $A_{f,i}/A_{d,i} \geq 0,50$, sinon il faut effectuer un calcul précis en suivant la NBN EN ISO 10077-2</p>			

D.2.3 Profilés d'encadrement métalliques sans coupure thermique

La règle générale qui s'applique pour les profilés d'encadrement sans coupure thermique est $R_f = 0$ m^2K/W et $U_{f0} = 5,90$ $W/(m^2.K)$.

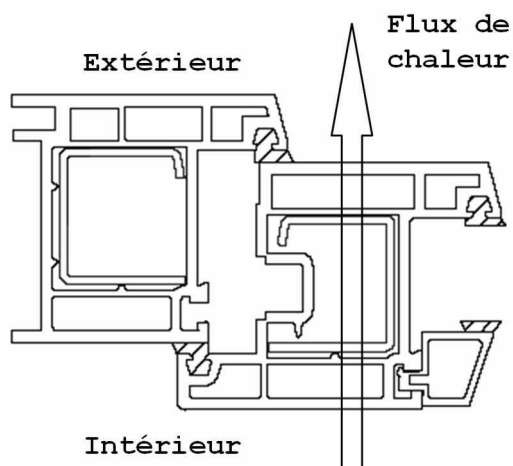
Selon les proportions de surface $A_{f,i}/A_{d,i}$ et $A_{f,e}/A_{d,e}$, la valeur U_f correspondante des profilés d'encadrement métalliques sans coupure thermique, calculée selon l'Eq. 55, varie entre :

- $U_f = 5,9$ $W/(m^2.K)$ (pour $A_{f,i}/A_{d,i} = 1$ et $A_{f,e}/A_{d,e} = 1$) ;
- $U_f = 9,0$ $W/(m^2.K)$ (pour les valeurs limites inférieures forfaitaires : $A_{f,i}/A_{d,i} = 0,60$ en $A_{f,e}/A_{d,e} = 0,82$).

D.3 Profilés d'encadrement en plastique

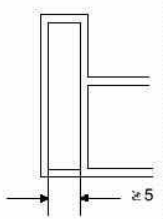
La Figure [36] présente un exemple de profilé d'encadrement en plastique où trois chambres sont placées en série avec le flux thermique et dont la chambre centrale est équipée d'un renfort métallique.

Figure [36] : Profilé d'encadrement en plastique avec renfort et 3 chambres en série avec le flux thermique



Le tableau D.3 donne des valeurs U_f simplifiées pour des profilés d'encadrement en plastique avec renforts métalliques. Si on ne connaît pas d'autres données, on peut aussi utiliser ces valeurs pour les profilés sans renforts.

Tableau D.3 : Coefficients de transmission thermique des profilés d'encadrement en plastique, U_f en $W/(m^2.K)$

Matériau et type de profilé d'encadrement		U_f $W/(m^2.K)$ (1)
Profilé d'encadrement PVC minimum 5 mm entre les parois des chambres ⁽²⁾ , ex. : 	2 chambres (en série avec le flux thermique) avec ou sans renfort	2,20
		
	3 chambres (en série avec le flux thermique) avec ou sans renfort	2,00
		
	4 chambres (en série avec le flux thermique) avec ou sans renfort	1,80
	5 chambres (en série avec le flux thermique) avec ou sans renfort	1,60
Profilé d'encadrement PUR	Avec noyau métallique et épaisseur minimum de 5 mm de PUR	2,80
(1) Valeurs par défaut pour les profilés d'encadrement en plastique : - matériau inconnu : prendre comme valeur U_f celle du profilé d'encadrement PUR - nombre de chambres inconnu : prendre comme valeurs U_f celle des profilés d'encadrement à 2 chambres (2) Pour les distances inférieures à 5 mm, il faut déterminer la valeur U_f suivant le calcul de la NBN EN ISO 10077-2 ou la mesure de la NBN EN 12412-2		

Annexe E Coefficient de transmission thermique linéique (valeurs Ψ) des jonctions entre profilés d'encadrement, vitrages, panneaux de remplissage et traverses.

E.1 Généralités

La valeur U_g pour le vitrage et la valeur U_p des panneaux de remplissage s'appliquent à la partie centrale du vitrage ou du panneau de remplissage et ne comprennent pas l'effet des intercalaires sur les bords du verre ou du panneau. Par ailleurs, on détermine la valeur U_f du profilé d'encadrement pour les profilés qui ne sont pas équipés d'un vitrage.

Le coefficient de transmission thermique linéique (valeur Ψ) décrit la transmission thermique supplémentaire qui se produit entre l'encadrement, le vitrage (ou le panneau) et l'intercalaire. La valeur Ψ est principalement influencée par la conductivité thermique du matériau dont se compose l'intercalaire, ainsi que par la conception de l'encadrement.

La présente annexe donne les valeurs par défaut Ψ relatives à des combinaisons typiques de profilés d'encadrement, vitrages (ou panneaux) et intercalaires. De plus, les jonctions qui se produisent dans les façades légères sont également traitées, par exemple pour des combinaisons de vitrages (ou panneaux), profilés et traverses.

Toutes les valeurs qui ne sont pas couvertes par les différents tableaux doivent être déterminées à l'aide d'un calcul numérique, conformément aux directives de la NBN EN ISO 10077-2.

NOTE Pour du simple vitrage on prend généralement $\Psi = 0$.

E.2 Jonction entre profilé d'encadrement et vitrage

On établit une différence entre les intercalaires normaux (en aluminium ou en acier) et les intercalaires thermiquement améliorés, qui répondent au critère en matière de coupure thermique suivant :

$$\text{Eq. 56} \quad \sum (d \cdot \lambda)_f \leq 0,007 \quad \text{W/K}$$

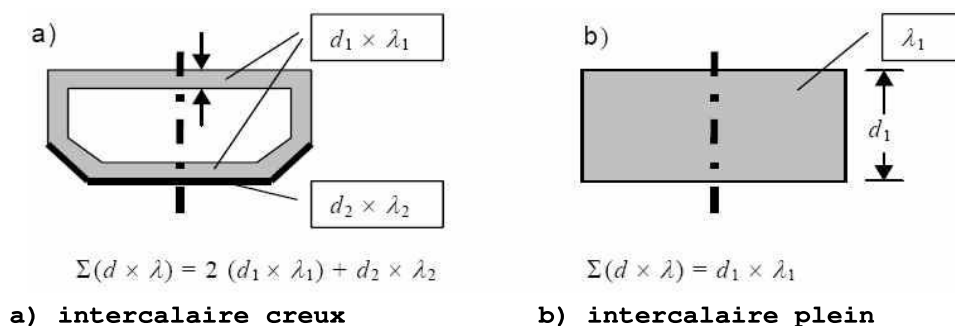
où :

d l'épaisseur de la paroi de l'intercalaire, en m ;

λ la conductivité thermique du matériau de l'intercalaire, en W/(m.K).

Le critère est valable pour tous les flux thermiques qui s'écoulent parallèlement au flux thermique principal, l'épaisseur d étant mesurée perpendiculairement au flux thermique principal (voir Figure [37]).

Figure [37] : Exemples de détermination du critère d'un intercalaire amélioré du point de vue thermique



Le tableau E.1 donne des valeurs par défaut Ψ_g pour des intercalaires normaux et thermiquement améliorés en fonction du coefficient de transmission thermique du vitrage et du profilé. Alternativement, on peut aussi utiliser les valeurs du tableau E.2.

Tableau E.1 : Valeurs Ψ_g W/(m.K) pour les jonctions entre les profilés et les vitrages qui sont pourvues d'intercalaires normaux et thermiquement améliorés, variante 1.

Type d'encadrement	Vitrage multiple			
	Vitrage sans coating		Vitrage avec coating	
	Intercalaire normal	Intercalaire isolant	Intercalaire normal	Intercalaire isolant
Bois ou PVC	0,06	0,05	0,08	0,06
Métal avec coupure thermique	0,08	0,06	0,11	0,08
Métal sans coupure thermique	0,02	0,01	0,05	0,04

Tableau E.2 : Valeurs Ψ_g W/(m.K) pour les jonctions entre les profilés et les vitrages qui sont pourvues d'intercalaires normaux et thermiquement améliorés, variante 2.

Profilé d'encadrement	Simple vitrage	Vitrage multiple			
		$U_g > 2,0 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$		$U_g \leq 2,0 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$	
		Intercalaire normal	Intercalaire isolant	Intercalaire normal	Intercalaire isolant
$U_f \geq 5,9 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$	0	0,02	0,01	0,05	0,04
$U_f < 5,9 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$	0	0,06	0,05	0,11	0,07

E.3 Jonction entre traverse et vitrage

Dans le tableau E.3 les valeurs $\Psi_{m,g}$ ou $\Psi_{t,g}$ par défaut sont données pour la jonction entre des traverses horizontales ou verticales et les vitrages qui sont pourvus d'intercalaires normaux et thermiquement améliorés.

Figure [38] : Profondeur intérieure des traverses

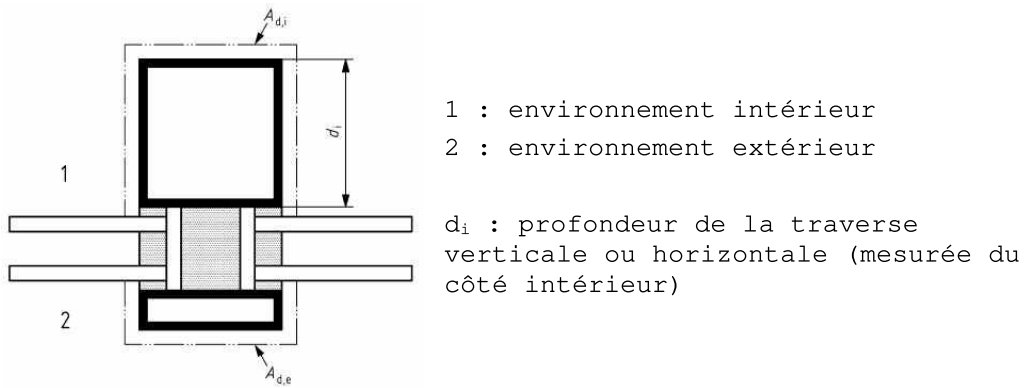


Tableau E.3 -Valeurs $\Psi_{m(t),g}$ W/(m.K) pour la jonction entre traverses et vitrages qui sont pourvus d'intercalaires normaux et thermiquement améliorés

Type de traverse (matériaux)	d_i (mm) (1)	Vitrage multiple			
		Vitrage sans coating		Vitrage avec coating	
		intercalaire normal	intercalaire isolé	intercalaire normal	intercalaire isolé
Aluminium-bois	-	0,08	0,06	0,11	0,08
Metal avec coupure thermique	$d_i \leq 100$	0,13	0,09	0,17	0,11
	$100 < d_i \leq 200$	0,15	0,10	0,19	0,12
(1) d_i est la profondeur intérieure de la traverse (voir Figure [38])					

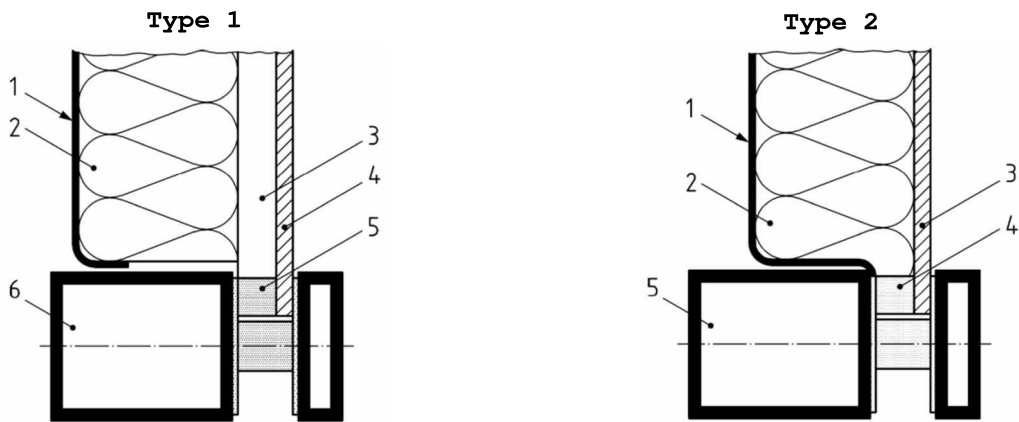
E.4 Jonction entre profilé et panneau de remplissage

Dans le Tableau E.4 des valeurs par défaut sont données pour la jonction entre profilé, intercalaire et panneau de remplissage ($\Psi_{f,p}$).

Tableau E.4 : Valeurs $\Psi_{f,p}$ pour la jonction entre des profilés et des panneaux de remplissage

Type d'élément plein		Conductivité thermique de l'intercalaire W/(m.K)	Valeur $\Psi_{f,p}$ W/(m.K)
Type 1 (voir Figure [39])	(aluminium/aluminium) - (aluminium/verre) - (acier/verre)	-	0,13
Type 2 (voir Figure [39])	aluminium / aluminium (avec revêtement)	0,2 0,4	0,20 0,29
	aluminium / verre (avec revêtement)	0,2 0,4	0,18 0,20
	acier / verre (avec revêtement)	0,2 0,4	0,14 0,18

Figure [39] : Types de panneaux de remplissage : Types 1 et 2



- 1 aluminium 2,5 mm / acier 2,0 mm

2 isolation : $\lambda = 0,025 - 0,04$ W/(m K)

3 vide d'air : 0 - 20 mm

4 aluminium 2,5 mm / verre 6 mm

5 intercalaire : $\lambda = 0,2 - 0,4$ W/(m K)

6 aluminium
- 1 aluminium 2,5 mm / acier 2,0 mm

2 isolation : $\lambda = 0,025 - 0,04$ W/(m K)

3 aluminium : 2,5 mm / verre 6 mm

4 intercalaire : $\lambda = 0,2 - 0,4$ W/(m K)

5 aluminium

NOTE Quand le panneau avant et le panneau arrière du panneau de remplissage sont constitués d'un matériau dont la conductivité thermique (valeur λ) est plus petite que 0,5 W/(m.K) et l'intercalaire est constitué d'un matériau avec $\lambda < 0,2$ W/(m.K), alors on peut utiliser $\Psi_{f,p} = 0$.

E.5 Jonction entre profilé et traverse

E.5.1 Profilés en aluminium et en acier

Dans le Tableau E.5 des valeurs par défaut sont données pour la jonction entre traverses et profilés ($\Psi_{m,f}$ ou $\Psi_{t,f}$).

Tableau E.5 : Valeurs $\Psi_{m,f}$ et $\Psi_{t,f}$ pour les jonctions entre profilé et traverses (en aluminium ou acier)

Type (voir figures ci-dessous)	Description de la jonction entre le profilé et la traverse	Valeur $\Psi_{m,f}$ ou $\Psi_{t,f}$ W/(m.K)
Type A	Profilé métallique supplémentaire avec coupure thermique	0,11
Type B	Profilé supplémentaire à faible conductivité thermique ($\lambda \leq 0,3$ W/(m.K))	0,05
Type C1/C2	Intégrée et utilisant la coupure thermique du profilé	0,07
Type D	Montage du profilé sur la traverse, avec extension du profilé aluminium extérieur. Matériau de remplissage de faible conductivité thermique ($\lambda \leq 0,3$ W/(m.K))	0,07

Figure [40] : Jonction profilé-traverse : Types A et B

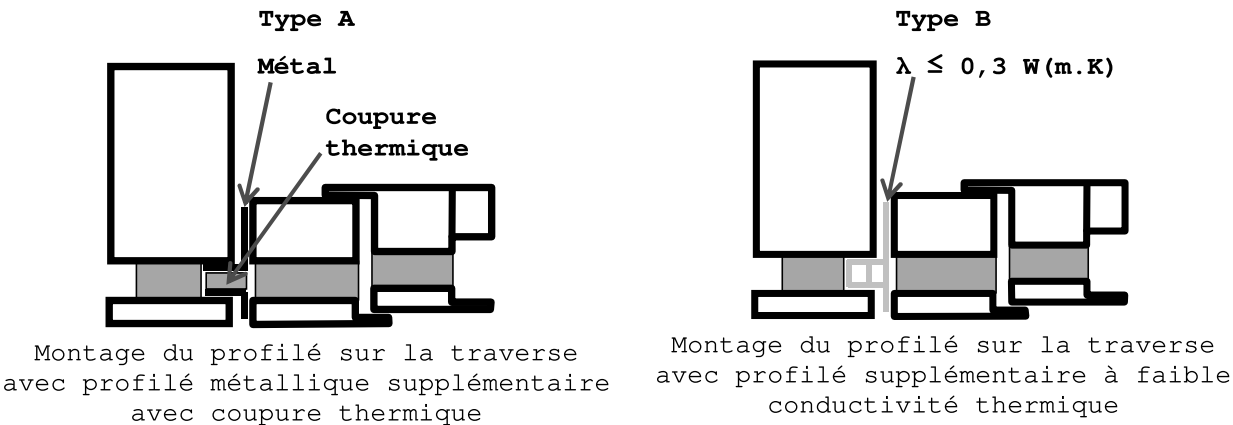


Figure [41] : Jonction profilé-traverse : Types C1 et C2

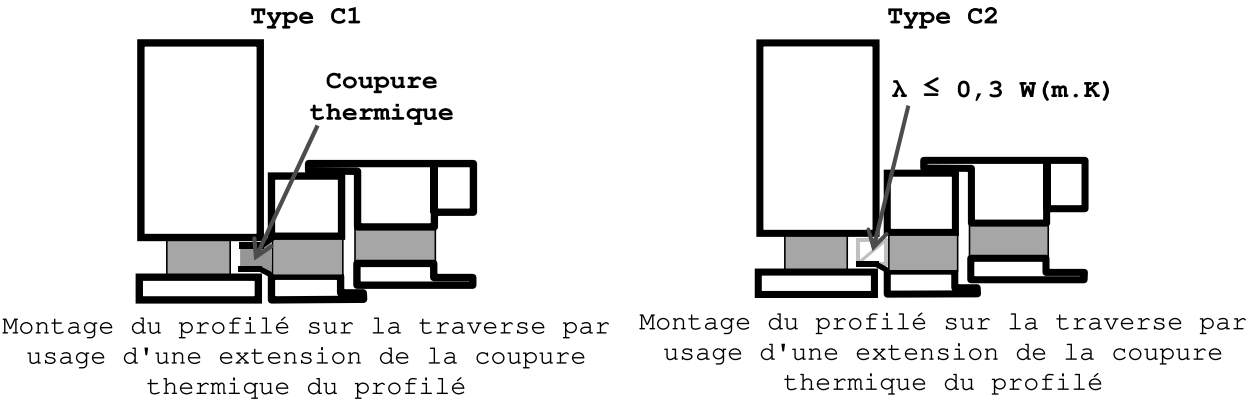
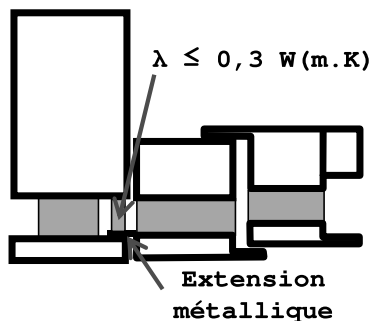


Figure [42] : Jonction profilé-traverse : Type D

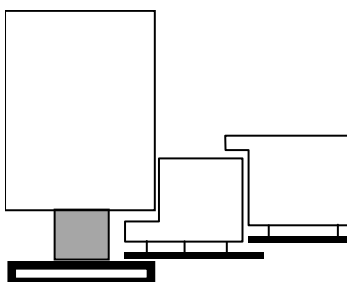
Montage du profilé sur la traverse par usage d'une extension du profilé aluminium extérieur. Matériau de remplissage à faible conductivité thermique ($\lambda \leq 0,3 \text{ W/(m.K)}$)

E.5.2 Profilés en bois et profilés bois/aluminium

Dans le Tableau E.6 des valeurs par défaut sont données pour la jonction entre profilés et traverses ($\Psi_{f,m}$ ou $\Psi_{f,t}$).

Tableau E 6 : Valeurs $\Psi_{m,f}$ et $\Psi_{t,f}$ pour les jonctions entre profilés et traverses (en bois ou aluminium/bois)

Type	Conditions pour les valeurs U des traverses horizontales et verticales (U_m et U_t)	Valeur $\Psi_{m,f}$ ou $\Psi_{t,f}$ W/(m.K)
Type A	$U_m > 2,0 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$ ou $U_t > 2,0 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$	0,02
Type B	$U_m \leq 2,0 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$ ou $U_t \leq 2,0 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$	0,04

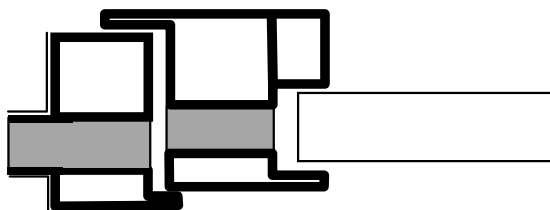
Figure [43] : Jonction profilé-traverse : Type A et Type B

E.6 Calcul de U_f pour des profilés intégrés dans une façade légère

La valeur U_f de profilés qui sont intégrés dans une façade légère au moyen d'un profilé supplémentaire dans la façade (Type A et Type B - voir Figure [40]), est calculée selon la NBN EN ISO 10077-2. Le flux thermique au travers du profilé supplémentaire est pris en compte par des coefficients de transmission thermique linéique des traverses (valeurs $\Psi_{m,f}$ et $\Psi_{t,f}$), qui décrivent l'interaction thermique entre les traverses et le profilé.

Figure [44] : Conditions de bord pour le calcul de la valeur U_f d'un encadrement, qui est directement intégré dans une façade légère (profilé métallique - Type C et Type D)

Adiabatique



La méthode générale de calcul pour la détermination de la valeur U_f des profilés, qui sont directement intégrés dans une façade légère (Type C et Type D - voir Figure [41] et Figure [42]), est décrite dans la NBN EN ISO 10077-2. La surface du profilé qui est intégré dans les traverses doit être considérée comme adiabatique lors du calcul (voir Figure [44]). Le flux de chaleur supplémentaire, qui résulte de l'intégration dans la façade légère, est comptabilisé grâce aux coefficients de transmission thermique linéique des traverses (valeurs $\Psi_{m,f}$ et $\Psi_{t,f}$), qui représentent l'interaction thermique entre les traverses et le profilé.

Annexe F Transmissions thermiques via le sol

F.1 Données spécifiques nécessaires

F.1.1 Caractéristiques thermiques du sol

Dans le cadre de la réglementation PEB, on fait toujours les hypothèses suivantes :

- conductivité thermique du sol : $\lambda_g = 2,0 \text{ W/(m.K)}$;
- l'effet de la nappe phréatique est négligé, c'est à dire que $G_w = 1$.

F.1.2 Dimension caractéristique du plancher et épaisseur équivalente

La dimension caractéristique du plancher (B' en m) est définie comme le rapport de la surface de plancher contigu (A en m^2) et du demi-périmètre (P en m) :

$$\text{Eq. 57} \quad B' = \frac{A}{0,5.P} \quad \text{m}$$

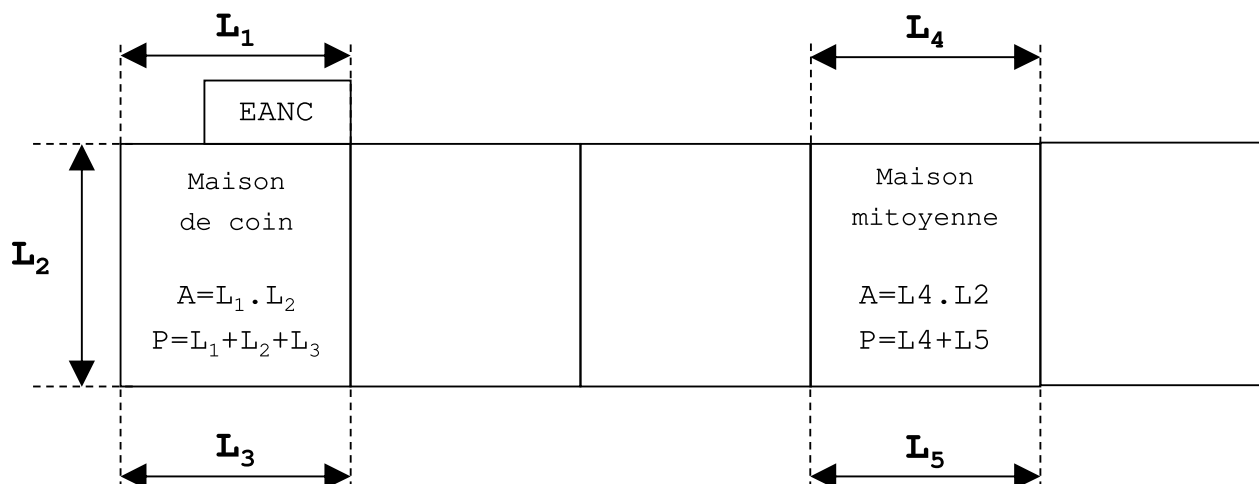
Le périmètre P (ou contour du sol) du plancher inférieur d'un volume protégé est la longueur horizontale totale mesurée par laquelle la surface de plancher contigu A pour ce plancher entre en contact avec le milieu extérieur ou un espace adjacent non chauffé (EANC).

D'autres règles pour la détermination de P et/ou A sont :

- la surface de plancher contigu A ne peut être constituée que de parties de plancher ayant la même composition ou la même valeur R , qui se trouvent à l'intérieur du même volume protégé, qui sont adjacents et qui ont le même environnement (sol, vide sanitaire ou cave). Les parties de plancher d'un EANC ou d'autres volumes protégés (situés sur la même parcelle ou sur une parcelle adjacente) ne peuvent pas faire partie de la surface de plancher contigu. Des planchers neufs ou rénovés ne peuvent jamais former une surface de plancher contigu avec des planchers existants, même s'ils ont la même composition ou la même valeur R ;
- pour un nouveau bâtiment isolé avec la même composition du plancher sur terre-plein, P est égal à l'entièreté du contour du bâtiment et A est égale à la surface de plancher totale sur terre-plein ;
- pour une partie d'un ensemble de bâtiments (ex. : bâtiments en rangée avec la même composition du plancher sur terre-plein), P est calculé comme la longueur totale de façade avant et arrière exposée à l'environnement extérieur (les façades latérales jouxtant un bâtiment voisin chauffé n'entrent donc pas en ligne de compte) ; A est à nouveau égale à l'entièreté de la surface de plancher sur terre-plein ;
- lors de la détermination de P , un EANC éventuellement présent n'est pas considéré ; la longueur de la frontière entre le volume protégé et l'EANC est donc incluse lors de la détermination de P (voir Figure [45]) ;
- lors de la détermination de P et A , les dimensions extérieures sont utilisées.

NOTE Les hauteurs d'une variation verticale de niveau du sol dans un plancher inférieur ne doivent pas être prises en compte dans P pour déterminer la dimension caractéristique du sol, mais sont bien à considérer en supplément à P pour la détermination de la transmission et du transfert de chaleur lié au bord, de la forme $P.\Psi_g$.

**Figure [45] : Exemples de détermination
de la surface au sol et du périmètre exposé**



Le concept d' "épaisseur équivalente" (d_t pour les planchers et d_g et d_w pour les murs enterrés) est un concept arithmétique qui a été instauré pour simplifier l'écriture des différentes formules pour la valeur U.

Si l'épaisseur des murs varie, il faut prendre pour w la valeur la plus petite.

F.2 Calcul de la valeur U et du transfert de chaleur stationnaire H_g

F.2.1 Généralités

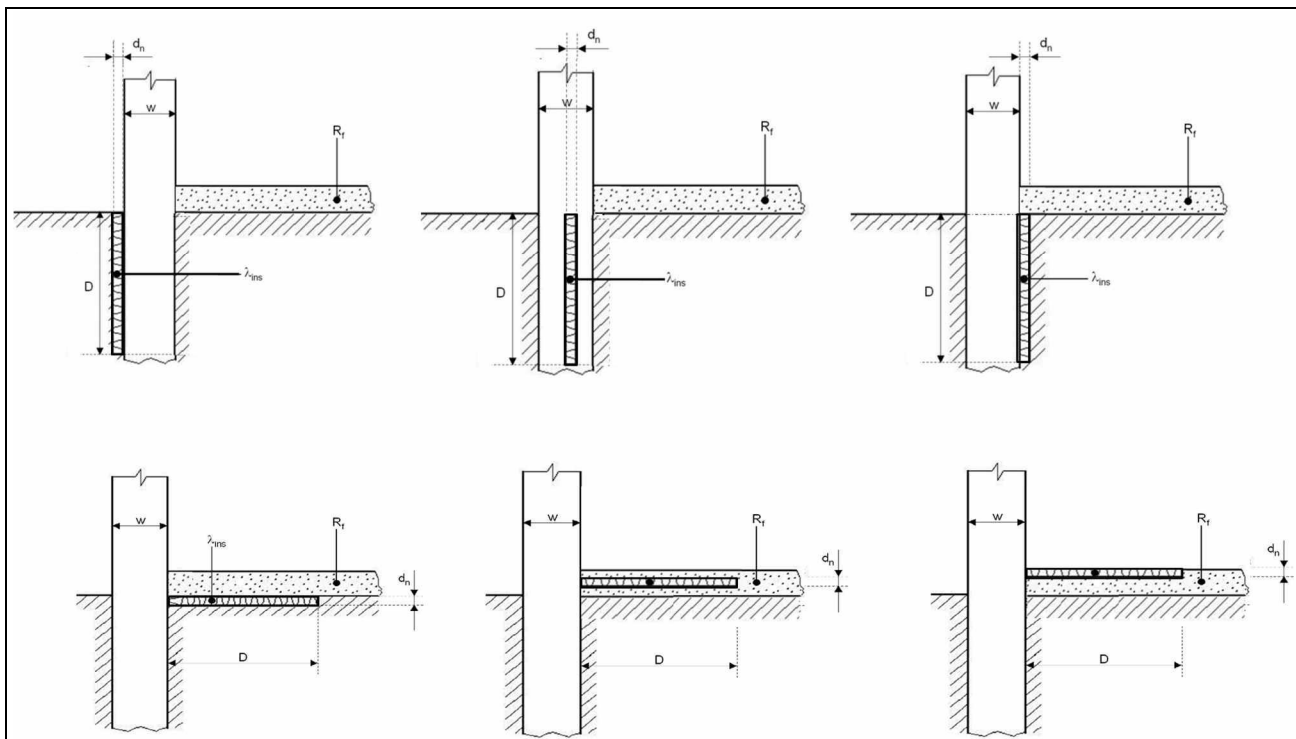
Dans les paragraphes suivants, le calcul détaillé de la valeur U des parois en contact avec le sol et du coefficient de transfert de chaleur H_g est donné pour les différents types de parois en contact avec le sol, notamment :

- planchers directement en contact avec le sol (voir le § F.2.2) ;
- planchers au-dessus d'un vide sanitaire (voir le § F.2.3) ;
- murs de caves (voir le § F.2.4).

F.2.2 Planchers directement en contact avec le sol

Les planchers directement en contact avec le sol sont composés d'une dalle dont la surface totale est directement en contact avec le sol (peu importe que la dalle soit soutenue par le sol sur la totalité de sa surface ou non) et qui se trouve à la même hauteur ou presque que le niveau du sol extérieur. La dalle peut être non isolée, uniformément isolée sur toute sa surface ou isolée en partie (par exemple isolation périphérique horizontale ou verticale).

Pour pouvoir tenir compte de l'isolation périphérique via les formules décrites dans ce paragraphe, l'isolation périphérique doit correspondre au moins à l'une des configurations illustrées à la Figure [46] et l'isolation périphérique et la couche isolante du mur doivent être reliées via les règles de base 1 ou 2 de l'annexe B1 de l'Arrêté du 15 mai 2014.

Figure [46] : Planchers directement en contact avec le solDonnées nécessaires au calcul :

- sol (voir § F.1.1) :
 - λ_g : sa valeur λ , en W/(m.K),
 - G_w : le facteur de nappe phréatique, (-) ;
- mur extérieur :
 - w : son épaisseur totale, en m ;
- plancher :
 - P : son périmètre P , en m,
 - A : sa surface A , en m^2 ,
 - R_f : sa résistance thermique totale (de la surface interne à la surface de séparation avec le sol), en $m^2.K/W$;
- isolation périphérique :
 - D : sa largeur ou profondeur D , en m,
 - d_n : son épaisseur, en m,
 - λ_{ins} : sa valeur λ , en W/(m.K) .

La procédure de calcul (valeur U et transfert de chaleur stationnaire) se déroule de la manière suivante :

Étapes préliminaires :

- Calculer la dimension caractéristique du plancher B' , en m, selon l'Eq. 57.
- Calculer la résistance thermique de l'isolation périphérique, R_n , selon :

Eq. 58 $R_n = d_n / \lambda_{ins}$ $m^2.K/W$

Étape 1

Calculez l'épaisseur équivalente totale du plancher, d_t , selon :

$$\text{Eq. 59} \quad d_t = w + \lambda_g (R_{si} + R_f + R_{se}) \quad \text{m}$$

Étape 2

Calculez U_o selon :

$$\text{Eq. 60} \quad \text{si } d_t < B' : U_o = \frac{2 \cdot \lambda_g}{\pi \cdot B' + d_t} \cdot \ln \left(\frac{\pi \cdot B'}{d_t} + 1 \right)$$

$$\text{si } d_t \geq B' \text{ (plancher bien isolé) : } U_o = \frac{\lambda_g}{0,457 \cdot B' + d_t} \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

Étape 3

Calculer la valeur U du plancher sur terre-plein selon :

$$\text{Eq. 61} \quad \begin{aligned} &\text{S'il n'y a pas d'isolation périphérique : } U = U_o \\ &\text{Si une isolation périphérique est présente : } U = U_o + 2 \Psi_{e, \text{edge}} / B' \\ &\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)} \end{aligned}$$

où :

Eq. 62 Pour une isolation périphérique horizontale :

$$\Psi_{e, \text{edge}} = -\frac{\lambda_g}{\pi} \left[\ln \left(\frac{D}{d_t} + 1 \right) - \ln \left(\frac{D}{d_t + d'} + 1 \right) \right] \quad \text{W/(m.K)}$$

Eq. 63 Pour une isolation périphérique verticale :

$$\Psi_{e, \text{edge}} = -\frac{\lambda_g}{\pi} \left[\ln \left(\frac{2 \cdot D}{d_t} + 1 \right) - \ln \left(\frac{2 \cdot D}{d_t + d'} + 1 \right) \right] \quad \text{W/(m.K)}$$

où :

$$\text{Eq. 64} \quad d' = R_n \cdot \lambda_g - d_n \quad \text{m}$$

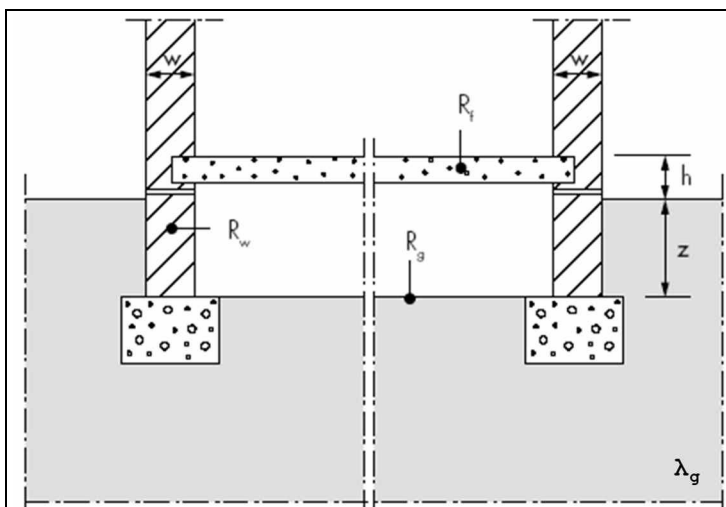
Les formules pour déterminer $\Psi_{e, \text{edge}}$ ci-dessus peuvent seulement s'appliquer si l'isolation périphérique correspond exactement à une des configurations de la Figure [46] et si l'isolation périphérique est reliée avec la couche isolante du mur selon les règles de base 1 ou 2 de l'annexe B1 de l'Arrêté du 15 mai 2014.

Si des isolations périphériques horizontale et verticale sont combinées, il faut prendre la valeur $\Psi_{e, \text{edge}}$ ayant la plus grande influence (réduction) sur U .

Pour l'évaluation de l'exigence $U_{\max}$ suivant l'annexe C1 de l'Arrêté du 15 mai 2014, la valeur U est considérée.

F.2.3 Planchers au-dessus d'un vide sanitaire

Un plancher au-dessus d'un vide sanitaire n'a pas de contact direct avec le sol, mais un flux de déperdition de chaleur s'échappe via ce vide sanitaire et via le sol vers l'environnement extérieur. Un transfert supplémentaire intervient si le vide sanitaire est ventilé avec de l'air extérieur.

Figure [47] : Planchers au-dessus d'un vide sanitaire

Données nécessaires au calcul :

- sol (voir § F.1.1) :
 - λ_g : sa valeur λ du sol, en $W/(m.K)$,
 - G_w : le facteur de nappe phréatique, (-) ;
- mur du vide sanitaire :
 - w : son épaisseur à hauteur du niveau du sol w , en m,
 - R_w : sa résistance thermique, en $m^2.K/W$,
 - z : sa profondeur moyenne dans le sol, en m ;
- plancher au-dessus du vide sanitaire :
 - P : son périmètre, en m,
 - A : sa surface, en m^2 ,
 - R_f : sa résistance thermique, en $m^2.K/W$,
 - h : son hauteur moyenne au-dessus du sol, en m ;
- plancher du vide sanitaire :
 - R_g : sa résistance thermique, en $m^2.K/W$;
- ventilation du vide sanitaire :
 - ε : la surface des ouvertures de ventilation divisée par le périmètre, en m^2/m ,
 - v : la vitesse du vent, en m/s,
 - f_w : le facteur de protection du vent, (-).

La procédure de calcul est donnée ci-dessous.

Étape préliminaire :

Calculer la dimension caractéristique du plancher B', en m, selon l'Eq. 57.

Étape 1

Calculez la valeur U_f du plancher au-dessus du vide sanitaire, selon :

$$\text{Eq. 66} \quad U_f = \frac{1}{R_{si} + R_f + R_{se}} \quad \text{avec } R_{si} = 0,17 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

Étape 2

Calculez la valeur U_w de la partie du mur au-dessus du niveau du sol, selon :

$$\text{Eq. 67} \quad U_w = \frac{1}{R_{si} + R_w + R_{se}} \quad \text{avec } R_{si} = 0,13 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

Étape 3

Calculez l'épaisseur équivalente du plancher du vide sanitaire, d_g , selon :

$$\text{Eq. 68} \quad d_g = w + \lambda_g (R_{si} + R_g + R_{se}) \quad \text{m}$$

Étape 4

Calculez l'épaisseur équivalente du mur, d_w , selon :

$$\text{Eq. 69} \quad d_w = \lambda_g (R_{si} + R_w + R_{se}) \quad \text{m}$$

Étape 5

Calculez la valeur U_g du plancher du vide sanitaire selon :

$$\text{Eq. 70} \quad \text{si } z \leq 0,5 \text{ m : } U_g = G_w \cdot \frac{2 \cdot \lambda_g}{\pi \cdot B' + d_g} \ln \left(\frac{\pi \cdot B'}{d_g} + 1 \right)$$

$$\text{si } z > 0,5 \text{ m : } U_g = G_w \cdot \left(U_{bf} + z \cdot P \cdot \frac{U_{bw}}{A} \right) \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

où :

$$\text{Eq. 71} \quad U_{bf} = \frac{2 \cdot \lambda_g}{\pi \cdot B' + d_g + 0,5 \cdot z} \ln \left(\frac{\pi \cdot B'}{d_g + 0,5 \cdot z} + 1 \right) \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

$$\text{Eq. 72} \quad U_{bw} = \frac{2 \cdot \lambda_g}{\pi \cdot z} \left(1 + \frac{0,5 \cdot d_g}{d_g + z} \right) \ln \left(\frac{z}{d_w} + 1 \right) \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

Étape 6

Calculez la valeur U_x selon :

Eq. 73 pour un vide sanitaire ventilé : $U_x = 2.h.U_w/B' + 1450.\varepsilon.v.f_w/B'$
 pour un vide sanitaire non ventilé : $U_x = 2.h.U_w/B'$ W/(m².K)

avec, dans le cadre de la réglementation PEB, les valeurs fixes suivantes :

- $v = 4$ m/s (vitesse moyenne du vent) ;
- $f_w = 0,05$.

Étape 7

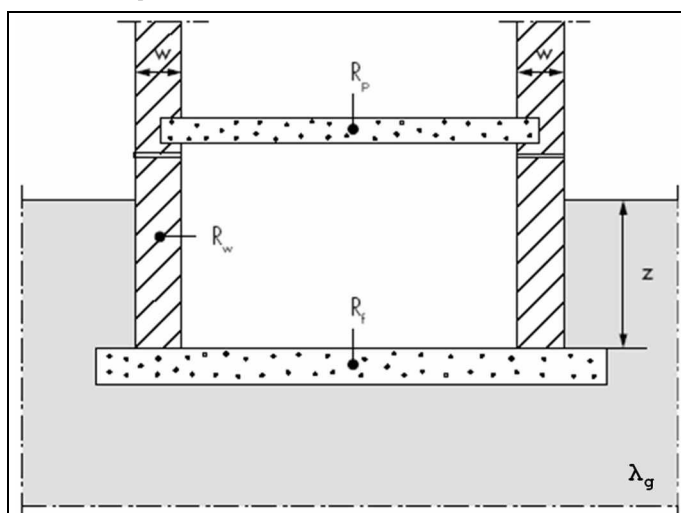
Pour l'évaluation de l'exigence $U_{\max}$ selon l'annexe C1 de l'Arrêté du 15 mai 2014, il faut considérer la valeur U du plancher au-dessus du vide sanitaire telle que déterminée ci-dessous :

Eq. 74 $U = \left(\frac{1}{U_f} + \frac{1}{U_g + U_x} \right)^{-1}$ W/(m².K)

F.2.4 Parois d'une cave

Les caves sont des espaces qui se trouvent en partie ou totalement en dessous du niveau du sol extérieur. Le plancher de la cave se trouve à une profondeur moyenne z en dessous du niveau du sol extérieur et le degré d'isolation du sol et des murs de cave peut être différent. La procédure de calcul décrit le transfert de chaleur commun H_g total qui a lieu aussi bien par le plancher que par les murs de la cave vers l'environnement extérieur, sachant que les deux flux de chaleur dépendent l'un de l'autre.

Figure [48] : Parois d'une cave



Données nécessaires au calcul :

- sol (voir § F.1.1) :
 - λ_g : sa valeur λ du sol, en $W/(m.K)$;
- plancher au-dessus de la cave :
 - R_p : sa résistance thermique, en $m^2.K/W$,
 - h : sa hauteur moyenne au-dessus du niveau du sol, en m ;
- mur de cave :
 - w : son épaisseur à hauteur du niveau du sol w , en m,
 - R_w : sa résistance thermique, en $m^2.K/W$,
 - z : sa profondeur moyenne dans le sol, en m ;
- sol de la cave :
 - P : son périmètre P , en m,
 - A : sa surface A , en m^2 ,
 - R_f : sa résistance thermique, en $m^2.K/W$;
- ventilation de la cave :
 - n : son taux de ventilation n , en h^{-1} ,
 - V : son volume V , en m^3 .

La procédure de calcul est donnée ci-dessous.

Étape préliminaire :

Calculer la dimension caractéristique du plancher B', en m, selon l'Eq. 57.

Étape 1

Calculez l'épaisseur équivalente totale du plancher de la cave, d_t , selon :

$$\text{Eq. 76} \quad d_t = w + \lambda_g (R_{si} + R_f + R_{se}) \quad \text{m}$$

Étape 2

Calculez la valeur U_{bf} pour le plancher de la cave selon :

$$\text{Eq. 77} \quad \text{si } (d_t + 0,5.z) < B' : U_{bf} = \frac{2 \cdot \lambda_g}{\pi \cdot B' + d_t + 0,5.z} \ln \left(\frac{\pi \cdot B'}{d_t + 0,5.z} + 1 \right)$$

$$\text{si } (d_t + 0,5.z) \geq B' \text{ (plancher bien isolé)} : U_{bf} = \frac{\lambda_g}{0,457 \cdot B' + d_t + 0,5.z}$$

W / (m² . K)

Étape 3

Calculez l'épaisseur équivalente du mur de la cave, d_w , selon :

$$\text{Eq. 78} \quad d_w = \lambda_g (R_{si} + R_w + R_{se}) \quad \text{m}$$

Étape 4

Calculez la valeur U_{bw} pour le mur de la cave selon :

$$\text{Eq. 79} \quad \text{si } d_w \geq d_t : U_{bw} = \frac{2 \cdot \lambda_g}{\pi \cdot z} \left(1 + \frac{0,5 \cdot d_t}{d_t + z} \right) \ln \left(\frac{z}{d_w} + 1 \right)$$

$$\text{si } d_w < d_t : U_{bw} = \frac{2 \cdot \lambda_g}{\pi \cdot z} \left(1 + \frac{0,5 \cdot d_w}{d_w + z} \right) \ln \left(\frac{z}{d_w} + 1 \right)$$

W / (m² . K)

Étape 5

En cas de cave chauffée, pour l'évaluation de l'exigence $U_{\max}$ selon l'annexe C1 de l'Arrêté du 15 mai 2014 pour le plancher de la cave et le mur de cave, il faut considérer respectivement les valeurs U_{bf} et U_{bw} telles que déterminées ci-dessus.

En cas de cave en dehors du volume protégé, pour l'évaluation de l'exigence $U_{\max}$ selon l'annexe C1 de l'Arrêté du 15 mai 2014 pour le plancher au-dessus de la cave, il faut considérer la valeur U telle que déterminée ci-dessous.

- Calculez la valeur U_f du plancher au-dessus de la cave selon :

$$\text{Eq. 82} \quad U_f = \frac{1}{R_{si} + R_p + R_{si}} \quad \text{avec } R_{si} = 0,17 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

- Calculez la valeur U_w de la partie du mur au-dessus du niveau du sol extérieur selon :

$$\text{Eq. 83} \quad U_w = \frac{1}{R_{si} + R_w + R_{se}} \quad \text{avec } R_{si} = 0,13 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

- Calculez la valeur U du plancher au-dessus de la cave selon :

$$\text{Eq. 84} \quad U = \left(\frac{1}{U_f} + \frac{A}{A \cdot U_{bf} + z \cdot P \cdot U_{bw} + h \cdot P \cdot U_w + 0,33 \cdot n \cdot V} \right)^{-1} \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

avec, dans le cadre de la réglementation PEB, la valeur fixe n de $0,3 \text{ h}^{-1}$ comme taux de ventilation.

Annexe G Conventions pour le calcul des valeurs U

G.1 Introduction

Cette annexe expose les conventions qui peuvent être appliquées pour le calcul des valeurs λ , R ou U des éléments de murs spécifiques, comme les maçonneries, les briques perforées et les murs avec une structure en bois. Toutes les conventions tiennent compte des cas courants qui arrivent dans la construction belge.

G.2 Méthodes de calcul numériques et simplifiées

Le calcul de la valeur U est très simple à exécuter dans le cas d'éléments de construction composés de couches planes, parallèles et homogènes. Dans ces cas, le flux thermique passant à travers les éléments de construction de l'environnement intérieur vers l'environnement extérieur est perpendiculaire aux couches de construction (sans aucune déviation) et la valeur U est obtenue en additionnant toutes les résistances thermiques des couches de construction.

En réalité, les éléments présentent généralement des irrégularités ou sont composés de couches hétérogènes. Dans ce cas, le flux thermique est irrégulier et influence par conséquent la résistance thermique de l'élément de construction.

L'impact sur la valeur U peut être calculé avec précision sur la base d'un calcul numérique ou calculé de manière simplifiée sur la base des formules données dans ce texte.

Les **calculs numériques** sont des calculs informatisés et détaillés permettant de déterminer le flux thermique bi ou tridimensionnel à travers des éléments de construction hétérogènes et pouvant à partir de cela déduire une valeur U précise. Le logiciel utilisé à cet effet doit être validé selon les directives des différentes normes européennes (NBN EN ISO 10211 pour les ponts thermiques en 2D et 3D, NBN EN ISO 10077-2 pour les profilés d'encadrement, NBN EN ISO 13370 pour les pertes par le sol).

Les calculs numériques sont mis en application pour déterminer la valeur U des éléments de constructions présentant éventuellement des pertes de chaleur supplémentaires (ex. des composants qui interrompent une couche d'isolation, des parois munies d'éléments de construction métalliques), des constructions complexes ou des éléments préfabriqués (ex. des profilés d'encadrement, des modules de façades légères), des situations d'angle ou des jonctions dans lesquels un flux thermique tridimensionnel apparaît, etc.

Les calculs numériques donnent les résultats les plus précis et ils sont une alternative toujours applicable. Cependant, dans beaucoup de cas, il n'est pas nécessaire de faire appel à des calculs numériques et des méthodes de calculs simplifiées peuvent être appliquées. Elles donnent via un calcul manuel (formule) une valeur U suffisamment précise.

Les **calculs simplifiés** repris dans le présent texte peuvent toujours être appliqués comme alternative aux méthodes numériques pour autant que le domaine d'application décrit dans les différents cas soit respecté.

G.3 Conventions relatives aux maçonneries et aux briques creuses

G.3.1 Valeur λ_U de la maçonnerie

Une couche (maçonnée ou collée) qui contient des joints est un cas spécifique de couche non homogène, voir § 6.2. Les éléments de construction qui contiennent une ou plusieurs couches avec des joints peuvent être calculés de manière générale en suivant les méthodes décrites au § 6.2.

Une méthode simplifiée consiste à déterminer uniquement la valeur la plus faible R'_{T} de la résistance de l'élément de construction. Le coefficient de déperdition thermique U est donc calculé uniquement sur base de cette valeur (voir la note au § 6.2.3)

Dans ce cas, la méthode de calcul peut être formulée de la manière alternative suivante. Les formules conduisent au même résultat pour R'_{T} que les formules du § 6.2.

La résistance de la couche avec joints est donnée par :

$$\text{Eq. 86} \quad R = d/\lambda_U \quad \text{m}^2 \cdot \text{K/W}$$

où =

λ_U la conductivité thermique équivalente (homogène) de la couche, en $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, calculée comme la moyenne de la conductivité thermique du matériau de construction et du joint, pondérée par leurs surfaces :

$$\text{Eq. 87} \quad \lambda_U = \frac{\lambda_{U,\text{mat}} \cdot A_{\text{mat}} + \lambda_{U,\text{joint}} \cdot A_{\text{joint}}}{A_{\text{mat}} + A_{\text{joint}}} \quad \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

avec :

d l'épaisseur de la couche, en m ;

$\lambda_{U,\text{mat}}$ la conductivité thermique du matériau de construction sans joint, en $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;

$\lambda_{U,\text{joint}}$ la conductivité thermique du joint, en $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;

A_{mat} la surface visible du matériau de construction sans joint, en m^2 ;

A_{joint} la surface visible du joint, en m^2 .

L'Eq. 87 pour la conductivité thermique équivalente peut aussi être écrite comme suit :

$$\text{Eq. 88} \quad \lambda_U = \lambda_{U,\text{mat}} \cdot (1 - f_{\text{joint}}) + \lambda_{U,\text{joint}} \cdot f_{\text{joint}} \quad \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

avec :

f_{joint} la fraction de joint, (-).

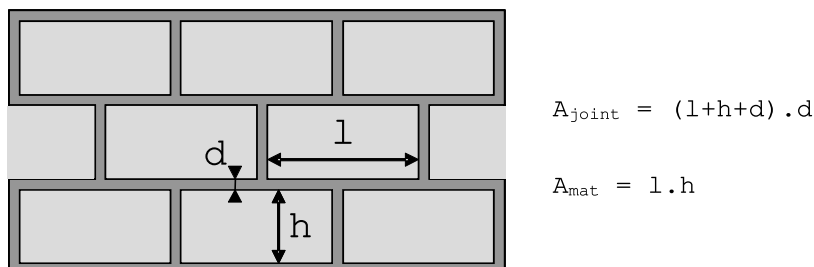
Pour une géométrie rectangulaire répétitive, pour laquelle les joints de boutisse et de panneresse ont la même épaisseur (voir Figure [49]), comme généralement dans les maçonneries, la fraction de joint peut être calculée comme suit :

$$\text{Eq. 89} \quad f_{\text{joint}} = \frac{A_{\text{joint}}}{A_{\text{mat}} + A_{\text{joint}}} = 1 - \frac{l \cdot h}{(l + d) \cdot (h + d)} \quad (-)$$

avec (voir Figure [49]) :

- l et h la longueur et la hauteur pour un matériau de construction rectangulaire, en mm ;
d l'épaisseur du joint, en mm (souvent 6 ou 12 mm).

Figure [49] : Paramètres pour la détermination de la fraction de mortier de la maçonnerie



Pour d'autres configurations géométriques, (par exemple pas de joints de boutisse), la proportion doit être calculée d'une manière appropriée, et doit être introduite dans l'Eq. 88.

Les conventions suivantes doivent être utilisées :

- si la largeur du joint ne s'élève jamais à plus de 3 mm, il est permis de ne pas compter l'influence du joint (quel que soit le matériau du joint). Dans ce cas : $\lambda_U = \lambda_{U,\text{mat}}$;
- pour la proportion de joint les valeurs par défaut suivantes peuvent toujours être utilisées :
 - si $\lambda_{U,\text{joint}} < \lambda_{U,\text{mat}}$: $f_{\text{joint}} = 0,00$ (0%) ;
 - si $\lambda_{U,\text{joint}} > \lambda_{U,\text{mat}}$:
 - pour les maçonneries intérieures : $f_{\text{joint}} = 0,16$ (16%) ;
 - pour les maçonneries extérieures : $f_{\text{joint}} = 0,28$ (28%) .

Exemples de matériaux qui sont souvent mis en place avec des joints :

- pierres naturelles (Tableau A.2) ;
- briques (Tableaux A.3 à A.8) ;
- blocs creux (Tableau B.1) ;
- briques de verre (11.1).
- ...

G.3.2 Valeur λ_U des briques ou blocs de construction perforés

Ce paragraphe illustre l'application de la NOTE 3 du § A.1.

Suivant les informations connues à propos des éléments de maçonnerie perforés, la valeur λ_U peut être déterminée de plusieurs manières :

- 1) si la nature de la brique est connue, ainsi que la masse volumique de la brique pleine (poids mort) et le pourcentage de perforations, alors la masse volumique de la brique perforée est calculée, et la valeur λ_U correspondante est tirée du tableau correspondant. Un exemple :

- données : une brique de terre cuite certifiée avec 30% de perforations et une masse volumique pour la brique pleine de 1800 kg/m^3 ;
- détermination : sachant que la brique pleine a une masse volumique de 1800 kg/m^3 et que la brique a 30 % de perforations, la masse volumique de la brique perforée est égale à $1800 \text{ kg/m}^3 \times 70\% = 1260 \text{ kg/m}^3$; la valeur λ_{vi} correspondant à la masse volumique de 1260 kg/m^3 est $0,42 \text{ W/(m.K)}$ (voir Tableau A.3).

2) si la nature de la brique est connue, ainsi que les dimensions et la masse de la brique perforée, mais que le pourcentage de perforation est inconnu, alors la valeur λ_v peut être directement tirée du tableau correspondant. Un exemple :

- données : une brique certifiée perforée avec des dimensions de $290 \times 140 \times 90 \text{ mm}$ et une masse de $4,6 \text{ kg}$;
- détermination : la masse volumique de la brique perforée est égal à la masse divisée par le volume, c'est à dire $4,6 / (0,29.0,14.0,09) = 1260 \text{ kg/m}^3$; la valeur λ_{vi} peut être directement déterminée pour cette masse volumique de 1260 kg/m^3 , c'est à dire $0,42 \text{ W/(m.K)}$ (voir Tableau A.3).

G.4 Conventions relatives aux couches non homogènes d'un élément de construction avec structure en bois

Beaucoup de parois contiennent des couches de construction non homogènes dans lesquelles une structure en bois est incorporée. Des exemples typiques sont les chevonnages dans une toiture inclinée ou plate, les planchers ou plafonds en bois, les parois à ossature bois, etc.... Généralement, des couches d'isolation sont placées entre ces structures en bois et le pouvoir isolant est affaibli par la présence des poutres ou des montants en bois qui coupent les couches d'isolation.

Lors de la détermination de la valeur U de telles parois, la résistance thermique de la couche contenant la structure en bois doit être calculée en fonction de la fraction de bois dans cette couche.

A cause de la grande diversité de dimensions possibles de pannes, poutres, chevrons, etc. ainsi que les distances intermédiaires variables après la pose de ces éléments, il n'est pas très sensé de réaliser des tables pour les différentes fractions de bois. S'il y a suffisamment de données disponibles relatives à la largeur et aux distances intermédiaires (de centre à centre) des éléments en bois qui se répètent, la fraction de bois de la couche dans laquelle les éléments en bois sont placés peut être calculée comme suit :

$$\text{Eq. 90} \quad \text{Fraction de bois} = \frac{\text{Largeur des éléments en bois}}{\text{Distance intermédiaire moyenne (centre à centre)}} \quad (-)$$

Lors de la définition de la fraction de bois, il faut non seulement tenir compte des chevrons ou des poutres mais également de la présence éventuelle d'entretoises en bois qui consolident la structure. En ce qui concerne ces entretoises, la fraction de bois est augmentée d'un terme additionnel de 1 % (+ 0,01).

Des valeurs par défaut peuvent toujours être utilisées. Elles correspondent aux limites supérieures des valeurs les plus courantes (voir tableau G.1).

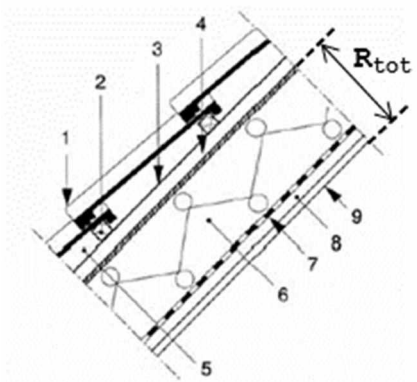
Tableau G.1 : Fractions de bois (valeurs par défaut) pour couches de construction avec structure en bois

Structure en bois	Fraction de bois (valeurs par défaut)
Toiture à pannes (pannes - structure portante primaire)	0,11
Toiture à pannes (chevrons - structure portante secondaire)	0,20
Toiture à fermes (fermettes - structure portante secondaire)	0,12
Planchers en bois (poutres - structure portante secondaire)	0,11
Parois à ossature en bois	0,15

G.5 Conventions complémentaires relatives à la détermination de la valeur U

G.5.1 Toitures couvertes de tuiles ou d'ardoises

Figure [50] : Résistance thermique d'une toiture en tuiles ou en ardoises



- 1 : couverture de toiture (tuiles ou ardoises)
- 2 : lattes à pannes
- 3 : contre-lattes
- 4 : sous-toiture
- 5 : couche d'air entre le recouvrement et la sous-toiture
- 6 : isolation
- 7 : écran d'air et pare-vapeur
- 8 : vide pour conduites
- 9 : parachèvement intérieur

Dans le cas d'une toiture en tuiles ou en ardoises (Figure [50]), il est admis que la couche d'air entre le recouvrement de toiture et la sous-toiture constitue une lame d'air fortement ventilée. Cela signifie que toutes les couches de construction situées entre cette couche d'air et l'environnement extérieur peuvent être négligées lors de calcul de la résistance thermique totale du toit et que la résistance thermique d'échange au niveau de la sous-toiture est considérée comme égale à R_{si} (voir le § 5.4.2.4) :

Eq. 91

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{R_{si} + R_{tot} + R_{si}}$$

W/ (m² .K)

avec :

R_{tot} la somme des résistances thermiques de toutes les couches de construction entre l'environnement intérieur et la couche d'air fortement ventilée (couches 4, 6, 7, 8 et 9 dans la Figure [50]), en m².K/W.

G.5.2 Faux Plafonds

Dans le cadre de la réglementation PEB, on estime d'emblée que l'espace au-dessus du faux plafond n'est pas hermétiquement isolé de l'espace en dessous. La résistance thermique du faux plafond est donc négligée. Cependant, si l'on peut montrer que le faux plafond est fermé de manière étanche à l'air (par exemple avec un film imperméable fixé sur le pourtour), on peut prendre en compte la résistance thermique du faux plafond et de l'espace entre le faux plafond et la couche de construction située au-dessus lors du calcul de la valeur U du plafond ou du toit.

G.5.3 Planchers

Les conventions suivantes sont en vigueur pour la détermination de la valeur U des planchers :

- pour les planchers sur terre-plein et les murs en contact avec le sol il n'est pas tenu compte des remblais qui se trouvent sous la dalle de sol ou contre le mur et dont la valeur de calcul de la conductivité thermique qui est d'application (environnement intérieur ou extérieur) est supérieure à $0,4 \text{ W/(m.K)}$ (ex. sable stabilisé ou gravillons) ; ces matériaux sont considérés comme appartenant au sol.
- la valeur U ne prend pas en considération la résistance thermique des couches de parachèvement ou des revêtements de sol qui ne sont pas fixés ou qui sont facilement amovibles tels que les tapis, carpettes, etc.

Vu pour être annexé à l'arrêté du Gouvernement wallon du XXXX modifiant l'arrêté du Gouvernement wallon du 15 mai 2014 portant exécution du décret du 28 novembre 2013 relatif à la performance énergétique des bâtiments.

Namur, le XXXX

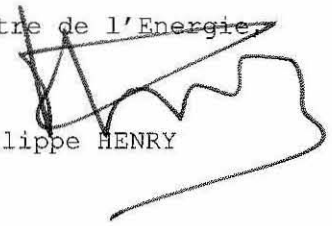
Pour le Gouvernement :

Le Ministre-Président,

Elio DI RUPO

Le Ministre de l'Energie

Philippe HENRY



Annexe X à l'arrêté du Gouvernement wallon du XXXX modifiant l'arrêté du Gouvernement wallon du 15 mai 2014 portant exécution du décret du 28 novembre 2013 relatif à la performance énergétique des bâtiments.

Annexe A3 à l'arrêté du Gouvernement wallon du 15 mai 2014 portant exécution du décret du 28 novembre 2013 relatif à la performance énergétique des bâtiments.

MÉTHODE DE DÉTERMINATION DU NIVEAU DE CONSOMMATION D'ÉNERGIE PRIMAIRE DES UNITES NON RESIDENTIELLES

(Méthode PEN)

Table des matières

TABLE DES MATIÈRES	1
1 INTRODUCTION.....	7
2 DÉFINITION DE LA SURFACE D'UTILISATION.....	8
3 SCHÉMATISATION DU BÂTIMENT.....	9
3.1 Principe	9
3.2 Subdivision du bâtiment	9
4 NIVEAU DE CONSOMMATION D'ÉNERGIE PRIMAIRE CONSOMMATION EN ÉNERGIE PRIMAIRE 10	
5 BESOINS NETS EN ÉNERGIE POUR LE CHAUFFAGE, LE REFROIDISSEMENT, L'EAU CHAUDE SANITAIRE ET L'HUMIDIFICATION	11
5.1 Principe	11
5.2 Température intérieure pour les calculs de chauffage et de refroidissement et intermittence	14
5.2.1 Principes.....	14
5.2.2 Chauffage.....	15
5.2.3 Refroidissement.....	20
5.3 Besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage	25
5.4 Besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement	28
5.5 Coefficients de transfert thermique par transmission par partie fonctionnelle	33
5.6 Coefficients de transfert thermique par ventilation par partie fonctionnelle	33
5.6.1 Principe.....	33
5.6.2 Coefficient de transfert thermique par ventilation pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle	34
5.6.3 Coefficients de transfert thermique par ventilation pour les calculs de refroidissement par partie fonctionnelle	36
5.6.4 Facteur de réduction lié au préchauffage.....	48
5.6.5 Fraction de temps pendant laquelle la ventilation est en service....	51
5.7 Production de chaleur interne	53
5.8 Gains de chaleur solaires	56
5.9 Capacité thermique effective	57

5.9.1	Principe.....	57
5.9.2	Capacité thermique effective sur base de la masse du plancher.....	57
5.9.3	Capacité thermique effective sur base d'un calcul détaillé.....	58
5.10	Besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire.....	59
5.10.1	Besoin annuel net en énergie pour l'eau chaude sanitaire des douches et/ou baignoires.....	61
5.10.2	Besoin annuel net en énergie pour l'eau chaude sanitaire des éviers de cuisine.....	62
5.10.3	Besoin annuel net en énergie pour l'eau chaude sanitaire des autres points de puisage d'eau chaude (autre que douches et/ou baignoires et éviers de cuisine).....	64
5.11	Besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification.....	65
6	BESOINS BRUTS EN ÉNERGIE POUR LE CHAUFFAGE, LE REFROIDISSEMENT ET L'EAU CHAUDE SANITAIRE.....	67
6.1	Principe.....	67
6.2	Détermination des besoins bruts en énergie pour le chauffage et le refroidissement.....	67
6.3	Rendements du système de chauffage et de refroidissement.....	68
6.4	Fractions des besoins nets en énergie pour le chauffage et le refroidissement.....	70
6.4.1	Fraction des besoins nets en énergie pour le refroidissement.....	70
6.4.2	Fraction des besoins nets en énergie pour le chauffage.....	71
6.5	Détermination des besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire.....	71
7	CONSOMMATION FINALE D'ÉNERGIE POUR LE CHAUFFAGE, LE REFROIDISSEMENT, L'HUMIDIFICATION ET L'EAU CHAUDE SANITAIRE.....	73
7.1	Principe.....	73
7.2	Consommation finale mensuelle d'énergie pour le chauffage, le refroidissement et l'humidification.....	73
7.2.1	Chauffage et humidification.....	73
7.2.2	Refroidissement.....	75
7.3	Répartition des besoins bruts en énergie entre générateurs préférentiels et non préférentiels.....	76
7.3.1	Chauffage.....	76
7.3.2	Refroidissement.....	82
7.4	Fraction mensuelle moyenne d'énergie apportée par free-chilling.....	84
7.5	Rendements de production pour le chauffage et le refroidissement.....	85
7.5.1	Rendement de production pour le chauffage.....	85
7.5.2	Rendement de production pour le refroidissement.....	89
7.6	Consommation finale mensuelle d'énergie pour l'eau chaude sanitaire...	96
8	CONSOMMATION MENSUELLE D'ÉNERGIE AUXILIAIRE.....	97
8.1	Consommation d'électricité des ventilateurs affectés à la ventilation et à la circulation.....	97
8.1.1	Principe.....	97
8.1.2	Consommation d'électricité des ventilateurs.....	97
8.1.3	Consommation d'électricité pour les ventilateurs par partie fonctionnelle à l'aide de valeurs par défaut.....	98

8.1.4	Consommation d'électricité pour les ventilateurs par partie fonctionnelle sur base des puissances installées réelles	99
8.1.5	Fraction du temps pendant laquelle les ventilateurs sont en service pour la ventilation hygiénique	101
8.2	Consommation d'électricité des circulateurs	102
8.2.1	Principe	102
8.2.2	Règle de calcul pour la consommation d'énergie auxiliaire pour la distribution	102
8.2.3	Détermination de la puissance installée $P_{pump,dis,instal,j}$	102
8.2.4	Détermination du temps de fonctionnement $t_{on,dis,j,m}$	104
8.3	Consommation d'électricité supplémentaire pour les générateurs de froid	108
8.3.1	Principe	108
8.3.2	Méthode simplifiée	108
8.3.3	Méthode détaillée	111
8.4	Consommation d'électricité supplémentaire pour le free-chilling	115
8.5	Energie auxiliaire électrique pour la production de chaleur	117
8.5.1	Principe	117
8.5.2	Règle de calcul pour l'énergie auxiliaire électrique pour la production de chaleur	117
8.6	Consommation d'énergie pour le pré-refroidissement de l'air de ventilation	122
8.6.1	Consommation d'électricité pour l'échangeur de chaleur sol-eau	122
8.6.2	Consommation d'électricité pour le refroidissement par évaporation	123
9	CONSOMMATION D'ÉNERGIE POUR L'ÉCLAIRAGE	126
9.1	Principe	126
9.1.1	Variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm\ r}$	127
9.1.2	Consommation d'électricité pour l'éclairage	127
9.2	Détermination de la variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm\ r}$ et de la consommation d'électricité pour l'éclairage à l'aide des valeurs par défaut	127
9.2.1	Détermination de la variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm\ r}$	127
9.2.2	Détermination de la consommation d'électricité pour l'éclairage par partie fonctionnelle	127
9.3	Détermination de la variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm\ r}$ et de la consommation d'électricité pour l'éclairage à l'aide des données de détail de l'installation d'éclairage	129
9.3.1	Détermination de la variable auxiliaire $L_{rm\ r}$	129
9.3.2	Détermination de la consommation mensuelle d'électricité par partie fonctionnelle	132
9.3.3	Valeur de calcul de la puissance par espace	144
9.3.4	Distinction entre la partie dite "éclairée naturellement" et la partie dite "éclairée artificiellement"	145
10	CONSOMMATION CARACTÉRISTIQUE D'ÉNERGIE PRIMAIRE	152
10.1	Principe	152
10.2	La consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire	152
10.3	La consommation d'énergie primaire pour le chauffage et le refroidissement	152

10.4 La consommation d'énergie primaire pour la préparation d'eau chaude sanitaire	153
10.5 La consommation d'énergie primaire des auxiliaires	154
10.6 La consommation d'énergie primaire pour l'éclairage	155
10.7 L'économie d'énergie primaire réalisée grâce aux installations de cogénération sur site	155
ANNEXE A COGÉNÉRATION.....	157
A.1 Principe	157
A.2 Détermination du rendement de conversion électrique et thermique de la cogénération	157
A.2.1 Détermination du rendement de conversion électrique et thermique d'un moteur à combustion interne au gaz naturel, au gaz provenant de la biomasse, au mazout ou à l'huile végétale	157
A.2.2 Détermination des rendements de conversion électrique et thermique de technologies autres que les moteurs à combustion interne au gaz naturel, au gaz provenant de la biomasse, au mazout et à l'huile végétale	159
A.3 Détermination de la consommation mensuelle d'énergie finale par une installation de cogénération	160
A.3.1 Règle de calcul.....	160
A.3.2 Besoins bruts en énergie pour le chauffage des locaux, couverts par cogénération	160
A.3.3 Besoins nets en énergie pour l'humidification, couverts par cogénération	161
A.3.4 Besoins bruts en chaleur pour le refroidissement par absorption, couverts par cogénération	161
A.3.5 Besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire.....	162
A.4 Détermination de la quantité d'électricité produite	162
A.5 Paragraphe vide	163
A.6 Détermination de la contenance minimale en eau d'un réservoir tampon pour stocker 30 minutes de production d'une installation de cogénération à pleine puissance	163
ANNEXE B PRÉ-REFROIDISSEMENT DE L'AIR DE VENTILATION.....	164
B.1 Règle de calcul	164
B.2 Echangeur de chaleur sol-eau	165
B.2.1 Efficacité $e_{precool,m}$ du système de pré-refroidissement	165
B.2.2 Température de référence pour l'abaissement de température maximal $\theta_{precool,ref,max,m}$	165
B.3 Refroidissement par évaporation	168
B.3.1 Efficacité $e_{precool,m}$ du système de pré-refroidissement.....	169
B.3.2 Température de référence pour l'abaissement de température maximal $\theta_{precool,ref,max,m}$	169
ANNEXE C DÉTERMINATION DE LA VALEUR DE RÉFÉRENCE POUR LA CONSOMMATION ANNUELLE CARACTÉRISTIQUE D'ÉNERGIE PRIMAIRE	170
C.1 Introduction	170
C.2 Valeur de référence pour les besoins nets en énergie pour le chauffage, le refroidissement, l'eau chaude sanitaire et l'humidification	170

<i>C.2.1 Valeur de référence pour la température intérieure pour les calculs de chauffage et de refroidissement et intermittence</i>	<i>170</i>
C.2.1.1 Chauffage continu	170
C.2.1.2 Chauffage quasi-continu	170
C.2.1.2.1 Inertie faible	170
C.2.1.2.2 Inertie importante	171
C.2.1.3 Chauffage intermittent	171
C.2.1.4 Refroidissement continu	172
C.2.1.5 Refroidissement quasi-continu	172
C.2.1.5.1 Inertie faible	172
C.2.1.5.2 Inertie importante	173
C.2.1.6 Refroidissement intermittent	174
<i>C.2.2 Valeur de référence pour les besoins nets en énergie pour le chauffage</i>	<i>175</i>
<i>C.2.3 Valeur de référence pour les besoins nets en énergie pour le refroidissement</i>	<i>177</i>
<i>C.2.4 Valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par transmission par partie fonctionnelle</i>	<i>181</i>
<i>C.2.5 Valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par ventilation et par in/exfiltration par partie fonctionnelle</i>	<i>184</i>
C.2.5.1 Valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par ventilation pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle	184
C.2.5.1.1 Valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par in/exfiltration pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle	184
C.2.5.1.2 Valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle	185
C.2.5.2 Valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique pour les calculs de refroidissement par partie fonctionnelle	186
<i>C.2.6 Valeur de référence pour la production de chaleur interne.....</i>	<i>187</i>
<i>C.2.7 Valeur de référence pour les gains de chaleur solaires.....</i>	<i>188</i>
<i>C.2.8 Valeur de référence pour la capacité thermique effective.....</i>	<i>191</i>
<i>C.2.9 Valeur de référence pour les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification</i>	<i>191</i>
<i>C.2.10 Valeur de référence pour la contribution au rendement du système des déperditions mensuelles d'une conduite de circulation ou d'un combilus ..</i>	<i>191</i>
<i>C.3 Valeur de référence pour la consommation d'énergie auxiliaire des ventilateurs et des pompes</i>	<i>193</i>
C.3.1 Valeur de référence pour la consommation d'électricité des ventilateurs affectés à la ventilation et à la circulation	193
C.3.2 Valeur de référence pour la consommation d'électricité pour la distribution	194
C.3.2.1 Valeur de référence pour la puissance installée d'un circulateur servant au chauffage	194
C.3.2.2 Valeur de référence pour la puissance installée d'un circulateur servant à la distribution d'eau chaude sanitaire	195
<i>C.4 Valeur de référence pour la consommation d'énergie pour l'éclairage ..</i>	<i>195</i>
<i>C.5 Valeur de référence pour la consommation d'énergie primaire</i>	<i>197</i>

<i>C.5.1 Valeur de référence pour la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire</i>	<i>197</i>
<i>C.5.2 Valeur de référence pour la consommation d'énergie primaire pour le chauffage, humidification et le refroidissement</i>	<i>198</i>
<i>C.5.3 Valeur de référence pour la consommation d'énergie primaire pour la préparation d'eau chaude sanitaire</i>	<i>198</i>
<i>C.5.4 Valeur de référence pour la consommation d'énergie primaire des auxiliaires</i>	<i>199</i>
<i>C.5.5 Valeur de référence pour la consommation d'énergie primaire pour l'éclairage</i>	<i>200</i>

1 Introduction

Cette annexe présente la méthode de détermination du niveau de consommation d'énergie primaire des unités non résidentielles ayant une ou plusieurs fonctions spécifiques, ci-après dénommées "unités PEN".

La structure globale de la méthode est analogue à celle appliquée aux unités résidentielles, ci-après dénommées "unités PER" ; voir le chapitre 4 de l'annexe A.1 au présent arrêté (Méthode de détermination du niveau de consommation d'énergie primaire des unités résidentielles).

On trouvera une liste des références normatives, des définitions, des symboles, des abréviations et des indices au chapitre 1, 2 et 3 de l'annexe A.1 au présent arrêté.

Le Ministre peut définir des spécifications complémentaires pour déterminer l'impact des atrias ou des doubles façades ventilées sur les performances énergétiques d'une unité PEN.

2 Définition de la surface d'utilisation

La surface d'utilisation d'un espace ou d'un groupe d'espaces est la surface, mesurée au niveau du sol, délimitée par les parois verticales qui enveloppent l'espace ou le groupe d'espaces. Pour les escaliers et les planchers en pente, on prend en considération leur projection verticale sur le plan horizontal.

La détermination de la surface d'utilisation ne tient pas compte de :

- une cage d'escalier, une cage d'ascenseur ou un vide ;
- un mur porteur intérieur.

Lors de la détermination de la limite, on peut ne pas tenir compte d'une réservation ou d'un renforcement secondaire, ni d'un élément de construction en saillie secondaire, si sa surface au sol est inférieure à 0,5 m².

3 Schématisation du bâtiment

3.1 Principe

La performance énergétique concerne souvent un sous-volume d'un bâtiment, selon, par exemple, que les espaces sont chauffés (et/ou refroidis) ou non, selon la fonction des différentes parties, etc. C'est pourquoi, pour déterminer la performance énergétique, on subdivise par convention le bâtiment en différentes parties. Chaque sous-volume qui doit satisfaire en soi à une exigence de performance énergétique relative à un bâtiment non résidentiel, est appelé "unité PEN". Au besoin, on procède à une subdivision supplémentaire en zones de ventilation et secteurs énergétiques afin de pouvoir tenir compte correctement des différents types d'installations dans les calculs et à une subdivision supplémentaire en parties fonctionnelles afin de pouvoir considérer les spécificités d'utilisation des différentes fonctions.

3.2 Subdivision du bâtiment

Toutes les définitions, tous les principes et toutes les règles à respecter relatifs à la subdivision d'un bâtiment sont déterminées par le Ministre.

4 Niveau de consommation d'énergie primaire

Le niveau de consommation d'énergie primaire de l'unité PEN est donné par le rapport entre la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de l'unité PEN et une valeur de référence, multiplié par 100 :

$$\text{Eq. 1} \quad E_{\text{EPNR}} = 100 \cdot \frac{E_{\text{char ann prim en cons}}}{E_{\text{char ann prim en cons, ref}}} \quad (-)$$

où :

E_{EPNR}	le niveau de consommation d'énergie primaire de l'unité PEN, (-) ;
$E_{\text{char ann prim en cons}}$	la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de l'unité PEN, calculée selon le § 10.2, en MJ ;
$E_{\text{char ann prim en cons, ref}}$	la valeur de référence pour la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire, comme selon l'Annexe C de la présente annexe, en MJ.

Le résultat doit être arrondi à l'unité supérieure.

5 Besoins nets en énergie pour le chauffage, le refroidissement, l'eau chaude sanitaire et l'humidification

5.1 Principe

Les besoins nets en énergie pour le chauffage ou le refroidissement doivent être déterminés par secteur énergétique, pour tous les mois de l'année, pour être ensuite utilisés pour le calcul des besoins bruts en énergie (voir le § 6).

Pour le chauffage, les températures intérieures et de nombreux autres paramètres étant définis pour chaque fonction, il faut calculer préalablement les besoins nets en énergie mensuels par partie fonctionnelle et effectuer ensuite une sommation sur toutes les parties fonctionnelles dont se compose le secteur énergétique considéré. Le calcul de ces besoins nets en énergie mensuels par partie fonctionnelle tient compte de l'intermittence et du profil d'occupation de cette partie fonctionnelle, tels que repris au Tableau [2], ainsi que de la masse thermique de la partie fonctionnelle.

Pour le refroidissement, de nombreux paramètres étant définis pour chaque fonction, il faut calculer préalablement les besoins nets en énergie mensuels par partie fonctionnelle et effectuer ensuite une sommation sur toutes les parties fonctionnelles dont se compose le secteur énergétique considéré.

Pour l'eau chaude sanitaire, les besoins nets en énergie sont définis par fonction et calculés par point de puisage d'eau chaude (voir le § 5.10). On peut également tenir compte d'une récupération de chaleur. On distingue les points de puisage d'eau chaude comme suit :

- les douches et/ou baignoires ;
- les éviers de cuisine ;
- les autres points de puisage d'eau chaude, tels que les lavabos.

Tous les points de puisage d'eau chaude de l'unité PEN sont pris en considération.

Si les installations du bâtiment comprennent des dispositifs destinés à humidifier l'air neuf introduit dans (une partie de) l'unité PEN, on détermine la quantité d'énergie de vaporisation mensuelle nécessaire par humidificateur, compte tenu d'une éventuelle récupération d'humidité de l'air repris.

Tableau [1] : Valeurs mensuelles de la longueur du mois (t_m) de la température extérieure moyenne pour les calculs de chauffage ($\theta_{e,heat,m}$) et pour les calculs de refroidissement ($\theta_{e,cool,m}$)

Mois	t_m (Ms) ¹	$\theta_{e,heat,m}$ (°C)	$\theta_{e,cool,m}$ (°C)
Janvier	2,6784	3,2	3,9
Février	2,4192	3,9	4,8
Mars	2,6784	5,9	6,1
Avril	2,5920	9,2	9,8
Mai	2,6784	13,3	13,8
Juin	2,5920	16,2	17,1
Juillet	2,6784	17,6	17,8
Août	2,6784	17,6	18,1
Septembre	2,5920	15,2	16,3
Octobre	2,6784	11,2	11,9
Novembre	2,5920	6,3	6,7
Décembre	2,6784	3,5	3,5

¹ 1 Ms, 1 Megaseconde, équivaut à 1 million de secondes.

Tableau [2] : Profil conventionnel d'occupation pour chaque fonction

Fonctions		Heure de début d'occupation	Heure de fin d'occupation	Jours par semaine	Fraction d'occupation par semaine $f_{pres, fct f}$
Hébergement		0h	24h	7	1,00
Bureaux		8h	18h	5 (Lu → Ve)	0,30
Enseignement		8h	18h	5 (Lu → Ve)	0,30
Soins de santé	Avec occ. nocturne	0h	24h	7	1,00
	Sans occ. nocturne	8h	18h	5 (Lu → Ve)	0,30
	Salle d'opération	0h	24h	7	1,00
Rassemblement	Occupation importante	9h	24h	6 (Lu → Sa)	0,54
	Faible occupation	9h	24h	6 (Lu → Sa)	0,54
	Cafétéria / Réfectoire	8h	18h	5 (Lu → Ve)	0,30
Cuisine		10h	20h	6 (Lu → Sa)	0,36
Commerce / Services		8h	20h	6 (Lu → Sa)	0,43
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	8h	22h	6 (Lu → Sa)	0,50
	Fitness / Danse	8h	22h	6 (Lu → Sa)	0,50
	Sauna / Piscine	8h	22h	6 (Lu → Sa)	0,50
Locaux techniques		0h	24h	7	1,00
Communs		Profil d'occupation comme déterminé ci-dessous			
Autre		8h	18h	5 (Lu → Ve)	0,30
Inconnue		9h	24h	6 (Lu → Sa)	0,54

Pour la fonction "Communs" :

- Si une partie fonctionnelle occupée par cette fonction dessert une ou plusieurs parties fonctionnelles ayant toutes la même fonction, la valeur de la fraction d'occupation par semaine de la partie fonctionnelle ayant la fonction "Communs" est égale à la valeur des parties fonctionnelles desservies.
- Si une partie fonctionnelle occupée par cette fonction dessert plusieurs parties fonctionnelles ayant des fonctions différentes, son profil d'occupation sera déterminé comme suit :
 - heure de début d'occupation : prendre la valeur de la partie fonctionnelle desservie ayant l'heure d'occupation la plus précoce ;

- heure de fin d'occupation : prendre la valeur de la partie fonctionnelle desservie ayant l'heure d'occupation la plus tardive ;
- particularité de la fonction "Locaux techniques" : la détermination des heures d'occupation ci-dessus doit toujours se faire sans tenir compte de la présence d'une partie fonctionnelle ayant la fonction "Locaux techniques".
- La fraction d'occupation par semaine est alors déterminée par :

$$\text{Eq. 2} \quad f_{\text{pres,fct f}} = \frac{\sum_{d=1}^7 (h_{\text{occ,end,d}} - h_{\text{occ,start,d}})}{168} \quad (-)$$

avec :

$f_{\text{pres,fct f}}$	la fraction d'occupation par semaine de la partie fonctionnelle "Communs", (-) ;
$h_{\text{occ,end,d}}$	l'heure de fin d'occupation de la partie fonctionnelle "Communs" durant le jour d, en h ;
$h_{\text{occ,start,d}}$	l'heure de début d'occupation de la partie fonctionnelle "Communs" durant le jour d, en h.

5.2 Température intérieure pour les calculs de chauffage et de refroidissement et intermittence

5.2.1 Principes

Pour la détermination de la température intérieure de calcul en fonction de l'intermittence, on peut rencontrer les cas suivants :

- pour le chauffage :
 - chauffage continu (voir le § 5.2.2.1) ;
 - chauffage quasi-continu :
 - chauffage intermittent mais inertie faible (voir le § 5.2.2.2.1),
 - chauffage intermittent mais inertie importante (voir le § 5.2.2.2.2) ;
 - chauffage intermittent (voir le § 5.2.2.3) ;
- pour le refroidissement :
 - refroidissement continu (voir le § 5.2.3.1) ;
 - refroidissement quasi-continu :
 - refroidissement intermittent mais inertie faible (voir le § 5.2.3.2.1),
 - refroidissement intermittent mais inertie importante (voir le § 5.2.3.2.2) ;
 - refroidissement intermittent (voir le § 5.2.3.3).

Les hypothèses du chauffage/refroidissement continu s'appliquent aux parties fonctionnelles occupées en continu (24h/24 et 7 jours sur 7 - voir Tableau [2]) ou dont la température intérieure est constante (voir Tableau [4] pour le chauffage et Tableau [44] pour le refroidissement).

Les hypothèses du chauffage/refroidissement quasi-continu s'appliquent aux parties fonctionnelles qui connaissent un chauffage/refroidissement intermittent mais qui ont :

- soit une inertie trop faible : dans ce cas, la température intérieure de calcul pour les calculs de chauffage/refroidissement de la partie fonctionnelle est

considérée comme égale à sa température intérieure moyenne pour les calculs de chauffage/refroidissement ;

- soit une inertie trop importante : dans ce cas, la température intérieure de calcul de la partie fonctionnelle est considérée comme égale à sa température intérieure de consigne pour le chauffage/refroidissement.

Enfin, les hypothèses du chauffage chauffage/refroidissement intermittent s'appliquent aux parties fonctionnelles qui connaissent un chauffage chauffage/refroidissement intermittent et qui ont une inertie moyenne.

5.2.2 Chauffage

5.2.2.1 Chauffage continu

Les fonctions :

- hébergement ;
- soins de santé - avec occupation nocturne ;
- soins de santé - salle d'opération ;
- installations sportives - hall de sport / gymnase ;

ne connaissent pas d'intermittence du chauffage (soit occupation 24h/24 et 7 jours sur 7, soit température intérieure constante).

Pour les parties fonctionnelles ayant l'une de ces fonctions, on a donc :

$$\text{Eq. 3} \quad \theta_{i,\text{heat},\text{fct } f} = \theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{avg}} = \theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{setpoint}} \quad (^\circ\text{C})$$

avec :

$\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f}$	la température intérieure de calcul pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f , utilisée au § 5.3 pour la détermination des déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation, en $^\circ\text{C}$;
$\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{avg}}$	la température intérieure moyenne pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f , telle que reprise au Tableau [4], en $^\circ\text{C}$;
$\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{setpoint}}$	la température intérieure de consigne pour le chauffage de la partie fonctionnelle f , telle que reprise au Tableau [4], en $^\circ\text{C}$.

5.2.2.2 Chauffage quasi-continu

5.2.2.2.1 Inertie faible

Pour les parties fonctionnelles qui ne sont pas couvertes par le § 5.2.2.1, le chauffage intermittent est considéré comme du chauffage continu si l'inertie de la partie fonctionnelle considérée est assez faible, c'est-à-dire si :

$$\text{Eq. 5} \quad \tau_{\text{heat},fct f} < 0,2 \cdot t_{\text{unocc},\text{min},fct f} \quad (\text{h})$$

alors on a :

$$\text{Eq. 6} \quad \theta_{i,\text{heat},fct f} = \theta_{i,\text{heat},fct f,\text{avg}} \quad (^\circ\text{C})$$

avec :

$\tau_{\text{heat},fct f}$	la constante de temps pour le chauffage de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § 5.3, en h ;
$t_{\text{unocc},\text{min},fct f}$	la plus courte période pendant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, telle que reprise au Tableau [5], en h ;
$\theta_{i,\text{heat},fct f}$	la température intérieure pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f , utilisée au § 5.3 pour la détermination des déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation, en $^\circ\text{C}$;
$\theta_{i,\text{heat},fct f,\text{avg}}$	la température intérieure moyenne pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f , en $^\circ\text{C}$, telle que reprise au Tableau [4].

5.2.2.2.2 Inertie importante

Pour les parties fonctionnelles qui ne sont pas couvertes par le § 5.2.2.1, le chauffage intermittent est considéré comme du chauffage continu si l'inertie de la partie fonctionnelle considérée est assez importante, c'est-à-dire si :

$$\text{Eq. 8} \quad \tau_{\text{heat},fct f} > 3 \cdot t_{\text{unocc},\text{max},fct f} \quad (\text{h})$$

alors on a :

$$\text{Eq. 9} \quad \theta_{i,\text{heat},fct f} = \theta_{i,\text{heat},fct f,\text{setpoint}} \quad (^\circ\text{C})$$

avec :

$\tau_{\text{heat},fct f}$	la constante de temps pour le chauffage de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § 5.3, en h ;
$t_{\text{unocc},\text{max},fct f}$	la plus longue période pendant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, telle que reprise au Tableau [5], en h ;
$\theta_{i,\text{heat},fct f}$	la température intérieure pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f , utilisée au § 5.3 pour la détermination des déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation, en $^\circ\text{C}$;
$\theta_{i,\text{heat},fct f,\text{setpoint}}$	la température intérieure de consigne pour le chauffage de la partie fonctionnelle f , telle que reprise au Tableau [4], en $^\circ\text{C}$.

5.2.2.3 Chauffage intermittent

Pour les parties fonctionnelles qui ne sont pas couvertes par le § 5.2.2.1 et qui ont une inertie moyenne, c'est-à-dire qu'aucune des conditions des § 5.2.2.2.1 (Eq. 5) ou § 5.2.2.2.2 (Eq. 8) n'est remplie, on a :

$$\begin{aligned} \theta_{i,heat,fct f} &= \theta_{i,heat,fct f,avg} \\ &+ \left(\begin{aligned} &(\theta_{i,heat,fct f,setpoint} - \theta_{i,heat,fct f,avg}) \cdot \\ &\log_{10} \left[\frac{2 \cdot t_{unocc,min,fct f} - 3 \cdot t_{unocc,max,fct f} - 9 \cdot \tau_{heat,fct f}}{0,2 \cdot t_{unocc,min,fct f} - 3 \cdot t_{unocc,max,fct f}} \right] \end{aligned} \right) \quad (-) \end{aligned} \quad \text{Eq. 377}$$

avec :

$\theta_{i,heat,fct f}$	la valeur de calcul pour la température intérieure pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f, utilisée § 5.3 pour la détermination des déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation, en °C ;
$\theta_{i,heat,fct f,avg}$	la température intérieure moyenne pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f, telle que reprise au Tableau [4], en °C ;
$\theta_{i,heat,fct f,setpoint}$	la température intérieure de consigne pour le chauffage de la partie fonctionnelle f, telle que reprise au Tableau [4], en °C ;
$t_{unocc,min,fct f}$	la plus courte période pendant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, telle que reprise au Tableau [5], en h ;
$t_{unocc,max,fct f}$	la plus longue période pendant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, telle que reprise au Tableau [5], en h ;
$\tau_{heat,fct f}$	la constante de temps pour le chauffage de la partie fonctionnelle f, déterminée selon le § 5.3, en h.

Tableau [3] : Paramètres numériques pour la détermination du taux d'utilisation, pour toutes les fonctions

Chauffage		Refroidissement	
$a_{0,heat}$ (-)	$\tau_{0,heat}$ (h)	$b_{0,cool}$ (-)	$\tau_{0,cool}$ (h)
1	15	1	15

Tableau [4] : Température intérieure de consigne pour le chauffage et température intérieure moyenne pour les calculs de chauffage, par fonction

Fonctions		$\theta_{i,heat,fct f, setpoint}$ (°C)	$\theta_{i,heat,fct f, avg}$ (°C)
Hébergement		19,0	
Bureaux		21,0	16,8
Enseignement		21,0	16,8
Soins de santé	Avec occ. nocturne	23,0	
	Sans occ. nocturne	23,0	19,5
	Salle d'opération	19,0	
Rassemblement	Occupation importante	21,0	18,2
	Faible occupation	21,0	18,2
	Cafétéria / Réfectoire	21,0	16,8
Cuisine		19,0	16,4
Commerce / Services		21,0	17,6
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	13,0	
	Fitness / Danse	21,0	18,0
	Sauna / Piscine	27,0	22,5
Locaux techniques		21,0	
Communs		21,0	Déterminée comme ci-dessous
Autre		21,0	16,8
Inconnue		21,0	18,2

Pour la fonction "communs" :

La température intérieure moyenne pour les calculs de chauffage d'une partie fonctionnelle ayant la fonction "communs", $\theta_{i,heat,fct f, avg}$ dépend des fonctions des parties fonctionnelles desservies et se détermine comme suit :

$$\text{Eq. 13} \quad \theta_{i,heat,fct f, avg} = f_{pres,fct f} \cdot 21 + (1 - f_{pres,fct f}) \cdot 15 \quad (^\circ\text{C})$$

avec :

$\theta_{i,heat,fct f, avg}$ la température intérieure moyenne pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f ayant la fonction "Communs", en °C ;

$f_{pres,fct f}$ la fraction d'occupation par semaine de la partie fonctionnelle "Communs", telle que déterminée au § 5.1, (-).

Tableau [5] : Plus courte et plus longue période de temps pendant laquelle la fonction est non occupée, par fonction

Fonctions		$t_{unocc,min,fct f}$ (h)	$t_{unocc,max,fct f}$ (h)
Hébergement		0	0
Bureaux		14	62
Enseignement		14	62
Soins de santé	Avec occ. nocturne	0	0
	Sans occ. nocturne	14	62
	Salle d'opération	0	0
Rassemblement	Occupation importante	9	33
	Faible occupation	9	33
	Cafétéria / Réfectoire	14	62
Cuisine		14	38
Commerce / Services		12	36
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	10	34
	Fitness / Danse	10	34
	Sauna / Piscine	10	34
Locaux techniques		0	0
Communs		Déterminés comme ci-dessous	
Autre		14	62
Inconnue		9	33

Pour la fonction "communs" :

- Le profil d'occupation d'une partie fonctionnelle "Communs" dépend des fonctions des parties fonctionnelles desservies (voir Tableau [2]).
- La plus courte et la plus longue période de temps pendant laquelle la partie fonctionnelle "Communs" est non occupée, $t_{unocc,min,fct f}$ et $t_{unocc,max,fct f}$, dépendent également des fonctions des parties fonctionnelles desservies. Pour déterminer ces paramètres, il faut calculer la plus courte et la plus longue période de temps, en h, pendant laquelle aucune des parties fonctionnelles desservies n'est occupée. La détermination de ces périodes de temps doit se faire sans tenir compte de la présence d'une partie fonctionnelle ayant la fonction "Locaux techniques", sauf si la partie fonctionnelle "Communs" ne sert que des parties fonctionnelles ayant la fonction "Locaux techniques".

5.2.3 Refroidissement

5.2.3.1 Refroidissement continu

Les fonctions :

- hébergement ;
- soins de santé - avec occupation nocturne ;
- soins de santé - salle d'opération ;

ne connaissent pas d'intermittence du refroidissement (soit occupation 24h/24 et 7 jours sur 7, soit température intérieure constante).

Pour les parties fonctionnelles ayant l'une de ces fonctions et recourant au refroidissement actif, on a donc :

$$\text{Eq. 263} \quad \theta_{i,\text{cool},fct f} = \theta_{i,\text{cool},fct f,\text{avg}} = \theta_{i,\text{cool},fct f,\text{setpoint}} \quad (^\circ\text{C})$$

$$\text{Eq. 264} \quad a_{\text{cool},\text{int},fct f,m} = 1 \quad (-)$$

avec :

$\theta_{i,\text{cool},fct f}$	la température intérieure de calcul pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , utilisée au § 5.4 pour la détermination des déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation, en $^\circ\text{C}$;
$\theta_{i,\text{cool},fct f,\text{avg}}$	la température intérieure moyenne pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , telle que reprise au Tableau [44], en $^\circ\text{C}$;
$\theta_{i,\text{cool},fct f,\text{setpoint}}$	la température intérieure de consigne pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f , telle que reprise au Tableau [44], en $^\circ\text{C}$;
$a_{\text{cool},\text{int},fct f,m}$	le facteur de réduction pour tenir compte de l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f , pour le mois m , (-).

5.2.3.2 Refroidissement quasi-continu

5.2.3.2.1 Inertie faible

Pour les parties fonctionnelles qui ne sont pas couvertes par le § 5.2.3.1, le refroidissement intermittent est considéré comme du refroidissement continu si l'inertie de la partie fonctionnelle considérée est assez faible, c'est-à-dire si :

$$\text{Eq. 265} \quad \tau_{\text{cool},\text{int},fct f,m} < 0,2 \cdot t_{\text{unocc},\text{min},fct f} \quad (\text{h})$$

alors on a :

$$\text{Eq. 266} \quad \theta_{i,\text{cool},fct f} = \theta_{i,\text{cool},fct f,\text{avg}} \quad (^\circ\text{C})$$

$$\text{Eq. 267} \quad a_{\text{cool},\text{int},fct f,m} = 1 \quad (-)$$

avec :

$\tau_{cool,int,fct f,m}$	la constante de temps mensuelle pour le calcul du niveau d'intermittence pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f , déterminée comme indiqué ci-dessous, en h ;
$t_{unocc,min,fct f}$	la plus courte période pendant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, telle que reprise au Tableau [5], en h ;
$\theta_{i,cool,fct f}$	la température intérieure pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , utilisée au § 5.4 pour la détermination des déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation, en °C ;
$\theta_{i,cool,fct f,avg}$	la température intérieure moyenne pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , en °C, telle que reprise au Tableau [44] ;
$a_{cool,int,fct f,m}$	le facteur de réduction pour tenir compte de l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f , pour le mois m , (-).

La constante de temps mensuelle pour le calcul du niveau d'intermittence pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f est calculée comme suit :

Eq. 381

$$\tau_{cool,int,fct f,m} = \frac{C_{fct f}}{3,6 \cdot \left(H_{T,cool,fct f} + \left[\begin{array}{l} H_{V,hyg,cool,int,fct f,m} + H_{V,in/exfiltr,cool,fct f,m} \\ + H_{V,add m,day,cool,int,fct f,m} + H_{V,add m,night,cool,int,fct f,m} \\ + H_{V,add w,day,cool,int,fct f,m} + H_{V,add w,night,cool,int,fct f,m} \end{array} \right] \right)} \quad (h)$$

où :

$C_{fct f}$	la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § 5.9, en kJ/K ;
$H_{T,cool,fct f}$	le coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.5, en W/K ;
$H_{V,hyg,cool,int,fct f,m}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.2, en W/K, mais où, pour les calculs intermédiaires, $\theta_{i,cool,fct f,m}$ vaut la valeur mentionnée au Tableau [46] pour les parties fonctionnelles ayant l'une des fonctions hébergement, bureaux et enseignement et qui ne sont pas équipées de refroidissement actif, et où $\theta_{i,cool,fct f,m}$ vaut $\theta_{i,cool,fct f,setpoint}$ pour tous les autres cas ;
$H_{V,in/exfiltr,cool,fct f,m}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par in/exfiltration de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.1, en W/K ;
$H_{V,add m,,day,cool,int,fct f,m}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation additionnelle mécanique en journée de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.3, en W/K, mais où, pour les calculs intermédiaires, $\theta_{i,cool,fct f,m}$ vaut la valeur mentionnée au Tableau [46] pour les parties fonctionnelles ayant l'une des fonctions hébergement, bureaux et enseignement et qui ne sont pas équipées de refroidissement actif, et où $\theta_{i,cool,fct f,m}$ vaut $\theta_{i,cool,fct f,setpoint}$ pour tous les autres cas ;
$H_{V,add m,night,cool,int,fct f,m}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation additionnelle mécanique pendant la nuit de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement déterminé selon le § 5.6.3.4, en W/K, mais où, pour les calculs intermédiaires, $\theta_{i,cool,fct f,m}$ vaut la valeur mentionnée

au Tableau [46] pour les parties fonctionnelles ayant l'une des fonctions hébergement, bureaux et enseignement et qui ne sont pas équipées de refroidissement actif, et où $\theta_{i,cool,fct f,m}$ vaut $\theta_{i,cool,fct f,setpoint}$ pour tous les autres cas ;

$H_{V,add w,day,cool,int,fct f,m}$ le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation additionnelle par ouverture de fenêtre en journée de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.5, en W/K, mais où, pour les calculs intermédiaires, $\theta_{i,cool,fct f,m}$ vaut la valeur mentionnée au Tableau [46] pour les parties fonctionnelles ayant l'une des fonctions hébergement, bureaux et enseignement et qui ne sont pas équipées de refroidissement actif, et où $\theta_{i,cool,fct f,m}$ vaut $\theta_{i,cool,fct f,setpoint}$ pour tous les autres cas ;

$H_{V,add w,night,cool,int,fct f,m}$ le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation additionnelle par ouverture de fenêtre pendant la nuit de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.6, en W/K, mais où, pour les calculs intermédiaires, $\theta_{i,cool,fct f,m}$ vaut la valeur mentionnée au Tableau [46] pour les parties fonctionnelles ayant l'une des fonctions hébergement, bureaux et enseignement et qui ne sont pas équipées de refroidissement actif, et où $\theta_{i,cool,fct f,m}$ vaut $\theta_{i,cool,fct f,setpoint}$ pour tous les autres cas.

5.2.3.2.2 Inertie importante

Pour les parties fonctionnelles qui ne sont pas couvertes par le § 5.2.3.1, le refroidissement intermittent est considéré comme du refroidissement continu si l'inertie de la partie fonctionnelle considérée est assez importante, c'est-à-dire si :

$$\text{Eq. 269 } \tau_{cool,int,fct f,m} > 3 \cdot t_{unocc,max,fct f} \quad (h)$$

alors on a :

$$\text{Eq. 270 } \theta_{i,cool,fct f} = \theta_{i,cool,fct f,setpoint} \quad (^\circ C)$$

$$\text{Eq. 271 } a_{cool,int,fct f,m} = 1 \quad (-)$$

avec :

$\tau_{cool,int,fct f,m}$ la constante de temps mensuelle pour le calcul du niveau d'intermittence pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f, déterminée selon le § 5.2.3.2.1, en h ;

$t_{unocc,max,fct f}$ la plus longue période pendant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, telle que reprise au Tableau [5], en h ;

$\theta_{i,cool,fct f}$ la température intérieure pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f, utilisée au § 5.4 pour la détermination des déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation, en $^\circ C$;

$\theta_{i,cool,fct f,setpoint}$ la température intérieure de consigne pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f, telle que reprise au Tableau [44], en $^\circ C$;

$a_{cool,int,fct f,m}$ le facteur de réduction pour tenir compte de l'intermittence de la partie fonctionnelle f, pour le mois m, (-).

5.2.3.3 Refroidissement intermittent

Pour les parties fonctionnelles qui ne sont pas couvertes par le § 5.2.3.1 et qui ont une inertie moyenne, c'est-à-dire qu'aucune des conditions des § 5.2.3.2.1 (Eq. 265) ou § 5.2.3.2.2 (Eq. 269) n'est remplie, on a :

$$\text{Eq. 272} \quad \theta_{i,\text{cool},\text{fct } f} = \theta_{i,\text{cool},\text{fct } f,\text{setpoint}} \quad (^\circ\text{C})$$

et :

$$\text{Eq. 273} \quad a_{\text{cool},\text{int},\text{fct } f,\text{m}} = \max \left[f_{\text{cool},\text{fct } f} ; 1 - 3 \cdot \left(\frac{\tau_{0,\text{cool}}}{\tau_{\text{cool},\text{fct } f,\text{m}}} \right) \cdot \lambda_{\text{cool},\text{fct } f,\text{m}} \cdot (1 - f_{\text{cool},\text{fct } f}) \right] \quad (-)$$

avec :

$\theta_{i,\text{cool},\text{fct } f}$	la température intérieure pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , utilisée au § 5.4 pour la détermination des déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation, en $^\circ\text{C}$;
$\theta_{i,\text{cool},\text{fct } f,\text{setpoint}}$	la température intérieure de consigne pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f , telle que reprise au Tableau [44], en $^\circ\text{C}$;
$a_{\text{cool},\text{int},\text{fct } f,\text{m}}$	le facteur de réduction pour tenir compte de l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f , pour le mois m , (-) ;
$f_{\text{cool},\text{fct } f}$	la fraction du nombre de jours d'occupation par semaine pendant laquelle la partie fonctionnelle f est refroidie à la température de consigne (sans réduction). Cette fraction est égale au nombre de jours d'occupation par semaine selon l'affectation, repris au Tableau [2], divisé par 7, (-) ;
$\tau_{0,\text{cool}}$	une constante, reprise au Tableau [3], en h ;
$\tau_{\text{cool},\text{fct } f,\text{m}}$	la constante de temps mensuelle pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § 5.4, en h ;
$\lambda_{\text{cool},\text{fct } f,\text{m}}$	le rapport mensuel déperdition-gain pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f , déterminé selon le § 5.4, (-).

Tableau [44] : Température intérieure de consigne pour le refroidissement des espaces avec refroidissement actif et température intérieure moyenne pour les calculs de refroidissement des espaces avec refroidissement actif, par fonction

Fonctions		$\theta_{i,cool,fct f,setpoint}$ (°C)	$\theta_{i,cool,fct f,avg}$ (°C)
Hébergement		25,0	
Bureaux		25,0	27,1
Enseignement		25,0	27,1
Soins de santé	Avec occ. nocturne	23,0	
	Sans occ. nocturne	23,0	25,1
	Salle d'opération	23,0	
Rassemblement	Occupation importante	25,0	26,4
	Faible occupation	25,0	26,4
	Cafétéria / Réfectoire	25,0	27,1
Cuisine		25,0	26,9
Commerce / Services		24,0	25,7
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	25,0	26,5
	Fitness / Danse	25,0	26,5
	Sauna / Piscine	Pas de calcul de refroidissement	
Locaux techniques		Pas de calcul de refroidissement	
Communs		25,0	Déterminée comme ci-dessous
Autre		25,0	27,1
Inconnue		25,0	26,4

Pour la fonction "communs" :

- La température intérieure moyenne pour les calculs de refroidissement d'une partie fonctionnelle ayant la fonction "communs", $\theta_{i,cool,fct f,avg}$ dépend des fonctions des parties fonctionnelles desservies et se détermine comme suit :

$$\text{Eq. 274} \quad \theta_{i,cool,fct f,avg} = f_{pres,fct f} \cdot 25 + (1 - f_{pres,fct f}) \cdot 28 \quad (^\circ\text{C})$$

avec :

$\theta_{i,cool,fct f,avg}$ la température intérieure moyenne pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f ayant la fonction "Communs", en °C ;

$f_{pres,fct f}$ la fraction d'occupation par semaine de la partie fonctionnelle "Communs", telle que déterminée au § 5.1, (-).

- Le profil d'occupation d'une partie fonctionnelle "Communs" dépend des fonctions des parties fonctionnelles desservies (voir Tableau [2]).
- La plus courte et la plus longue période de temps pendant laquelle la partie fonctionnelle "Communs" est non occupée, $t_{unocc,min,fct f}$ et $t_{unocc,max,fct f}$, dépendent également des fonctions des parties fonctionnelles desservies. Pour déterminer ces paramètres, il faut calculer la plus courte et la plus longue période de temps, en h, pendant laquelle aucune des parties fonctionnelles desservies n'est occupée. La détermination de ces périodes de temps doit toujours se faire sans tenir compte de la présence d'une partie fonctionnelle ayant la fonction "Locaux techniques".

5.3 Besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage

On détermine les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage par secteur énergétique comme suit :

$$\text{Eq. 378 } Q_{heat,net,sec i,m} = \sum_f Q_{heat,net,fct f,m} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$Q_{heat,net,sec i,m}$ les besoins nets en énergie pour le chauffage, en tenant compte de l'intermittence, du secteur énergétique i, pour le mois m, en MJ ;

$Q_{heat,net,fct f,m}$ les besoins net en énergie pour le chauffage, en tenant compte de l'intermittence, de la partie fonctionnelle f, pour le mois m, déterminés comme mentionné ci-dessous, en MJ.

Il faut faire une sommation sur toutes les parties fonctionnelles f du secteur énergétique i.

Particularité de la fonction "Locaux techniques" : les besoins nets en énergie pour le chauffage tenant compte de l'intermittence des parties fonctionnelles ayant cette fonction, $Q_{heat,net,fct f,m}$, sont considérés être nuls durant toute l'année.

Particularité de la fonction "Enseignement" : les besoins nets en énergie pour le chauffage tenant compte de l'intermittence des parties fonctionnelles ayant cette fonction, $Q_{heat,net,fct f,m}$, sont considérés être nuls durant les mois de juillet et d'août.

Pour le calcul des besoins nets en énergie mensuels pour le chauffage, on détermine chaque fois par partie fonctionnelle les déperditions mensuelles totales par transmission et par ventilation à une température de calcul $\theta_{i,heat,fct f}$ (définie au § 5.2), ainsi que les gains de chaleur mensuels par ensoleillement et par production de chaleur interne. On établit ensuite, toujours par partie fonctionnelle, le bilan énergétique mensuel à l'aide du taux d'utilisation des gains de chaleur.

On détermine le besoin mensuel net en énergie pour le chauffage, en tenant compte de l'intermittence, par partie fonctionnelle comme suit :

Eq. 404 Si $\gamma_{heat,fct f,m}$ est supérieur ou égal à 2,5 ou inférieur à 0, on a :

$$Q_{heat,net,fct f,m} = 0 \quad (\text{MJ})$$

Si $\gamma_{heat,fct f,m}$ est inférieur à 2,5 et supérieur ou égal à 0, on a :

$$Q_{\text{heat,net,fct f,m}} = Q_{\text{L,heat,fct f,m}} - \eta_{\text{util,heat,fct f,m}} \cdot Q_{\text{g,heat,fct f,m}} \quad (\text{MJ})$$

Exception : si $Q_{\text{L,heat,fct f,m}}$ est nul, on a :

$$Q_{\text{heat,net,fct f,m}} = 0 \quad (\text{MJ})$$

avec :

$$\text{Eq. 17} \quad Q_{\text{L,heat,fct f,m}} = Q_{\text{T,heat,fct f,m}} + Q_{\text{V,heat,fct f,m}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 18} \quad Q_{\text{g,heat,fct f,m}} = Q_{\text{i,heat,fct f,m}} + Q_{\text{s,heat,fct f,m}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$\gamma_{\text{heat,fct f,m}}$	le rapport mensuel gain-déperdition de la partie fonctionnelle f, comme déterminé ci-dessous, (-) ;
$Q_{\text{heat,net,fct f,m}}$	le besoin net en énergie pour le chauffage de la partie fonctionnelle f, en tenant compte de l'intermittence, pour le mois m, en MJ ;
$Q_{\text{L,heat,fct f,m}}$	la déperdition de chaleur mensuelle par transmission et ventilation de la partie fonctionnelle f pour le calcul du chauffage, en MJ ;
$\eta_{\text{util,heat,fct f,m}}$	le taux d'utilisation mensuel des gains de chaleur de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, tel que déterminé ci-après, (-) ;
$Q_{\text{g,heat,fct f,m}}$	les gains de chaleur mensuels par ensoleillement et par production de chaleur interne de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, en MJ ;
$Q_{\text{T,heat,fct f,m}}$	la déperdition de chaleur mensuelle par transmission de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, tel que déterminé ci-après, en MJ ;
$Q_{\text{V,heat,fct f,m}}$	la déperdition de chaleur mensuelle par ventilation de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, tel que déterminée ci-après, en MJ ;
$Q_{\text{i,heat,fct f,m}}$	la production de chaleur interne mensuelle de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, déterminée selon le § 5.7, en MJ ;
$Q_{\text{s,heat,fct f,m}}$	le gain de chaleur solaire mensuel de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, déterminé selon le § 5.8, en MJ.

et :

$$\text{Eq. 19} \quad Q_{\text{T,heat,fct f,m}} = H_{\text{T,heat,fct f}} \cdot (\theta_{\text{i,heat,fct f}} - \theta_{\text{e,heat,m}}) \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 20} \quad Q_{\text{V,heat,fct f,m}} = H_{\text{V,heat,fct f}} \cdot (\theta_{\text{i,heat,fct f}} - \theta_{\text{e,heat,m}}) \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

où :

$H_{\text{T,heat,fct f}}$	le coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, déterminé selon le § 5.5, en W/K ;
$H_{\text{V,heat,fct f}}$	le coefficient de transfert thermique par ventilation de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, déterminé selon le § 5.6.2, en W/K ;

$\theta_{i,heat,fct f}$	la température intérieure de calcul de la partie fonctionnelle f pour la détermination du besoin énergétique pour le chauffage, déterminée § 5.2, en °C ;
$\theta_{e,heat,m}$	la température extérieure moyenne mensuelle, reprise au Tableau [1], en °C ;
t_m	la durée du mois, reprise au Tableau [1], en Ms.

Le taux d'utilisation pour les gains de chaleur est déterminé par mois et par partie fonctionnelle à l'aide de la masse accessible à la chaleur et du rapport entre gain de chaleur et déperdition de chaleur. On calcule le taux d'utilisation pour le chauffage par partie fonctionnelle et par mois, $\eta_{util,heat,fct f,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 21} \quad \text{si } Y_{heat,fct f,m} \neq 1 : \eta_{util,heat,fct f,m} = \frac{1 - (Y_{heat,fct f,m})^a}{1 - (Y_{heat,fct f,m})^{a+1}} \quad (-)$$

$$\text{si } Y_{heat,fct f,m} = 1 : \eta_{util,heat,fct f,m} = \frac{a}{a+1} \quad (-)$$

où le rapport mensuel gain-déperdition par partie fonctionnelle et par mois, $Y_{heat,fct f,m}$, est défini comme :

$$\text{Eq. 22} \quad Y_{heat,fct f,m} = \frac{Q_{g,heat,fct f,m}}{Q_{L,heat,fct f,m}} \quad (-)$$

et où le paramètre numérique a relatif à la partie fonctionnelle f est donné par :

$$\text{Eq. 23} \quad a = a_{0,heat} + \frac{\tau_{heat,fct f}}{\tau_{0,heat}} \quad (-)$$

avec, comme constante de temps pour le chauffage de la partie fonctionnelle f, $\tau_{heat,fct f}$, en h :

$$\text{Eq. 24} \quad \tau_{heat,fct f} = \frac{C_{fct f}}{3,6 \cdot (H_{T,heat,fct f} + H_{V,heat,fct f})} \quad (h)$$

où :

$a_{0,heat}$	une constante, reprise au Tableau [3], (-) ;
$\tau_{0,heat}$	une constante, reprise au Tableau [3], en h ;
$C_{fct f}$	la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f, déterminée selon le § 5.9, en kJ/K ;
$H_{T,heat,fct f}$	le coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, déterminé selon le § 5.5, en kJ/K ;
$H_{V,heat,fct f}$	le coefficient de transfert thermique par ventilation de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, déterminé selon le § 5.6.2, en kJ/K.

5.4 Besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement

Pour le refroidissement, les besoins mensuels nets en énergie doivent également être déterminés par partie fonctionnelle. On effectue ensuite une sommation sur toutes les parties fonctionnelles dont se compose le secteur énergétique i considéré. Ces besoins mensuels nets en énergie sont toujours calculés, même si l'on n'installe pas de refroidissement actif.

On détermine les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement par secteur énergétique comme suit :

$$\text{Eq. 25} \quad Q_{\text{cool,net,sec } i,m} = \sum_f Q_{\text{cool,net,fct } f,m} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$Q_{\text{cool,net,sec } i,m}$ les besoins nets en énergie pour le refroidissement du secteur énergétique i , pour le mois m , en MJ ;

$Q_{\text{cool,net,fct } f,m}$ les besoins nets en énergie pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f , pour le mois m , comme déterminés ci-dessous, en MJ.

Il faut faire une sommation sur toutes les parties fonctionnelles f du secteur énergétique i .

Particularité de la fonction "Sauna/Piscine" et "Locaux techniques" : les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement des parties fonctionnelles ayant l'une de ces fonctions, $Q_{\text{cool,net,fct } f,m}$, sont considérés être nuls durant toute l'année.

Particularité de la fonction "Enseignement" : les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement des parties fonctionnelles ayant cette fonction, $Q_{\text{cool,net,fct } f,m}$, sont considérés être nuls durant les mois de juillet et d'août.

On détermine les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement par partie fonctionnelle comme suit :

Eq. 382 Si $\lambda_{\text{cool,fct } f,m}$ est supérieur ou égal à 2,5, on a :

$$Q_{\text{cool,net,fct } f,m} = 0 \quad (\text{MJ})$$

Si $\lambda_{\text{cool,fct } f,m}$ est inférieur à 2,5, on a :

$$Q_{\text{cool,net,fct } f,m} = a_{\text{cool,int,fct } f,m} \cdot (Q_{g,\text{cool,fct } f,m} - \eta_{\text{util,cool,fct } f,m} \cdot Q_{L,\text{cool,fct } f,m}) \quad (\text{MJ})$$

Exception : si $Q_{L,\text{cool,fct } f,m}$ est nul, on a :

$$Q_{\text{cool,net,fct } f,m} = Q_{g,\text{cool,fct } f,m} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$$\text{Eq. 27} \quad Q_{g,\text{cool,fct } f,m} = Q_{i,\text{cool,fct } f,m} + Q_{s,\text{cool,fct } f,m} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 28} \quad Q_{L,\text{cool,fct } f,m} = Q_{T,\text{cool,fct } f,m} + Q_{V,\text{cool,fct } f,m} \quad (\text{MJ})$$

où :

$\lambda_{cool,fct f,m}$	le rapport mensuel déperdition-gain de la partie fonctionnelle f , comme déterminé ci-dessous, (-) ;
$Q_{cool,net,fct f,m}$	le besoin mensuel net en énergie pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f , en MJ ;
$a_{cool,int,fct f,m}$	le facteur de réduction pour tenir compte de l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f , pour le mois m , déterminé selon le § 5.2, (-) ;
$Q_{g,cool,fct f,m}$	les gains de chaleur mensuels de la partie fonctionnelle f par ensoleillement et production de chaleur interne pour les calculs de refroidissement, en MJ ;
$\eta_{util,cool,fct f,m}$	le taux d'utilisation mensuel pour les déperditions de chaleur de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, tel que déterminé ci-après, (-) ;
$Q_{L,cool,fct f,m}$	la déperdition de chaleur mensuelle par transmission et ventilation de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, en MJ ;
$Q_{T,cool,fct f,m}$	la déperdition de chaleur mensuelle par transmission de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, tel que déterminée ci-après, en MJ ;
$Q_{V,cool,fct f,m}$	la déperdition de chaleur mensuelle par ventilation de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, tel que déterminée ci-après, en MJ ;
$Q_{i,cool,fct f,m}$	la production de chaleur interne mensuelle de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminée selon le § 5.7, en MJ ;
$Q_{s,cool,fct f,m}$	le gain de chaleur solaire mensuel de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.8, en MJ.

et :

$$\text{Eq. 276} \quad Q_{T,cool,fct f,m} = H_{T,cool,fct f} \cdot (\theta_{i,cool,fct f,m} - \theta_{e,cool,m}) \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\begin{aligned} Q_{V,cool,fct f,m} &= Q_{V,hyg,cool,fct f,m} + Q_{V,in/exfiltr,cool,fct f,m} \\ &\quad + Q_{V,add m,day,cool,fct f,m} + Q_{V,add m,night,cool,fct f,m} \\ &\quad + Q_{V,add w,day,cool,fct f,m} + Q_{V,add w,night,cool,fct f,m} \end{aligned} \quad \text{Eq. 277} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 278} \quad Q_{V,hyg,cool,fct f,m} = \left[H_{V,hyg,cool,fct f,m} \cdot (\theta_{i,cool,fct f,m} - \theta_{e,V,cool,hyg,m}) \right] \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 279} \quad Q_{V,in/exfiltr,cool,fct f,m} = \left[H_{V,in/exfiltr,cool,fct f,m} \cdot (\theta_{i,cool,fct f,m} - \theta_{e,cool,m}) \right] \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 280} \quad Q_{V,add m,day,cool,fct f,m} = \left[H_{V,add m,day,cool,fct f,m} \cdot (\theta_{i,cool,fct f,m} - \theta_{e,add,cool,day,m}) \right] \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 281} \quad Q_{V,\text{add m,night,cool,fct f,m}} = \left[\frac{H_{V,\text{add m,night,cool,fct f,m}}}{(\theta_{i,\text{cool,fct f,m}} - \theta_{e,\text{add,cool,night,m}})} \right] \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 282} \quad Q_{V,\text{add w,day,cool,fct f,m}} = \left[\frac{H_{V,\text{add w,day,cool,fct f,m}}}{(\theta_{i,\text{cool,fct f,m}} - \theta_{e,\text{add,cool,day,m}})} \right] \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 283} \quad Q_{V,\text{add w,night,cool,fct f,m}} = \left[\frac{H_{V,\text{add w,night,cool,fct f,m}}}{(\theta_{i,\text{cool,fct f,m}} - \theta_{e,\text{add,cool,night,m}})} \right] \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

où :

$H_{T,\text{cool,fct f}}$	le coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminée selon le § 5.5, en W/K ;
$H_{V,\text{hyg,cool,fct f,m}}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.2, en W/K ;
$\theta_{i,\text{cool,fct f,m}}$	la température intérieure mensuelle de calcul de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
$\theta_{e,\text{cool,m}}$	la température extérieure moyenne mensuelle pour les calculs de refroidissement, reprise au Tableau [1], en °C ;
$\theta_{e,V,\text{cool,hyg,m}}$	la valeur de calcul conventionnelle pour la température de l'air neuf pour la ventilation hygiénique pour les calculs de refroidissement, valant respectivement $\theta_{e,V,\text{cool,m}}$, $\theta_{e,V,\text{cool,day,m}}$ ou $\theta_{e,V,\text{cool,night,m}}$ selon que la partie fonctionnelle f présente une occupation permanente, diurne ou nocturne (voir Tableau [2]). Ces valeurs sont définies au Tableau [45] en fonction du type de système de ventilation ;
$H_{V,\text{in/exfiltr,cool,fct f,m}}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par in/exfiltration de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.1, en W/K ;
$H_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation additionnelle mécanique en journée de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.3, en W/K ;
$\theta_{e,\text{add,cool,day,m}}$	la valeur de calcul conventionnelle pour la température de l'air neuf pour la ventilation additionnelle (mécanique) en journée pour les calculs de refroidissement, reprise au Tableau [45], en °C ;
$H_{V,\text{add m,night,cool,fct f,m}}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation additionnelle mécanique pendant la nuit de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement déterminé selon le § 5.6.3.4, en W/K ;
$\theta_{e,\text{add,cool,night,m}}$	la valeur de calcul conventionnelle pour la température de l'air neuf pour la ventilation additionnelle (mécanique) pendant la nuit pour les calculs de refroidissement, reprise au Tableau [45], en °C ;
$H_{V,\text{add w,day,cool,fct f,m}}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation additionnelle par ouverture de fenêtre en journée de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.5, en W/K ;

$\theta_{e,add,cool,day,m}$	la valeur de calcul conventionnelle pour la température de l'air neuf pour la ventilation additionnelle (par ouverture de fenêtre) en journée pour les calculs de refroidissement, reprise au Tableau [45] (colonne (3)), en °C ;
$H_{v,add,w,night,cool,fct f,m}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation additionnelle par ouverture de fenêtre pendant la nuit de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.6, en W/K ;
$\theta_{e,add,cool,night,m}$	la valeur de calcul conventionnelle pour la température de l'air neuf pour la ventilation additionnelle (par ouverture de fenêtre) pendant la nuit pour les calculs de refroidissement, reprise au Tableau [45] (colonne (5)), en °C ;
t_m	la durée du mois reprise au Tableau [1], en Ms.

Tableau [45] : Valeurs de calculs de la température de l'air neuf pour la ventilation hygiénique et pour la ventilation additionnelle pour les calculs de refroidissement

Mois	$\theta_{e,v,cool,m}$ (°C)		$\theta_{e,v,cool,day,m}$ et $\theta_{e,add,cool,day,m}$ (°C)		$\theta_{e,v,cool,night,m}$ et $\theta_{e,add,cool,night,m}$ (°C)	
	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
Janvier	3,9	16,0	4,2	16,0	3,4	16,0
Février	4,8	16,0	5,3	16,0	4,0	16,0
Mars	6,1	16,0	7,0	16,0	4,7	16,0
Avril	9,8	16,0	11,2	16,0	7,8	16,0
Mai	13,8	16,0	15,4	16,0	11,2	16,0
Juin	17,1	17,1	18,8	18,8	14,4	16,0
Juillet	17,8	17,8	19,3	19,3	15,4	16,0
Août	18,1	18,1	19,7	19,7	15,6	16,0
Septembre	16,3	16,3	17,5	17,4	14,6	16,0
Octobre	11,9	16,0	12,8	16,0	10,6	16,0
Novembre	6,7	16,0	7,2	16,0	6,0	16,0
Décembre	3,5	16,0	3,8	16,0	3,1	16,0
<ul style="list-style-type: none"> Les colonnes (1), (3) et (5) s'appliquent en présence d'un système de ventilation naturelle ou d'un système de ventilation mécanique simple flux par extraction. Les colonnes (2), (4) et (6) s'appliquent en présence d'un système de ventilation simple flux par insufflation ou d'un système de ventilation mécanique double flux. Les colonnes (3) et (5) s'appliquent en cas de ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres. 						

La température intérieure mensuelle de calcul pour les calculs de refroidissement, pour les fonctions hébergement, bureaux et enseignement qui ne sont pas équipées de refroidissement actif, est reprise au Tableau [46]. Dans les autres cas cette température est déterminée par :

$$\text{Eq. 284} \quad \theta_{i,cool,fct f,m} = \theta_{i,cool,fct f} \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$\theta_{i,cool,fct f}$ la température intérieure de calcul de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement actif, déterminée selon le § 5.2, en °C.

Tableau [46] : Valeurs de calcul de la température intérieure mensuelle de calcul pour les calculs de refroidissement pour les fonctions hébergement, bureaux et enseignement qui ne sont pas équipées de refroidissement actif

	Jan	Fév	Mar	Avr	Mai	Juin	Juil	Aoû	Sep	Oct	Nov	Déc
$\theta_{i,cool,fct f,m}$ (°C)	25,0	25,0	25,0	25,0	25,2	26,1	26,6	26,6	25,8	25,0	25,0	25,0

Le taux d'utilisation pour les déperditions de chaleur est déterminé par mois et par partie fonctionnelle à l'aide de la masse accessible à la chaleur et du rapport entre déperdition de chaleur et gain de chaleur.

On calcule le taux d'utilisation pour le refroidissement par partie fonctionnelle et par mois, $\eta_{util,cool,fct f,m}$, comme suit :

Eq. 285 Si $\lambda_{cool,fct f,m} \geq 0$ et $\lambda_{cool,fct f,m} \neq 1$:

$$\eta_{util,cool,fct f,m} = \frac{1 - (\lambda_{cool,fct f,m})^{b_m}}{1 - (\lambda_{cool,fct f,m})^{b_m + 1}} \quad (-)$$

$$\text{Si } \lambda_{cool,fct f,m} = 1 : \eta_{util,cool,fct f,m} = \frac{b_m}{b_m + 1} \quad (-)$$

$$\text{Si } \lambda_{cool,fct f,m} < 0 : \eta_{util,cool,fct f,m} = 1 \quad (-)$$

où le rapport mensuel déperdition-gain par partie fonctionnelle, $\lambda_{cool,fct f,m}$, est défini comme suit :

$$\text{Eq. 32} \quad \lambda_{cool,fct f,m} = \frac{Q_{L,cool,fct f,m}}{Q_{g,cool,fct f,m}} \quad (-)$$

et où le paramètre numérique b_m relatif à la partie fonctionnelle f est donné par :

$$\text{Eq. 33} \quad b_m = b_{0,cool} + \frac{\tau_{cool,fct f,m}}{\tau_{0,cool}} \quad (-)$$

avec, comme constante de temps mensuelle pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f, $\tau_{cool,fct f,m}$:

$$\text{Eq. 286} \quad \tau_{cool,fct f,m} = \frac{C_{fct f}}{3,6 \cdot (H_{T,cool,fct f} + H_{V,cool,fct f,m})} \quad (h)$$

où :

$b_{0,cool}$ une constante, reprise au Tableau [3], (-) ;

$\tau_{0,cool}$ une constante, reprise au Tableau [3], en h ;

$C_{fct f}$ la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f, déterminée selon le § 5.9, en kJ/K ;

$H_{T,cool,fct\ f}$	le coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.5, en W/K ;
$H_{V,cool,fct\ f,m}$	le coefficient mensuel de transfert thermique par ventilation hygiénique, in/exfiltration et par ventilation additionnelle mécanique ou par ouverture de fenêtre de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement déterminé ci-dessous, en W/K.

et :

Eq. 287

$$H_{V,cool,fct\ f,m} = \frac{Q_{V,cool,fct\ f,m}}{(\theta_{i,cool,fct\ f,setpoint} - \theta_{e,cool,m}) \cdot t_m} \quad (MJ)$$

où :

$Q_{V,cool,fct\ f,m}$	la déperdition de chaleur mensuelle par ventilation de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, tel que déterminée ci-avant, en MJ ;
$\theta_{i,cool,fct\ f,setpoint}$	la température intérieure de consigne pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f, telle que reprise au Tableau [44], en °C ;
$\theta_{e,cool,m}$	la température extérieure moyenne mensuelle pour les calculs de refroidissement, reprise au Tableau [1], en °C ;
t_m	la durée du mois reprise au Tableau [1], en Ms.

5.5 Coefficients de transfert thermique par transmission par partie fonctionnelle

On détermine les coefficients de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f, $H_{T,heat,fct\ f}$ et $H_{T,cool,fct\ f}$ respectivement selon les § 7 et § 8 de l'annexe A.1 au présent arrêté, en transposant le fait que le calcul énergétique s'effectue au niveau de la partie fonctionnelle f et pas au niveau du secteur énergétique i.

Les parois en contact avec les espaces adjacents chauffés (autres parties fonctionnelles, autres secteurs énergétiques, parties du volume protégé hors unité PEN, bâtiments chauffés mitoyens, etc.) ne sont pas prises en compte.

5.6 Coefficients de transfert thermique par ventilation par partie fonctionnelle

5.6.1 Principe

La réglementation (voir annexe C.3 au présent arrêté) impose des débits de ventilation de conception minimaux par espace. Des débits de ventilation de conception plus élevés sont toujours autorisés. L'équipe de construction doit les établir clairement pour chaque espace. On distingue 4 sortes de systèmes de ventilation :

- ventilation naturelle ;
- ventilation mécanique simple flux par insufflation ;
- ventilation mécanique simple flux par extraction ;
- ventilation mécanique double flux.

Dans la suite du texte, les 3 dernières catégories sont définies collectivement comme ventilation mécanique.

En raison des règles qui régissent la délimitation des secteurs énergétiques et des parties fonctionnelles (voir § 3.2), il ne peut y avoir qu'une seule sorte de système de ventilation dans une même partie fonctionnelle.

5.6.2 Coefficient de transfert thermique par ventilation pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle

On détermine le coefficient de transfert thermique par ventilation, pour les calculs de chauffage, par partie fonctionnelle, comme suit :

$$\text{Eq. 35} \quad H_{V,\text{heat},fct f} = H_{V,\text{in/exfilt},\text{heat},fct f} + H_{V,\text{hyg},\text{heat},fct f} \quad (\text{W/K})$$

où :

$H_{V,\text{heat},fct f}$	le coefficient de transfert thermique par ventilation pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f , en W/K ;
$H_{V,\text{in/exfilt},\text{heat},fct f}$	le coefficient de transfert thermique par in/exfiltration pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f , déterminé selon le § 5.6.2.1, en W/K ;
$H_{V,\text{hyg},\text{heat},fct f}$	le coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle f , déterminé selon le § 5.6.2.2, en W/K.

5.6.2.1 Coefficient de transfert thermique par in/exfiltration pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle

On détermine le coefficient de transfert thermique par in/exfiltration pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle comme suit :

$$\text{Eq. 36} \quad H_{V,\text{in/exfilt},\text{heat},fct f} = 0,34 \cdot \dot{V}_{\text{in/exfilt},\text{heat},fct f} \quad (\text{W/K})$$

$$\text{Eq. 37} \quad \dot{V}_{\text{in/exfilt},\text{heat},fct f} = 0,04 \cdot \dot{V}_{50,\text{heat}} \cdot A_{T,E,fct f} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

où :

$H_{V,\text{in/exfilt},\text{heat},fct f}$	le coefficient de transfert thermique par in/exfiltration de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, en W/K ;
$\dot{V}_{\text{in/exfilt},\text{heat},fct f}$	le débit moyen d'in/exfiltration à travers l'enveloppe non étanche du bâtiment dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, en m^3/h ;
$\dot{V}_{50,\text{heat}}$	le débit de fuite à 50 Pa par unité de surface pour les calculs de chauffage, tel que déterminé ci-après, en $\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$;
$A_{T,E,fct f}$	la surface totale de toutes les parois qui enveloppent la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles les pertes par transmission sont considérées lors de la détermination de la performance énergétique ² (voir également le § 5.5), en m^2 .

² Par conséquent, seules les constructions qui constituent la séparation entre la partie fonctionnelle f et des espaces contigus chauffés ne sont pas prises en considération dans la détermination de $A_{T,E,fct f}$.

Si une mesure de débit d'air de l'ensemble de l'unité PEN (ou, le cas échéant, d'une partie plus grande du volume protégé) est présentée, le débit de fuite à 50 Pa par unité de surface pour les calculs de chauffage, $\dot{V}_{50,heat}$, est de :

$$\text{Eq. 38} \quad \dot{V}_{50,heat} = \frac{\dot{V}_{50}}{A_{test}} \quad (\text{m}^3 / (\text{h} \cdot \text{m}^2))$$

avec :

A_{test} la surface totale (sur base des dimensions extérieures) des parois qui enveloppent le volume mesuré lors de l'essai d'étanchéité à l'air, à l'exception des parois contiguës à des espaces chauffés, en m^2 ;

$\dot{V}_{50}$ le débit de fuite à 50 Pa de l'enveloppe extérieure, en m^3/h , déduit de la mesure de l'étanchéité à l'air conforme à la méthode A de la norme NBN EN 13829 et aux spécifications complémentaires déterminées par le Ministre.

Sinon, la valeur par défaut suivante est d'application pour $\dot{V}_{50,heat}$: $12 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$.

5.6.2.2 Coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle

On détermine le coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle comme suit :

$$\text{Eq. 39} \quad H_{V,hyg,heat,fct f} = 0,34 \cdot f_{reduc,vent,heat,fct f} \cdot r_{preh,heat,fct f} \cdot f_{vent,heat,fct f} \cdot \dot{V}_{hyg,fct f} \quad (\text{W/K})$$

où :

$H_{V,hyg,heat,fct f}$ le coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, en W/K ;

$f_{reduc,vent,heat,fct f}$ un facteur de réduction pour la ventilation dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage. La valeur par défaut de $f_{reduc,vent,heat,fct f}$ est 1 ; des valeurs plus favorables sont à déterminer selon des règles déterminées par le Ministre, (-) ;

$r_{preh,heat,fct f}$ un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage sur le besoin net en énergie de chauffage dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage et déterminé selon le § 5.6.4, (-) ;

$f_{vent,heat,fct f}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation est en service dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, tel que repris au

Tableau [7], (-) ;

$\dot{V}_{\text{hyg,fct f}}$ le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique dans la partie fonctionnelle, en m³/h.

Si le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique dans un espace est inférieur à la valeur minimale telle que définie par l'annexe C.3 au présent arrêté, on calcule H_v avec le débit minimal exigé. Cette règle n'est toutefois pas d'application pour les espaces spéciaux visés au § 6.4 de l'annexe C.3 au présent arrêté.

5.6.3 Coefficients de transfert thermique par ventilation pour les calculs de refroidissement par partie fonctionnelle

Pour la détermination des besoins en refroidissement, on fait la distinction entre l'in/exfiltration, la ventilation hygiénique, et d'éventuelles stratégies de ventilation additionnelle mécanique en journée ou pendant la nuit, et de ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres en journée ou pendant la nuit.

5.6.3.1 Coefficient mensuel de transfert thermique par in/exfiltration pour les calculs de refroidissement par partie fonctionnelle

On détermine le coefficient de transfert thermique par in/exfiltration pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f comme suit :

$$\text{Eq. 41} \quad H_{V,\text{in/exfilt,cool,fct f}} = 0,34 \cdot \dot{V}_{\text{in/exfilt,cool,fct f}} \quad (\text{W/K})$$

$$\text{Eq. 42} \quad \dot{V}_{\text{in/exfilt,cool,fct f}} = 0,04 \cdot \dot{V}_{50,\text{cool}} \cdot A_{T,E,\text{fct f}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

où :

$H_{V,\text{in/exfilt,cool,fct f}}$ le coefficient de transfert thermique par in/exfiltration pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f, en W/K ;

$\dot{V}_{\text{in/exfilt,cool,fct f}}$ le débit moyen d'in/exfiltration à travers l'enveloppe non étanche du bâtiment pour les calculs de refroidissement dans la partie fonctionnelle f, en m³/h ;

$\dot{V}_{50,\text{cool}}$ le débit de fuite à 50 Pa par unité de surface pour les calculs de refroidissement, tel que déterminé ci-après, en m³/(h.m²) ;

$A_{T,E,\text{fct f}}$ la surface totale de toutes les parois qui enveloppent la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles les pertes par transmission sont considérées lors de la détermination de la performance énergétique³ (voir également § 5.5), en m².

Si une mesure de débit d'air de l'ensemble de l'unité PEN (ou, le cas échéant, d'une partie plus grande du volume protégé) est présentée, le débit de fuite à 50 Pa par unité de surface pour les calculs de refroidissement, $\dot{V}_{50,\text{cool}}$:

$$\text{Eq. 43} \quad \dot{V}_{50,\text{cool}} = \dot{V}_{50,\text{heat}} \quad (\text{m}^3 / (\text{h} \cdot \text{m}^2))$$

³ Par conséquent, seules les constructions qui constituent la séparation entre la fonction f et des espaces contigus chauffés ne sont pas prises en considération dans la détermination de $A_{T,E,\text{fct f}}$.

où :

$\dot{V}_{50,heat}$ le débit de fuite à 50 Pa par unité de surface pour les calculs de chauffage, tel que déterminé au § 5.6.2.1, en $m^3/(h.m^2)$.

Sinon, la valeur par défaut suivante est d'application pour $\dot{V}_{50,cool}$: $0 m^3/(h.m^2)$.

5.6.3.2 Coefficient mensuel de transfert thermique par ventilation hygiénique pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f

On détermine le coefficient mensuel de transfert thermique par ventilation hygiénique pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f comme suit :

$$\text{Eq. 44} \quad H_{V,hyg,cool,fct f,m} = 0,34 \cdot f_{reduc,vent,cool,fct f} \cdot r_{preh,cool,fct f} \cdot r_{precool,fct f,m} \cdot f_{vent,cool,fct f} \cdot \dot{V}_{hyg,fct f} \quad (W/K)$$

où :

$H_{V,hyg,cool,fct f,m}$ le coefficient mensuel de transfert thermique par ventilation hygiénique pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f, en W/K ;

$f_{reduc,vent,cool,fct f}$ un facteur de réduction pour la ventilation dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement. La valeur par défaut de $f_{reduc,vent,cool,fct f}$ est 1 ; des valeurs plus favorables sont à déterminer selon les règles déterminées par le Ministre, (-) ;

$r_{preh,cool,fct f}$ un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage sur le besoin net en énergie pour le refroidissement dans la partie fonctionnelle f, déterminé selon le § 5.6.4, (-) ;

$r_{precool,fct f,m}$ un facteur multiplicateur mensuel pour l'effet du prérefroidissement de l'air de ventilation dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon l'Annexe B de la présente annexe, (-) ;

$f_{vent,cool,fct f}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation est en service dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, tel que repris au

Tableau [7], (-) ;

$\dot{V}_{\text{hyg,fct f}}$ le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique dans la partie fonctionnelle f, en m³/h, déterminé selon les principes spécifiés au § 5.6.2.2.

5.6.3.3 Coefficient mensuel de transfert thermique par ventilation additionnelle mécanique en journée

S'il y a lieu, on détermine le coefficient de transfert thermique par ventilation additionnelle mécanique en journée pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f, $H_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}}$, comme suit :

$$H_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}} = 0,34 \cdot r_{\text{preh,cool,fct f}} \cdot r_{\text{precool,fct f,m}} \cdot b_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}} \cdot f_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}} \cdot (\dot{V}_{\text{add,fct f}} - \dot{V}_{\text{hyg,fct f}} \cdot f_{\text{reduc,vent,cool,fct f}})$$

Eq. 288 (W/K)

où :

$r_{\text{preh,cool,fct f}}$ un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage sur le besoin net en énergie pour le refroidissement dans la partie fonctionnelle f considérée et déterminé selon le § 5.6.4, (-) ;

$r_{\text{precool,fct f,m}}$ un facteur multiplicateur mensuel pour l'effet du prérefroidissement de l'air de ventilation pour les calculs de refroidissement dans la partie fonctionnelle f considérée et déterminé selon l'annexe B, (-) ;

$b_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}}$ un facteur de correction de la température déterminé selon le § 5.6.3.3.1 ;

$f_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation additionnelle mécanique en journée est en service dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.3.2, (-) ;

$\dot{V}_{\text{add,fct f}}$ le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation additionnelle mécanique dans la partie fonctionnelle f, en m³/h, déterminé sur base de rapports de mesures conformes aux spécifications définies par le Ministre ;

$\dot{V}_{\text{hyg,fct f}}$ le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique dans la partie fonctionnelle f, en m³/h ;

$f_{\text{reduc,vent,cool,fct f}}$ un facteur de réduction de la ventilation pour les calculs de refroidissement dans la partie fonctionnelle f considérée. La valeur par défaut de $f_{\text{reduc,vent,cool,fct f}}$ est 1 ; des valeurs plus favorables sont à déterminer selon les règles spécifiées par le Ministre, (-).

Il y a lieu de ne considérer le calcul du coefficient de transfert thermique par ventilation additionnelle mécanique en journée que dans les parties fonctionnelles équipées de systèmes de ventilation mécanique simple flux par insufflation, de ventilation mécanique simple flux par extraction ou de ventilation mécanique double flux.

Si le paramètre $\dot{V}_{\text{add,fct f}}$ n'est pas déterminé, la valeur par défaut suivante, pour le coefficient de transfert thermique par ventilation additionnelle mécanique en journée, est d'application :

$$\text{Eq. 398 } H_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}} = 0 \quad (\text{W/K})$$

5.6.3.3.1 Facteur de correction de la température

Dans les parties fonctionnelles de type "bureaux" et "enseignement", le facteur de correction de la température pour le calcul du coefficient de transfert thermique par ventilation additionnelle mécanique en journée pour les calculs de refroidissement, $b_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}}$, est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 383 } b_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}} = -0,3 \cdot \lambda_{\text{add m,cool,fct f,m}} + 1 \quad (-)$$

avec :

$$\text{Eq. 384 } \lambda_{\text{add m,cool,fct f,m}} = \frac{Q_{T,\text{cool,fct f,m}} + Q_{V,\text{hyg,cool,fct f,m}} + Q_{V,\text{in/exfiltr,cool,fct f,m}}}{Q'_{g,\text{cool,fct f,m}}} \quad (-)$$

où :

$\lambda_{\text{add m,cool,fct f,m}}$	le rapport mensuel déperdition-gain par partie fonctionnelle pour le calcul de la ventilation additionnelle mécanique, (-) ;
$Q_{T,\text{cool,fct f,m}}$	la déperdition de chaleur mensuelle par transmission de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, tel que déterminée au § 5.4, en MJ ;
$Q_{V,\text{hyg,cool,fct f,m}}$	la déperdition de chaleur mensuelle par ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.4, en MJ ;
$Q_{V,\text{in/exfiltr,cool,fct f,m}}$	la déperdition de chaleur mensuelle par in/exfiltration de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.4, en MJ ;
$Q'_{g,\text{cool,fct f,m}}$	le gain de chaleur mensuel de la partie fonctionnelle f par ensoleillement et production de chaleur interne pour les calculs de refroidissement, déterminé de la même façon que $Q_{g,\text{cool,fct f,m}}$ selon le § 5.4, mais sans tenir compte de la ventilation additionnelle mécanique ou de la ventilation additionnelle par ouverture de fenêtre, en MJ.

Dans les autres parties fonctionnelles, le facteur de correction de la température $b_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}}$ vaut 0.

5.6.3.3.2 Fraction du temps conventionnelle

Dans les parties fonctionnelles de type "bureaux" et "enseignement", la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation additionnelle mécanique en en journée est en service pour les calculs de refroidissement, $f_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}}$, est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 385 } f_{v, \text{add m, day, cool, fct f, m}} = \min \left\{ f_{\text{vent, cool, fct f}}; 0,5 \cdot e^{-1,25 \cdot \lambda_{\text{add m, cool, fct f, m}}} \right\} \quad (-)$$

où :

$f_{\text{vent, cool, fct f}}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation est en service dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, tel que repris au

Tableau [7], (-) ;

$\lambda_{\text{add m,cool,fct f,m}}$ le rapport mensuel déperdition-gain par partie fonctionnelle pour le calcul de la ventilation additionnelle mécanique, déterminé selon le § 5.6.3.3.1, (-).

En l'absence d'un système de ventilation additionnelle mécanique en journée, la fraction du temps conventionnelle $f_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}}$ vaut 0.

Dans les autres parties fonctionnelles, la fraction du temps conventionnelle $f_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}}$ vaut 0.

5.6.3.4 Coefficient mensuel de transfert thermique par ventilation additionnelle mécanique pendant la nuit

S'il y a lieu, on détermine le coefficient de transfert thermique par ventilation additionnelle mécanique pendant la nuit pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , $H_{V,\text{add m,night,cool,fct f,m}}$ comme suit :

$$H_{V,\text{add m,night,cool,fct f,m}} = 0,34 \cdot r_{\text{preh,cool,fct f}} \cdot C_{V,\text{add m,night,cool,fct f}} \cdot f_{V,\text{add m,night,cool,fct f,m}} \cdot \dot{V}_{\text{add m,fct f}} \quad (\text{W/K})$$

Eq. 292

où :

$r_{\text{preh,cool,fct f}}$ un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage sur le besoin net en énergie pour le refroidissement dans la partie fonctionnelle f considérée et déterminé selon le § 5.6.4, (-) ;

$C_{V,\text{add m,night,cool,fct f}}$ un facteur de correction pour tenir compte des effets dynamiques :

- si la capacité thermique effective $C_{\text{fct f}}$ de la partie fonctionnelle f est déterminée sur base de la masse du plancher et que les parties j représentant ensemble au moins 15% de la surface d'utilisation de la partie fonctionnelle f présentent une capacité thermique effective spécifique $D_{\text{fct f,j}} \leq 180 \text{ kJ/(m}^2 \cdot \text{K)}$: $C_{V,\text{add m,night,cool,fct f}} = 0,7$;

- si la capacité thermique effective $C_{\text{fct f}}$ de la partie fonctionnelle f est déterminée sur base d'un calcul détaillé et que la capacité thermique effective spécifique $D_{\text{fct f}}$ de la partie fonctionnelle f est inférieure ou égale à $180 \text{ kJ/(m}^2 \cdot \text{K)}$: $C_{V,\text{add m,night,cool,fct f}} = 0,7$;

- autrement : $C_{V,\text{add m,night,cool,fct f}} = 1, (-)$;

$f_{V,\text{add m,night,cool,fct f,m}}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation additionnelle mécanique pendant la nuit est en service dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.4.1, (-) ;

$\dot{V}_{\text{add m,fct f}}$ le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation additionnelle mécanique dans la partie fonctionnelle f , en m^3/h . La valeur par défaut est égale au débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique. D'autres valeurs peuvent être considérées sur base de rapports de mesures conformes aux spécifications définies par le Ministre.

Il y a lieu de ne considérer le calcul du coefficient de transfert thermique par ventilation additionnelle mécanique pendant la nuit que dans les parties

fonctionnelles équipées de systèmes de ventilation mécanique simple flux par insufflation, de ventilation mécanique simple flux par extraction ou de ventilation mécanique double flux.

5.6.3.4.1 Fraction du temps conventionnelle

Dans les parties fonctionnelles de type "bureaux" et "enseignement", la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation additionnelle mécanique pendant la nuit est en service pour les calculs de refroidissement, $f_{v,add\ m,night,cool,fct\ f,m}$, est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 386 } f_{v,add\ m,night,cool,fct\ f,m} = \min \left\{ 1 - f_{vent,cool,fct\ f}; 0,4 \cdot e^{-3 \cdot \lambda_{add\ m,cool,fct\ f,m}} \right\} \quad (-)$$

avec :

$f_{vent,cool,fct\ f}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation est en service dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, tel que repris au

Tableau [7], (-) ;

$\lambda_{\text{add m,cool,fct f,m}}$ le rapport mensuel déperdition-gain par partie fonctionnelle pour le calcul de la ventilation additionnelle mécanique, déterminé selon le § 5.6.3.3.1, (-).

En l'absence d'un système de ventilation additionnelle mécanique pendant la nuit, la fraction du temps conventionnelle vaut 0.

Dans les autres parties fonctionnelles, la fraction du temps conventionnelle vaut 0.

5.6.3.5 Coefficient mensuel de transfert thermique par ventilation additionnelle par ouverture de fenêtre en journée

S'il y a lieu, on détermine le coefficient de transfert thermique par ventilation additionnelle par ouverture de fenêtre en journée pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , $H_{V,\text{add w,day,cool,fct f,m}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 295} \quad H_{V,\text{add w,day,cool,fct f,m}} = \max \left\{ 0 ; \left(0,34 \cdot b_{V,\text{add w,day,cool,fct f}} \cdot f_{V,\text{add w,day,cool,fct f,m}} \cdot \dot{V}_{V,\text{add w,day,cool,fct f,m}} - f_{V,\text{add w,day,cool,fct f,m}} \cdot H_{V,\text{in/exfiltr,cool,fct f,m}} \right) \right\} \quad (\text{W/K})$$

où :

$b_{V,\text{add w,day,cool,fct f}}$ un facteur de correction de la température, valant 0,5, (-) ;
 $f_{V,\text{add w,day,cool,fct f,m}}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation additionnelle par ouverture de fenêtre en journée est en service dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.5.1, (-) ;
 $\dot{V}_{V,\text{add w,cool,day,fct f,m}}$ le débit d'air moyen induit par l'ouverture des fenêtres en journée, déterminé selon le § 5.6.3.5.2, (en m³/h) ;
 $H_{V,\text{in/exfiltr,cool,fct f,m}}$ le coefficient de transfert thermique par in/exfiltration pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , déterminé selon le § 5.6.3.1, en W/K.

Il y a lieu de ne considérer le calcul du coefficient de transfert thermique par ventilation additionnelle par ouverture de fenêtre en journée que dans les parties fonctionnelles combinant trois conditions : il s'agit d'une fonction "bureau" ou "enseignement" ; il n'y est pas prévu de refroidissement actif ; la ventilation hygiénique y est assurée par un système de ventilation avec pulsion et extraction mécanique dans chaque espace de type bureau, salle de réunion ou salle de classe de la partie fonctionnelle.

5.6.3.5.1 Fraction du temps conventionnelle

Dans les parties fonctionnelles de type "bureaux" et "enseignement", la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation additionnelle par ouverture de fenêtre en journée est en service pour les calculs de refroidissement, $f_{V,\text{add w,day,cool,fct f,m}}$, est déterminée, dans le cas d'une gestion manuelle par l'occupant, comme suit :

$$\text{Eq. 387} \quad f_{V,\text{add w,day,cool,fct f,m}} = \min \left\{ f_{\text{vent,cool,fct f}} ; 0,5 \cdot e^{-3 \cdot \lambda_{\text{add w,cool,fct f,m}}} \right\} \quad (-)$$

avec :

$$\text{Eq. 388} \quad \lambda_{\text{add w,cool,fct f,m}} = \frac{\left(Q_{\text{T,cool,fct f,m}} + Q_{\text{V,hyg,cool,fct f,m}} + Q_{\text{V,in/exfiltr,cool,fct f,m}} \right) + Q_{\text{V,add m,day,cool,fct f,m}} + Q_{\text{V,add m,night,cool,fct f,m}}}{Q_{\text{g,cool,fct f,m}}} \quad (-)$$

avec :

$f_{\text{vent,cool,fct f}}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation est en service dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, tel que repris au

Tableau [7], (-) ;

$\lambda_{\text{add w,cool,fct f,m}}$	le rapport mensuel déperdition-gain par partie fonctionnelle pour le calcul de la ventilation additionnelle par ouverture de fenêtre, (-) ;
$Q_{T,\text{cool,fct f,m}}$	la déperdition de chaleur mensuelle par transmission de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, tel que déterminée au § 5.4, en MJ ;
$Q_{V,\text{hyg,cool,fct f,m}}$	la déperdition de chaleur mensuelle par ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.4, en MJ ;
$Q_{V,\text{in/exfiltr,cool,fct f,m}}$	la déperdition de chaleur mensuelle par in/exfiltration de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.4, en MJ ;
$Q_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}}$	la déperdition de chaleur mensuelle par ventilation additionnelle mécanique en journée de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.4, en MJ ;
$Q_{V,\text{add m,night,cool,fct f,m}}$	la déperdition de chaleur mensuelle par ventilation additionnelle mécanique pendant la nuit de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.4, en MJ ;
$Q_{g,\text{cool,fct f,m}}$	le gain de chaleur mensuel de la partie fonctionnelle f par ensoleillement et production de chaleur interne pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.4, en MJ.

En l'absence d'un système de ventilation additionnelle par ouverture de fenêtre en journée, la fraction du temps conventionnelle $f_{V,\text{add w,day,cool,fct f,m}}$ vaut 0.

En présence d'un système de gestion automatisée, la fraction du temps conventionnelle considérée est identique à celle déterminée pour le cas d'une gestion manuelle.

Dans les autres parties fonctionnelles, la fraction du temps conventionnelle $f_{V,\text{add w,day,cool,fct f,m}}$ vaut 0.

5.6.3.5.2 Débit d'air

Le débit d'air moyen lié à l'ouverture des fenêtres en journée, $V_{V,\text{add w,day,cool,fct f,m}}$, est déterminé par convention comme suit :

$$\text{Eq. 298 } \dot{V}_{V,\text{add w,day,cool,fct f,m}} = \sum_j (3,6 \cdot 500 \cdot 0,163 \cdot c_{\text{ow,day,j}} \cdot A_{w,\text{day,fct f,j}})$$

(m³/h)

où :

$c_{\text{ow,day,j}}$ un coefficient tenant compte de l'angle d'ouverture des fenêtres, valant 0,174 pour les fenêtres oscillo/battantes et 0,9 pour les fenêtres battantes, basculantes, coulissantes ou à guillottines, (-) ;

$A_{w,\text{day,fct f,j}}$ la surface de fenêtre j faisant partie des fenêtres de la partie fonctionnelle f à considérer pour la ventilation additionnelle par ouverture de fenêtres en journée, déterminée suivant les règles déterminées par le Ministre, en m².

5.6.3.6 Coefficient mensuel de transfert thermique par ventilation additionnelle par ouverture de fenêtre pendant la nuit

S'il y a lieu, on détermine le coefficient de transfert thermique par ventilation additionnelle par ouverture de fenêtre pendant la nuit pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , $H_{V,add w,night,cool,fct f,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 299} \quad H_{V,add w,night,cool,fct f,m} = \max \left\{ 0; \left(0,34 \cdot C_{V,add w,night,cool,fct f,m} \cdot b_{V,add w,night,cool,fct f,m} \cdot f_{V,add w,night,cool,fct f,m} \cdot \dot{V}_{V,add w,night,cool,fct f,m} - f_{V,add w,night,cool,fct f,m} \cdot H_{V,in/exfiltr,cool,fct f} \right) \right\} \quad (\text{W/K})$$

où :

$C_{V,add w,night,cool,fct f}$ un facteur de correction pour tenir compte des effets dynamiques :

- si la capacité thermique effective $C_{fct f}$ de la partie fonctionnelle f est déterminée sur base de la masse du plancher et que les parties j représentant ensemble au moins 15% de la surface d'utilisation de la partie fonctionnelle f présentent une capacité thermique effective spécifique $D_{fct f,j} \leq 180 \text{ kJ/(m}^2 \cdot \text{K)}$: $C_{V,nat,night,cool,fct f} = 0,8$;

- si la capacité thermique effective $C_{fct f}$ de la partie fonctionnelle f est déterminée sur base d'un calcul détaillé et que la capacité thermique effective spécifique $D_{fct f}$ de la partie fonctionnelle f est inférieure ou égale à $180 \text{ kJ/(m}^2 \cdot \text{K)}$: $C_{V,nat,night,cool,fct f} = 0,8$;

- autrement : $C_{V,add w,night,cool,fct f} = 1$;

$b_{V,add w,night,cool,fct f}$ un facteur de correction de la température, valant 0,5, (-) ;

$f_{V,add w,night,cool,fct f,m}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation additionnelle par ouverture de fenêtre pendant la nuit est en service dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.6.1, (-) ;

$\dot{V}_{V,add w,cool,night,fct f,m}$ le débit d'air moyen induit par l'ouverture des fenêtres pendant la nuit, déterminé selon le § 5.6.3.6.2, (en m^3/h) ;

$H_{V,in/exfiltr,cool,fct f}$ le coefficient de transfert thermique par in/exfiltration pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , déterminé selon le § 5.6.3.1, en W/K.

Il y a lieu de ne considérer le calcul du coefficient de transfert thermique par ventilation additionnelle par ouverture de fenêtre pendant la nuit que dans les parties fonctionnelles où il n'est pas prévu de ventilation additionnelle mécanique simultanée.

5.6.3.6.1 Fraction du temps conventionnelle

Dans les parties fonctionnelles de type "bureaux" et "enseignement", la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation additionnelle par ouverture de fenêtre pendant la nuit est en service pour les calculs de refroidissement, $f_{V,add w,night,cool,fct f,m}$, est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 389} \quad f_{V,add w,night,cool,fct f,m} = \min \left\{ 1 - f_{vent,cool,fct f}; 0,38 \cdot e^{-1,7 \cdot \lambda_{addw,cool,fct f,m}} \right\} \quad (-)$$

avec :

$f_{\text{vent,cool,fct}}$ f la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation est en service dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, tel que repris au

Tableau [7], (-) ;

$\lambda_{\text{add w,cool,fct f,m}}$ le rapport mensuel déperdition-gain par partie fonctionnelle pour le calcul de la ventilation additionnelle par ouverture de fenêtre, déterminé selon le § 5.6.3.5.1, (-).

En l'absence d'un système de ventilation additionnelle par ouverture de fenêtre pendant la nuit, la fraction du temps conventionnelle $f_{V,\text{add w,night,cool,fct f,m}}$ vaut 0.

Dans les parties fonctionnelles autres que "bureaux" et "enseignement", la fraction du temps conventionnelle $f_{V,\text{add w,night,cool,fct f,m}}$ vaut 0.

5.6.3.6.2 Débit d'air

Le débit d'air moyen lié à l'ouverture des fenêtres pendant la nuit, $V_{V,\text{add w,night,cool,fct f,m}}$, est déterminé comme suit :

$$\dot{V}_{V,\text{add w,night,cool,fct f,m}} = \sum_j (3,6 \cdot 500 \cdot 0,163 \cdot c_{\text{ow,night,j}} \cdot A_{w,\text{night,fct f,j}})$$

Eq. 302
(m³/h)

$c_{\text{ow,night,j}}$ un coefficient tenant compte de la réduction de la surface de passage liée à l'angle d'ouverture des fenêtres et la présence de dispositifs de type filtre anti-insectes, valant 0,174 pour les fenêtres oscillo/battantes et 0,9 pour les fenêtres battantes, basculantes, coulissantes ou à guillotine, (-) ;

$A_{w,\text{night,fct f,j}}$ la surface des fenêtres de la partie fonctionnelle à prendre en compte pour la ventilation additionnelle par ouverture de fenêtre pendant la nuit, déterminée suivant les règles déterminées par le Ministre, en m².

5.6.4 Facteur de réduction lié au préchauffage

Le facteur de réduction lié au préchauffage de la partie fonctionnelle f, r_{preh} , est égal au facteur de réduction pour préchauffage du secteur énergétique i auquel elle appartient, lui-même égal au facteur de réduction pour préchauffage de la zone de ventilation z dont le secteur énergétique i fait partie :

- $r_{\text{preh,heat,fct f}} = r_{\text{preh,heat,sec i}} = r_{\text{preh,heat,zone z}}$
- $r_{\text{preh,cool,fct f}} = r_{\text{preh,cool,sec i}} = r_{\text{preh,cool,zone z}}$

La détermination du facteur de réduction pour préchauffage de la zone de ventilation z à l'aide d'un récupérateur de chaleur s'effectue tel que décrit ci-après. Le préchauffage par traversée d'un espace contigu non chauffé et/ou d'une gaine d'alimentation souterraine doit être traité suivant les règles déterminées par le Ministre ou, à défaut, sur base du principe d'équivalence.

S'il n'y a pas de préchauffage, la valeur de r_{preh} est égale à 1 dans chacun des cas.

Les pompes à chaleur destinées au chauffage qui utilisent l'air rejeté comme source de chaleur ne sont pas abordées dans la présente annexe, mais au § 10.2.3.3 de l'annexe A.1 au présent arrêté.

Récupérateur de chaleur dans le cas d'une ventilation mécanique double flux

Dans une zone de ventilation z équipée d'une ventilation mécanique double flux, il est possible de préchauffer dans une plus ou moins grande mesure l'air neuf fourni à l'aide d'un échangeur de chaleur qui soustrait de la chaleur à l'air rejeté vers l'extérieur. Il est possible que l'alimentation en air neuf dans la zone de ventilation z se fasse à plusieurs endroits. Dans ce cas, il se peut éventuellement que toutes les alimentations en air ne soient pas préchauffées. Inversement, il est possible que l'extraction mécanique vers l'extérieur s'effectue via plus d'une sortie d'air et il arrive qu'il n'y ait pas de récupération de chaleur sur certains de ces flux d'air. Si le débit total d'alimentation mécanique diffère du débit total d'évacuation mécanique dans la zone de ventilation z, un flux d'air supplémentaire incontrôlé (d'entrée ou de sortie) se produira forcément à travers l'enveloppe⁴.

Les ventilateurs avec une régulation automatique du débit ont un effet positif sur le facteur de réduction pour le préchauffage, car l'équilibre des débits peut être maintenu, même en cas de changement des conditions d'exploitation (encrassement des filtres,...). La régulation automatique du débit est une propriété du produit qui est déterminée pour tous les ventilateurs du groupe de ventilation et qui assure que le débit fourni ne s'écarte pas de plus de 5% de la valeur de consigne. Cette propriété du produit doit être contrôlée pour chaque ventilateur du groupe de ventilation, sur base des mesures des débits pour la totalité de la gamme des débits et des pressions du ventilateur.

Le facteur de réduction pour chauffage résultant du préchauffage de l'air neuf fourni dans une zone de ventilation z par récupération de chaleur doit être déterminé à l'aide de la formule suivante :

Eq. 45

$$r_{\text{preh,heat,zonez}} = \frac{\sum_p \{ \dot{V}_{\text{in},p} - e_{\text{heat,hr},p} \cdot \min(\dot{V}_{\text{in},p}; \dot{V}_{\text{out},p}) \} + \max \left\{ 0; \sum_p (\dot{V}_{\text{out},p} - \dot{V}_{\text{in},p}) \right\}}{\max \left(\sum_p \dot{V}_{\text{in},p}; \sum_p \dot{V}_{\text{out},p} \right)}$$

(-)

où :

$e_{\text{heat,hr},p}$ un facteur adimensionnel qui indique l'importance de la récupération de chaleur à l'endroit p, déterminé comme suit :

- si le flux d'air neuf fourni p n'est pas préchauffé, on a $e_{\text{heat,hr},p} = 0$;

- si le flux d'air neuf fourni p est préchauffé à l'aide d'un récupérateur de chaleur, on a $e_{\text{heat,hr},p} = r_p \cdot \eta_{\text{test},p}$

Le facteur r_p est déterminé tel que décrit ci-dessous. Le rendement thermique $\eta_{\text{test},p}$ de l'appareil de récupération de chaleur à l'endroit p est déterminé tel que décrit à l'annexe G de l'annexe A.1 au présent arrêté. Une valeur de rendement thermique peut être utilisée à la condition que ni $\dot{V}_{\text{in},p}$ ni $\dot{V}_{\text{out},p}$ ne soit supérieur au débit volumique mesuré pendant l'essai tel que défini à l'annexe G de l'annexe A.1 au présent arrêté ;

$\dot{V}_{\text{in},p}$ le débit d'air entrant à l'endroit p, en m³/h, déterminé tel que décrit ci-dessous ;

⁴ Par souci de simplification, l'interaction possible entre le terme d'in/exfiltration et le terme de ventilation volontaire n'est par convention pas prise en considération tout comme au § 5.6.

$\dot{V}_{out,p}$ le débit d'air sortant à l'endroit p , en m^3/h , déterminé tel que décrit ci-dessous.

Il faut effectuer une sommation sur tous les endroits p de la zone de ventilation z où a lieu une alimentation mécanique en air neuf et/ou une évacuation mécanique vers l'extérieur.

On détermine le débit d'air extérieur entrant à l'endroit p comme suit :

- si le groupe de ventilation qui délivre le débit entrant et le débit sortant à l'endroit p , est équipé d'une régulation automatique telle que définie ci-dessus, alors on a :

Eq. 46 $\dot{V}_{in,p} = \dot{V}_{supply, setpoint, nom, p}$

où la valeur de consigne du débit entrant à l'endroit p à la position nominale du ventilateur pour la ventilation hygiénique, en m^3/h , est prise en compte ;

- dans tous les autres cas :

Eq. 47 $\dot{V}_{in,p} = \dot{V}_{supply, design, p}$

où le débit de conception de l'air neuf pour la ventilation hygiénique entrant à l'endroit p , en m^3/h , est pris en compte.

On détermine le débit d'air évacué vers l'extérieur à l'endroit p comme suit :

- si le groupe de ventilation qui délivre le débit entrant et le débit sortant à l'endroit p , est équipé d'une régulation automatique telle que définie ci-dessus, alors on a :

Eq. 48 $\dot{V}_{out,p} = \dot{V}_{extr, setpoint, nom, p}$

où la valeur de consigne du débit sortant à la position nominale du ventilateur pour la ventilation hygiénique, en m^3/h , est prise en compte ;

- dans tous les autres cas :

Eq. 49 $\dot{V}_{out,p} = \dot{V}_{extr, design, p}$

où le débit de conception de l'air sortant à l'endroit p pour la ventilation hygiénique, en m^3/h , est pris en compte.

Dans le cas où il y a récupération de chaleur à l'endroit p , on détermine r_p comme suit :

- si le groupe de ventilation qui délivre le débit entrant et le débit sortant à l'endroit p , est équipé d'une régulation automatique telle que définie ci-dessus, alors on a :

$$r_p = 0,95$$

- dans tous les autres cas, on a :

$$r_p = 0,85$$

On détermine le facteur de réduction à utiliser pour les calculs de refroidissement comme suit :

$$\text{Eq. 50} \quad r_{\text{preh,cool,zone } z} = \frac{\sum_p \{\dot{V}_{\text{in},p} - e_{\text{cool,hr},p} \cdot \min(\dot{V}_{\text{in},p}; \dot{V}_{\text{out},p})\} + \max\left\{0; \sum_p (\dot{V}_{\text{out},p} - \dot{V}_{\text{in},p})\right\}}{\max\left(\sum_p \dot{V}_{\text{in},p}; \sum_p \dot{V}_{\text{out},p}\right)} \quad (-)$$

où les différents termes sont les mêmes que ci-dessus, à l'exception de $e_{\text{cool,hr},p}$, dont la valeur est déterminée comme suit :

- si le récupérateur de chaleur p est équipé d'un by-pass et que, de ce fait, la traversée de l'échangeur de chaleur est totalement exclue, ou peut être totalement inactivée d'une autre façon (par exemple arrêt d'un échangeur rotatif), on a :

$$\text{Eq. 51} \quad e_{\text{cool,hr},p} = 0 \quad (-)$$

- si le récupérateur de chaleur p est équipé d'un by-pass mais que la traversée de l'échangeur de chaleur n'est pas totalement exclue pour autant ou n'est pas totalement inactivée d'une autre façon, on a :

$$\text{Eq. 52} \quad e_{\text{cool,hr},p} = 0,5 \times e_{\text{heat,hr},p} \quad (-)$$

- dans tous les autres cas :

$$\text{Eq. 53} \quad e_{\text{cool,hr},p} = e_{\text{heat,hr},p} \quad (-)$$

5.6.5 Fraction de temps pendant laquelle la ventilation est en service

Les valeurs des fractions du temps conventionnelles pendant lesquelles la ventilation est en service pour les calculs de chauffage et de refroidissement, respectivement $f_{\text{vent,heat,fct } f}$ et $f_{\text{vent,cool,fct } f}$, sont reprises par fonction au

Tableau [7].

Tableau [7] : Fractions du temps conventionnelles $f_{vent,heat,fct f}$ et $f_{vent,cool,fct f}$ par fonction

Fonctions		$f_{vent,heat,fct f}$	$f_{vent,cool,fct f}$	
			Système de ventilation naturelle	Système de ventilation mécanique
Hébergement		1,00	1,00	Egal à $f_{vent,heat,fct f}$
Bureaux		0,30		
Enseignement		0,30		
Soins de santé	Avec occ. nocturne	1,00		
	Sans occ. nocturne	0,30		
	Salle d'opération	1,00		
Rassemblement	Occupation importante	0,54		
	Faible occupation	0,54		
	Cafétéria / Réfectoire	0,10		
Cuisine		0,36		
Commerce / Services		0,43		
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	0,50		
	Fitness / Danse	0,50		
	Sauna / Piscine	0,50		
Locaux techniques		1,00		
Communs		Déterminé comme ci-dessous		
Autre		0,30		
Inconnue		0,54		

Pour la fonction "Communs" : si une partie fonctionnelle occupée par cette fonction dessert plusieurs parties fonctionnelles, les valeurs des paramètres $f_{vent,heat,fct f}$ et $f_{vent,cool,fct f}$ sont égales aux valeurs les plus élevées dans les parties fonctionnelles desservies.

Si plusieurs parties fonctionnelles ayant des fonctions différentes sont présentes dans la même zone de ventilation, les valeurs des paramètres $f_{vent,heat,fct f}$ et $f_{vent,cool,fct f}$ de toutes les parties fonctionnelles f appartenant à la zone de ventilation concernée sont identiques et ont comme valeurs celles de la partie fonctionnelle f pour laquelle les valeurs $f_{vent,heat,fct f}$ et $f_{vent,cool,fct f}$ sont les plus élevées.

5.7 Production de chaleur interne

Les sources de chaleur internes considérées sont : les personnes, l'éclairage, les ventilateurs et autres appareils. On détermine la production de chaleur interne

mensuelle de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage et les calculs de refroidissement comme suit :

$$\text{Eq. 54} \quad Q_{i,\text{heat},fct\ f,m} = \Phi_{i,\text{heat},fct\ f,m} \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 55} \quad Q_{i,\text{cool},fct\ f,m} = \Phi_{i,\text{cool},fct\ f,m} \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

où :

$$\text{Eq. 56} \quad \Phi_{i,\text{heat},fct\ f,m} = 0,8 \cdot \left(q_{i,\text{pers},fct\ f} \cdot f_{\text{real},fct\ f} \cdot f_{\text{pres},fct\ f} \cdot n_{\text{design},fct\ f} + q_{i,\text{app},fct\ f} \cdot A_{f,fct\ f} \right. \\ \left. + r_{\text{light},fct\ f} \cdot W_{\text{light},fct\ f,m} \cdot 3,6/t_m + r_{\text{fans},\text{heat},fct\ f} \cdot W_{\text{fans},fct\ f,m} \cdot 3,6/t_m \right) \quad (\text{W})$$

$$\text{Eq. 57} \quad \Phi_{i,\text{cool},fct\ f,m} = \left(q_{i,\text{pers},fct\ f} \cdot f_{\text{real},fct\ f} \cdot f_{\text{pres},fct\ f} \cdot n_{\text{design},fct\ f} + q_{i,\text{app},fct\ f} \cdot A_{f,fct\ f} \right. \\ \left. + r_{\text{light},fct\ f} \cdot W_{\text{light},fct\ f,m} \cdot 3,6/t_m + r_{\text{fans},\text{cool},fct\ f} \cdot W_{\text{fans},fct\ f,m} \cdot 3,6/t_m \right) \quad (\text{W})$$

où :

$Q_{i,\text{heat},fct\ f,m}$	la production de chaleur interne mensuelle de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, en MJ ;
$Q_{i,\text{cool},fct\ f,m}$	la production de chaleur interne mensuelle de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, en MJ ;
$\Phi_{i,\text{heat},fct\ f,m}$	le flux de chaleur moyen, dû à la production de chaleur interne dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, en W ;
$\Phi_{i,\text{cool},fct\ f,m}$	le flux de chaleur moyen, dû à la production de chaleur interne dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, en W ;
$q_{i,\text{pers},fct\ f}$	la production de chaleur interne spécifique moyenne dans la partie fonctionnelle f, résultant des personnes, reprise au Tableau [8], en W/pers ;
$f_{\text{real},fct\ f}$	le rapport conventionnel entre l'occupation réelle moyenne pendant les heures d'utilisation et l'occupation maximale de conception, de la partie fonctionnelle f, reprises au Tableau [8], (-) ;
$f_{\text{pres},fct\ f}$	la fraction de temps conventionnelle pendant laquelle des personnes sont présentes dans le bâtiment, déterminée de la partie fonctionnelle f et reprises au Tableau [2], (-) ;
$n_{\text{design},fct\ f}$	le nombre de personnes qui se trouvent dans la partie fonctionnelle f considérée conformément à l'occupation maximale pour laquelle les systèmes de ventilation ont été conçus, (-) ;
$q_{i,\text{app},fct\ f}$	la production interne spécifique moyenne de chaleur dans la partie fonctionnelle f considérée, résultant des appareils, reprise au Tableau [8], en W/m ² ;
$A_{f,fct\ f}$	la surface d'utilisation de la partie fonctionnelle f considérée, en m ² ;
$r_{\text{light},fct\ f}$	un facteur de réduction pour la partie fonctionnelle f dont la valeur est égale à : - 0,3 si la consommation d'énergie pour l'éclairage de la partie fonctionnelle f est déterminée selon le § 9.2 (méthode forfaitaire), - 0,5 s'il y a une extraction sur des armatures d'éclairage présentes dans la partie fonctionnelle f considérée qui représentent au moins 70% de la puissance totale absorbée,

	- 1,0 dans les autres cas ;
$W_{light, fct f, m}$	la production de chaleur interne mensuelle dans la partie fonctionnelle f considérée, fournie par l'éclairage en kWh, déterminée selon le § 9.2.2 ou § 9.3.2, en kWh ;
$r_{fans, heat, fct f}$ $r_{fans, cool, fct f}$	un facteur de réduction respectivement pour le chauffage et le refroidissement, dont la valeur est égale à : <ul style="list-style-type: none"> - 0 s'il y a uniquement une extraction mécanique, - 0,6 s'il y a une ventilation mécanique double flux, - 0,8 s'il y a recyclage ou récupération de chaleur, - 0,3 s'il y a insufflation mécanique d'air et que la puissance des ventilateurs est déterminée selon le § 8.1.3 (méthode forfaitaire), - 0,5 dans les autres cas ;
$W_{fans, fct f, m}$	la production de chaleur interne dans la partie fonctionnelle f considérée, fournie par les ventilateurs, en kWh, déterminée selon le § 8.1, en kWh ;
t_m	la durée du mois, reprise au Tableau [1], en Ms.

Tableau [8] : Production de chaleur interne résultant des personnes et des appareils et fraction d'occupation réelle, par fonction

Fonctions		Production de chaleur interne dûe aux personnes $Q_{i,pers,fct\ f}$ (W/pers)	Production de chaleur interne dûe aux appareils $Q_{i,app,fct\ f}$ (W/m ²)	Fraction d'occupation réelle $f_{real,fct\ f}$, (-)
Hébergement		100	2	0,21
Bureaux		100	3	0,30
Enseignement		100	1	0,50
Soins de santé	Avec occ. nocturne	100	4	0,80
	Sans occ. nocturne	100	3	0,50
	Salle d'opération	100	4	0,20
Rassemblement	Occupation importante	100	2	0,30
	Faible occupation	100	1	0,30
	Cafétéria / Réfectoire	100	2	0,15
Cuisine		100	5	0,80
Commerce / Services		100	3	0,30
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	300	1	0,30
	Fitness / Danse	300	1	0,30
	Sauna / Piscine	300	1	0,30
Locaux techniques		100	5	0,05
Communs		100	1	0,15
Autre		100	3	0,30
Inconnue		100	2	0,30

5.8 Gains de chaleur solaires

On détermine les gains de chaleur solaires mensuels par partie fonctionnelle pour les calculs de chauffage $Q_{s,heat,fct\ f,m}$ et pour les calculs de refroidissement $Q_{s,cool,fct\ f,m}$ selon le § 7.10 de l'annexe A.1 au présent arrêté, en transposant le fait que le calcul énergétique s'effectue au niveau de la partie fonctionnelle f et pas au niveau du secteur énergétique i . A cette fin, on effectue une sommation sur l'ensemble des parois transparentes, des systèmes d'énergie solaire passives non ventilés et des espaces contigus non chauffés de la partie fonctionnelle f .

Contrairement à l'annexe A.1 au présent arrêté, la détermination du facteur d'utilisation mensuel des protections solaires mobiles $a_{C,m,j}$ se fait selon le Tableau [9]. Ce tableau fait référence aux tableaux C1 et C3 de l'annexe C de l'annexe A.1 au présent arrêté :

**Tableau [9] : Facteur d'utilisation mensuel $a_{c,m,j}$,
en fonction du type de calcul**

Commande	Chauffage	Refroidissement
Manuelle	Tables C1	MAX(0 ; Tables C1 - 0,1)
Automatique	Tables C1	MAX(0 ; Tables C3 - 0,1)
Automatique + weekend ⁽¹⁾	Tables C1	Tables C3
⁽¹⁾ Pour les cas où les protections solaires restent en fonctionnement toute la journée pendant le WE.		

Si une paroi transparente est équipée de plusieurs systèmes de protection solaire mobile (par exemple protections intérieure et extérieure), il faut prendre en considération le système qui possède la plus haute valeur F_c pour les calculs de chauffage, et le système qui possède la plus basse valeur F_c pour les calculs de refroidissement.

5.9 Capacité thermique effective

5.9.1 Principe

Pour la détermination de la capacité thermique effective, on a le choix entre deux méthodes :

- soit sur base de la capacité thermique spécifique par m^2 de surface d'utilisation de la partie fonctionnelle selon le § 5.9.2 ;
- soit sur base d'un calcul détaillé selon le § 5.9.3.

5.9.2 Capacité thermique effective sur base de la masse du plancher

On détermine la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f , $C_{fct f}$, en kJ/K, sur base de la masse du plancher, comme suit :

Eq. 58 $C_{fct f} = \sum_j D_{fct f,j} \cdot A_{f,fct f,j}$ (kJ/K)

où :

- $C_{fct f}$ la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f , en kJ/K ;
- $D_{fct f,j}$ la capacité thermique spécifique effective de la partie j de la partie fonctionnelle f , reprise au Tableau [10], en kJ/($m^2 \cdot K$), la valeur par défaut étant de 55 kJ/($m^2 \cdot K$) ;
- $A_{f,fct f,j}$ la surface d'utilisation de la partie j de la partie fonctionnelle f , en m^2 .

Il faut effectuer une sommation sur toutes les parties j dont l'ensemble constitue la surface d'utilisation de la partie fonctionnelle f .

**Tableau [10] : Capacité thermique effective spécifique $D_{fct\ f, j}$
par unité de surface d'utilisation, en kJ/(m².K)**

Masse minimum de la structure de plafond et du plancher par unité de surface d'utilisation (kg/m ²)	Faux plafond fermé et plancher surélevé	Faux plafond fermé ou plancher surélevé	Pas de faux plafond fermé ni de plancher surélevé
Moins de 100	55	55	55
100 à 400	55	110	180
Plus de 400	55	180	360

Un faux plafond est considéré comme fermé dès que moins de 15% nets de la surface du plafond est ouverte.

5.9.3 Capacité thermique effective sur base d'un calcul détaillé

On calcule la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f, $C_{fct\ f}$, en kJ/K, comme la somme de la masse active de tous les éléments structurels situés dans la partie fonctionnelle f ou enveloppant la partie fonctionnelle f, les parois intérieures non portantes n'étant pas prises en considération, comme suit :

$$\text{Eq. 59} \quad C_{fct\ f} = \sum_k \rho_k \cdot c_k \cdot d_k \cdot A_k \quad (\text{kJ/K})$$

où :

$C_{fct\ f}$ la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f, en kJ/K ;

ρ_k la masse volumique de l'élément de construction k, en kg/m³ ;

c_k la chaleur spécifique de l'élément de construction k, en kJ/kg.K ;

d_k l'épaisseur active de l'élément de construction k, en m, déterminée comme l'épaisseur de l'élément de construction pour autant que la résistance thermique de l'élément de construction, calculée perpendiculairement depuis la surface intérieure, soit inférieure à 0,25 m².K/W, étant entendu que d_k ne peut pas être supérieure à 100 mm et ne représente pas plus de la moitié de l'épaisseur totale de la construction et que, pour les structures de plafonds suspendus dont une partie égale à au moins 15% de la surface du plafond est ouverte, la résistance du plafond suspendu ouvert peut ne pas être prise en considération pour la détermination de la résistance thermique de l'élément de construction depuis la surface intérieure ;

A_k la surface de l'élément de construction k, en m².

Il faut effectuer une sommation sur tous les éléments de construction k qui se trouvent dans la partie fonctionnelle f ou qui enveloppent la partie fonctionnelle f, à l'exception des murs non portants.

La capacité thermique effective spécifique de la partie fonctionnelle f, $D_{fct\ f}$, est calculée en rapportant la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f à la surface totale d'utilisation de la partie fonctionnelle f :

$$\text{Eq. 390 } D_{fct f} = \frac{C_{fct f}}{\sum_j A_{f,fct f,j}} \quad (\text{kJ}/(\text{m}^2\text{K}))$$

où :

$D_{fct f}$	la capacité thermique spécifique effective de la partie fonctionnelle f, en kJ/(m ² .K) ;
$C_{fct f}$	la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f, en kJ/K ;
$A_{f,fct f,j}$	la surface d'utilisation de la partie j de la partie fonctionnelle f, en m ² .

Il faut effectuer une sommation sur toutes les parties j dont l'ensemble constitue la surface d'utilisation de la partie fonctionnelle f.

5.10 Besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire

La méthode de calcul utilise directement des besoins totaux annuels nets de chaque point de puisage d'eau chaude présent dans chaque partie fonctionnelle (exprimés en MJ). Les besoins mensuels nets en énergie par point de puisage d'eau chaude sont calculés à partir des besoins annuels pondérés par la fraction t_m/t_a . Les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire sont donnés ci-dessous, en distinguant les besoins pour les douches et/ou baignoires i, les éviers de cuisine j et chacun des autres points de puisage d'eau chaude k :

- Pour une douche ou une baignoire i :

$$\text{Eq. 60 } Q_{\text{water,bath } i,\text{net},m} = r_{\text{water,bath } i,\text{net}} \cdot f_{\text{bath } i,\text{fct f}} \cdot Q_{\text{water,bath,net,fct f,a}} \cdot \frac{t_m}{t_a} \quad (\text{MJ})$$

- Pour un évier de cuisine j (s'il fait partie d'un espace cuisine où des repas sont préparés) :

$$\text{Eq. 61 } Q_{\text{water,sink } j,\text{net},m} = r_{\text{water,sink } j,\text{net}} \cdot f_{\text{sink } j,\text{fct f}} \cdot Q_{\text{water,sink,net,fct f,a}} \cdot \frac{t_m}{t_a} \quad (\text{MJ})$$

- Pour un autre point de puisage d'eau chaude k :

$$\text{Eq. 62 } Q_{\text{water,other } k,\text{net},m} = r_{\text{water,other } k,\text{net}} \cdot f_{\text{other } k,\text{fct f}} \cdot Q_{\text{water,other,net,fct f,a}} \cdot \frac{t_m}{t_a} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{water,bath } i,\text{net},m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de la douche ou de la baignoire i, en MJ ;
$Q_{\text{water,sink } j,\text{net},m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de l'évier de cuisine j, en MJ ;
$Q_{\text{water,other } k,\text{net},m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un point de puisage d'eau chaude k, en MJ ;
$r_{\text{water,bath } i,\text{net}}$	un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers la douche ou la baignoire i par

	récupération thermique de l'écoulement, à déterminer selon des règles déterminées par le Ministre, (-) ;
$r_{\text{water,sink } j,\text{net}}$	un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers l'évier de cuisine j par récupération thermique de l'écoulement, à déterminer selon des règles déterminées par le Ministre, (-) ;
$r_{\text{water,other } k,\text{net}}$	un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers le point de puisage d'eau chaude k par récupération thermique de l'écoulement, à déterminer selon des règles déterminées par le Ministre, (-) ;
$f_{\text{bath } i,\text{fct } f}$	la part de la douche ou de la baignoire i dans les besoins totaux nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de toutes les douches et de toutes les baignoires de la partie fonctionnelle f à laquelle appartient la douche ou la baignoire concernée, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$f_{\text{sink } j,\text{fct } f}$	la part de l'évier de cuisine j dans les besoins totaux nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de tous les éviers de cuisine de la partie fonctionnelle f à laquelle appartient l'évier concerné, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$f_{\text{other } k,\text{fct } f}$	la part du point de puisage d'eau chaude k dans les besoins totaux nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de tous les points de puisage d'eau chaude de la partie fonctionnelle f à laquelle appartient le point de puisage d'eau chaude concerné, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$Q_{\text{water,bath,net,fct } f,a}$	les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de toutes les douches et de toutes les baignoires de la partie fonctionnelle f à laquelle appartient la douche ou la baignoire concernée, tels que déterminés au § 5.10.1, en MJ ;
$Q_{\text{water,sink,net,fct } f,a}$	les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de tous les éviers de cuisine j de la partie fonctionnelle f à laquelle appartient l'évier concerné, tels que déterminés au § 5.10.2, en MJ ;
$Q_{\text{water,other,net,fct } f,a}$	les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de tous les points de puisage d'eau chaude de la partie fonctionnelle f à laquelle appartient le point de puisage d'eau chaude concerné, tels que déterminés au § 5.10.3, en MJ ;
t_m	la longueur du mois considéré en Ms, voir Tableau [1] ;
t_a	la longueur de l'année en Ms, qui vaut la somme des 12 valeurs t_m du Tableau [1], à savoir 31,536 Ms.

Particularité de la fonction "Enseignement" : les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de cette partie fonctionnelle ($Q_{\text{water,bath } i,\text{net,m}}$, $Q_{\text{water,sink } j,\text{net,m}}$, $Q_{\text{water,other } k,\text{net,m}}$) sont considérés être nuls durant les mois de juillet et d'août.

Les parts des différents points de puisage d'eau chaude sont déterminées, par partie fonctionnelle, comme suit :

$$\text{Eq. 63} \quad f_{\text{bath } i,\text{fct } f} = \frac{1}{n_{\text{bath,fct } f}}, \quad f_{\text{sink } j,\text{fct } f} = \frac{1}{n_{\text{sink,fct } f}} \quad \text{et}$$

$$f_{\text{other } k,\text{fct } f} = \frac{1}{n_{\text{other,fct } f}} \quad (-)$$

où :

$n_{bath, fct f}$	le nombre total de douches et/ou de baignoires dans la partie fonctionnelle f, (-) ;
$n_{sink, fct f}$	le nombre total d'éviers de cuisine dans la partie fonctionnelle f, (-) ;
$n_{other, fct f}$	le nombre total de points de puisage d'eau chaude, qui ne sont ni des douches et/ou baignoires, ni des éviers de cuisine, dans la partie fonctionnelle f, (-).

5.10.1 Besoin annuel net en énergie pour l'eau chaude sanitaire des douches et/ou baignoires

Si une partie fonctionnelle contient des douches et/ou baignoires i, les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de toutes ces douches et/ou baignoires i sont définis par fonction au Tableau [11] :

Tableau [11] : Besoins annuels nets pour l'eau chaude sanitaire et nombre de jours d'occupation, par fonction

Fonctions		$Q_{water, bath, net, fct f, a}$ (MJ)	$n_{day, fct f}$ (-)
Hébergement		1604,59 . $n_{design, rooms}$	365
Bureaux		5606,00 . n_{bath}	260
Enseignement		5606,00 . n_{bath}	220
Soins de santé	Avec occ. nocturne	962,75 . $n_{design, rooms}$	365
	Sans occ. nocturne	5606,00 . n_{bath}	260
	Salle d'opération	7870,00 . n_{bath}	365
Rassemblement	Occupation importante	6727,00 . n_{bath}	312
	Faible occupation	6727,00 . n_{bath}	312
	Cafétéria / Réfectoire	5606,00 . n_{bath}	260
Cuisine		6727,00 . n_{bath}	312
Commerce / Services		6727,00 . n_{bath}	312
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	6727,00 . n_{bath}	312
	Fitness / Danse	6727,00 . n_{bath}	312
	Sauna / Piscine	6727,00 . n_{bath}	312
Locaux techniques		7870,00 . n_{bath}	365
Communs		21,56 . $\max(n_{day, fct f}) . n_{bath}$	-
Autre		5606,00 . n_{bath}	260
Inconnue		6727,00 . n_{bath}	312

où :

$Q_{water, bath, net, fct f, a}$ les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de toutes les douches et de toutes les baignoires de la partie fonctionnelle f, en MJ ;

$n_{design, rooms}$ le nombre total de personnes qui se trouvent dans les espaces de type "chambre" de la partie fonctionnelle f, conformément à l'occupation maximale pour laquelle les systèmes de ventilation ont été conçus, (-) ;

n_{bath}	le nombre total de douches et/ou de baignoires dans la partie fonctionnelle f , (-) ;
$n_{\text{day}, \text{fct } f}$	le nombre de jour par an pendant lesquels la partie fonctionnelle f est occupée, (-) .

Pour la fonction "Communs" : les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de toutes les douches et de toutes les baignoires d'une partie fonctionnelle ayant la fonction "communs" dépend de la plus grande des durées d'occupation des parties fonctionnelles qui sont desservies par cette partie fonctionnelle ayant la fonction "communs". Cette durée d'occupation maximale est obtenue en prenant la valeur maximale des $n_{\text{day}, \text{fct } f}$ de toutes les parties fonctionnelles desservies.

5.10.2 Besoin annuel net en énergie pour l'eau chaude sanitaire des éviers de cuisine

En cas de présence d'un espace de type "cuisine", où des repas sont préparés et qui contient un ou plusieurs évier(s) (avec eau chaude), il faut considérer pour la partie fonctionnelle à laquelle appartient cet espace cuisine des besoins totaux nets annuels en énergie supplémentaire pour l'eau chaude sanitaire nécessaire à la préparation des repas dans cet espace cuisine.

Si cet espace cuisine dessert une seule partie fonctionnelle f , les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire nécessaire à la préparation des repas pour cette cuisine sont calculés comme suit $\text{fct } f$:

$$\text{Eq. 64} \quad Q_{\text{water}, \text{sink}, \text{net}, \text{fct } f, a} = n_{\text{meal}} \cdot n_{\text{serv}, \text{fct } f} \cdot Q_{\text{water}, \text{sink}, \text{net}, \text{fct } f, \text{meal}} \quad (\text{MJ})$$

où :

n_{meal}	le nombre de repas préparés par service, tel que défini ci-dessous, (-) ;
$n_{\text{serv}, \text{fct } f}$	le nombre de service assurés par jour. Ce nombre dépend de la fonction desservie et est repris au Tableau [12], (-) ;
$Q_{\text{water}, \text{sink}, \text{net}, \text{fct } f, \text{meal}}$	les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire nécessaire à la préparation des repas, par repas et pour tous les éviers de cuisine de la partie fonctionnelle f en MJ. Ce nombre dépend de la fonction desservie et est repris au Tableau [12].

Si cet espace cuisine dessert plusieurs parties fonctionnelles, les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire nécessaire à la préparation des repas pour cette cuisine sont calculés au prorata des surfaces totales d'utilisation des parties fonctionnelles desservies :

$$\text{Eq. 65} \quad Q_{\text{water}, \text{sink}, \text{net}, \text{fct } f, a} = \frac{n_{\text{meal}} \cdot \sum_f [A_{f, \text{fct } f} \cdot (n_{\text{serv}, \text{fct } f} \cdot Q_{\text{water}, \text{sink}, \text{net}, \text{fct } f, \text{meal}})]}{\sum_f A_{f, \text{fct } f}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$A_{f, \text{fct } f}$	la surface totale d'utilisation de la partie fonctionnelle f desservie, en m^2 ;
n_{meal}	le nombre de repas préparés par service, tel que défini ci-dessus, (-) ;

$n_{serv, fct f}$	le nombre de service assurés par jour, pour chaque parties fonctionnelles desservies, tel que repris au Tableau [12], (-) ;
$Q_{water, sink, net, fct f, meal}$	les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire nécessaire à la préparation des repas, par repas et pour chaque partie fonctionnelle desservie, tel que repris au Tableau [12], en MJ.

Il faut effectuer une sommation sur toutes les parties fonctionnelles f desservies par la cuisine.

Nombre de repas préparés par service

Le paramètre n_{meal} dépend de la surface d'utilisation des espaces nécessaires à la préparation des repas :

$$\text{Eq. 66} \quad \text{Si } A_{f, sink} \leq 200 \text{ m}^2 : \quad n_{meal} = \frac{A_{f, sink}}{1,85} \quad (-)$$

$$\text{Si } 200 \text{ m}^2 < A_{f, sink} \leq 450 \text{ m}^2 : \quad n_{meal} = \frac{A_{f, sink}}{1,75} \quad (-)$$

$$\text{Si } A_{f, sink} > 450 \text{ m}^2 : \quad n_{meal} = \frac{A_{f, sink}}{1,55} \quad (-)$$

où :

$A_{f, sink}$ la surface d'utilisation des espaces nécessaires à la préparation des repas, en m^2 ;

n_{meal} le nombre de repas préparés par service, (-).

Doivent être pris en compte pour le calcul de cette surface tous les espaces nécessaires à la préparation des repas (si présents dans le bâtiment), et au minimum les espaces suivants : la cuisine, l'envoi des plats/service, le stockage des produits réfrigérés, le stockage des produits non réfrigérés et la livraison/gestion des déchets.

Tableau [12] : Nombre de services assurés par jour et besoins annuels nets pour l'eau chaude sanitaire des éviers de cuisine par repas, par fonction desservie

Fonctions		$n_{serv, fct f}$	$Q_{water, sink, net, fct f, meal}$ (MJ)
Hébergement		1	761,85
Bureaux		1	544,18
Enseignement		1	544,18
Soins de santé	Avec occ. nocturne	2	761,85
	Sans occ. nocturne	1	544,18
	Salle d'opération	–	0,00
Rassemblement	Occupation importante	2	653,02
	Faible occupation	2	653,02
	Cafétéria / Réfectoire	1	544,18
Cuisine		Pas d'application	
Commerce / Services		1	653,02
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	2	653,02
	Fitness / Danse	2	653,02
	Sauna / Piscine	2	653,02
Locaux techniques		–	0,00
Communs		–	0,00
Autre		1	544,18
Inconnue		1	544,18

5.10.3 Besoin annuel net en énergie pour l'eau chaude sanitaire des autres points de puisage d'eau chaude (autre que douches et/ou baignoires et éviers de cuisine)

Si des autres points de puisage d'eau chaude que les douches et/ou baignoires et les éviers de cuisine sont présents dans la partie fonctionnelle f, il faut considérer des besoins totaux nets annuels en énergie pour l'eau chaude sanitaire nécessaire pour ces autres points de puisage d'eau chaude.

Si aucun autres points de puisage d'eau chaude que les douches et/ou baignoires et les éviers de cuisine n'est présent dans la partie fonctionnelle f, $Q_{water, net, other, fct f, a} = 0$.

Les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de tous les points de puisage d'eau chaude k, à l'exception des douches et/ou baignoires i et des éviers de cuisine j, sont définis par fonction au Tableau [13].

Tableau [13] : Besoins annuels nets pour l'eau chaude sanitaire de tous les autres points de puisage d'eau chaude, par fonction

Fonctions		$Q_{\text{water,net,other,fct f,a}}$ (MJ)
Hébergement		$1069,73 \cdot n_{\text{design,rooms}}$
Bureaux		$5 \cdot A_{\text{f,fct f}}$
Enseignement		$5 \cdot A_{\text{f,fct f}}$
Soins de santé	Avec occ. nocturne	$1444,13 \cdot n_{\text{design,rooms}}$
	Sans occ. nocturne	$54,58 \cdot A_{\text{f,fct f}}$
	Salle d'opération	$5 \cdot A_{\text{f,fct f}}$
Rassemblement	Occupation importante	$5 \cdot A_{\text{f,fct f}}$
	Faible occupation	$5 \cdot A_{\text{f,fct f}}$
	Cafétéria / Réfectoire	$5 \cdot A_{\text{f,fct f}}$
Cuisine		$5 \cdot A_{\text{f,fct f}}$
Commerce / Services		$5 \cdot A_{\text{f,fct f}}$
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	$5 \cdot A_{\text{f,fct f}}$
	Fitness / Danse	$5 \cdot A_{\text{f,fct f}}$
	Sauna / Piscine	$5 \cdot A_{\text{f,fct f}}$
Locaux techniques		$5 \cdot A_{\text{f,fct f}}$
Communs		$5 \cdot A_{\text{f,fct f}}$
Autre		$5 \cdot A_{\text{f,fct f}}$
Inconnue		$5 \cdot A_{\text{f,fct f}}$

où :

$Q_{\text{water,net,other,fct f,a}}$ les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de tous les autres points de puisage d'eau chaude de la partie fonctionnelle f, en MJ ;

$n_{\text{design,rooms}}$ le nombre total de personnes qui se trouvent dans les espaces de type "chambre" de la partie fonctionnelle f, conformément à l'occupation maximale pour laquelle les systèmes de ventilation ont été conçus, (-) ;

$A_{\text{f,fct f}}$ la surface totale d'utilisation de la partie fonctionnelle f, en m².

5.11 Besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification

Si les installations du bâtiment comprennent des dispositifs d'humidification de l'air neuf destiné à l'unité PEN (ou à une partie de celle-ci), les besoins mensuels nets en énergie d'un appareil j destiné à l'humidification sont donnés par :

$$\text{Eq. 67} \quad Q_{\text{hum,net,j,m}} = 2,5 \cdot r_{\text{hum}} \cdot \sum_f (x_{\text{h,fct f,m}} \cdot \dot{V}_{\text{supply,j,fct f,design}}) \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{hum, net, j, m}}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification d'un appareil j, en MJ ;
r_{hum}	un facteur de réduction ayant la valeur suivante : - si l'installation d'humidification est conçue pour le transport de l'humidité depuis l'air rejeté vers l'air fourni : $r_{\text{hum}} = 0,4$; - sinon : $r_{\text{hum}} = 1,0$;
$X_{\text{h, fct f, m}}$	la quantité mensuelle d'humidité à fournir par unité de débit d'air fourni, pour la partie fonctionnelle f, en kg.h/m ³ , reprise au Tableau [14] ;
$\dot{V}_{\text{supply, j, fct f, design}}$	le débit de conception d'air frais entrant à travers l'humidificateur j, pour la partie fonctionnelle f, en m ³ /h.

Il faut effectuer une sommation sur toutes les parties fonctionnelles f alimentées par l'humidificateur j.

Remarques :

- un échangeur rotatif sur lequel on a appliqué une couche hygroscopique peut être considéré comme un dispositif de récupération d'humidité ;
- le recyclage n'est pas considéré comme une récupération d'humidité dans le cadre de ce paragraphe. L'effet du recyclage a déjà été pris en compte dans le débit d'air à appliquer.

Tableau [14] : Valeurs mensuelles de la quantité d'humidité à amener par unité de débit d'air $X_{\text{h, fct f, m}}$, par fonction, en kg.h/m³

Fonctions		Janvier	Février	Mars	Avril	Mai	Juin	Juillet	Août	Septembre	Octobre	Novembre	Décembre
Hébergement		0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14
Bureaux		0,38	0,37	0,23	0,08	0,03	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,25	0,36
Enseignement		0,38	0,37	0,23	0,08	0,03	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,25	0,36
Soins de santé	Avec occ. nocturne	0,38	0,37	0,23	0,08	0,03	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,25	0,36
	Sans occ. nocturne	0,38	0,37	0,23	0,08	0,03	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,25	0,36
	Salle d'opération	0,38	0,37	0,23	0,08	0,03	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,25	0,36
Rassemblement	Occ. importante	0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14
	Faible occupation	0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14
	Cafétéria / Réfectoire	0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14
Cuisine		0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14
Commerce / Services		0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14
	Fitness / Danse	0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14
	Sauna / Piscine	0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14
Locaux techniques		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Communs		0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14
Autre		0,38	0,37	0,23	0,08	0,03	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,25	0,36
Inconnue		0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14

6 Besoins bruts en énergie pour le chauffage, le refroidissement et l'eau chaude sanitaire

6.1 Principe

Les installations de chauffage et de refroidissement peuvent se complexifier très rapidement. C'est pourquoi, les installations sont évaluées énergétiquement de manière schématique dans ce chapitre. Le rendement du système est une mesure du gaspillage d'énergie dû au fait que l'on chauffe et refroidit simultanément un secteur énergétique et aux pertes d'énergie dues au transport de chaleur et de froid à l'intérieur d'un secteur énergétique. On effectue les calculs avec des valeurs annuelles moyennes constantes.

Les installations d'eau chaude sanitaire se composent :

- d'une installation de production de chaleur. On distingue ici deux types : les installations à production instantanée de l'eau chaude sanitaire et les installations à accumulation. Dans les deux cas, l'appareil producteur de chaleur destiné au chauffage des locaux peut aussi produire l'eau chaude sanitaire, ou bien le chauffage et l'eau chaude sanitaire ont chacun leur propre appareil producteur de chaleur ;
- d'un système de distribution. Si ce système doit franchir de grandes distances, on prévoit souvent une conduite de circulation.

Les besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire comprennent les besoins nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire et toutes les déperditions qui surviennent lors de la distribution. Ces déperditions sont calculées via le rendement du système. Au cas où plus d'une installation de production de chaleur assure la production d'eau chaude sanitaire, chacune est associée aux points de puisage d'eau chaude qu'elle dessert.

Les besoins bruts en énergie des secteurs énergétiques qui sont desservis par un "combilus" sont déterminés selon des spécifications complémentaires déterminées par le Ministre.

6.2 Détermination des besoins bruts en énergie pour le chauffage et le refroidissement

Les besoins bruts en énergie pour le chauffage et le refroidissement par mois et par secteur énergétique sont donnés par :

$$\text{Eq. 68} \quad Q_{\text{heat,gross,seci,m}} = \frac{Q_{\text{heat,net,seci,m}}}{\eta_{\text{sys,heat}}} \quad (\text{MJ})$$

et :

$$\text{Eq. 303} \quad Q_{\text{cool,gross,seci,m}} = \frac{a_{\text{lat,cool}} \cdot Q_{\text{cool,net,seci,m}}}{\eta_{\text{sys,cool}}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{heat,gross,seci,m}}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage du secteur énergétique i, en MJ ;

$Q_{\text{heat,net,seci,m}}$ les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage (tenant compte de l'intermittence) du secteur énergétique i, déterminés selon le § 5.4, en MJ ;

$\eta_{\text{sys,heat}}$	le rendement du système de chauffage, déterminé selon le § 6.3, (-) ;
$Q_{\text{cool,gross,seci,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement du secteur énergétique i, déterminés selon le § 5.1, en MJ ;
$a_{\text{lat,cool}}$	un coefficient de majoration forfaitaire tenant compte de l'énergie latente libérée par la condensation surfacique sur les émetteurs de refroidissement et de la deshumidification de l'air pulsé, valant 1,1 si la température moyenne du fluide caloporteur dans l'émetteur en fonctionnement nominal est inférieure à 15°C ou en présence d'un refroidissement actif de l'air pulsé, et 1,0 dans les autres cas, (-) ;
$Q_{\text{cool,net,seci,m}}$	les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement du secteur énergétique i, déterminés selon le § 5.4, en MJ ;
$\eta_{\text{sys,cool}}$	le rendement du système de refroidissement, déterminé selon le § 6.3, (-).

6.3 Rendements du système de chauffage et de refroidissement

On détermine, pour chaque système, le rendement du système de chauffage et de refroidissement, $\eta_{\text{sys,heat}}$ et $\eta_{\text{sys,cool}}$, à l'aide d'un facteur d'annihilation et du rapport entre, d'une part, les besoins annuels nets en énergie respectivement pour le chauffage et le refroidissement, et, d'autre part, la somme des besoins nets en énergie pour le refroidissement et le chauffage, comme suit :

$$\text{Eq. 70} \quad \eta_{\text{sys,heat}} = \frac{1.0}{1.0 + a_{\text{heat}} + f_{\text{annih}}/f_{\text{heat,net}}} \quad (-)$$

et :

$$\text{Eq. 71} \quad \eta_{\text{sys,cool}} = \frac{1.0}{1.0 + a_{\text{cool}} + f_{\text{annih}}/f_{\text{cool,net}}} \quad (-)$$

où :

a_{heat}	le terme pour les déperditions des conduites, les déperditions des gaines et la régulation du système de distribution pour le chauffage, tel qu'établi ci-dessous, (-) ;
f_{annih}	le facteur d'annihilation de l'énergie résultant du chauffage et du refroidissement simultanés, tel qu'établi ci-dessous, (-) ;
$f_{\text{heat,net}}$	la fraction des besoins nets en énergie pour le chauffage par rapport aux besoins nets totaux en énergie pour le chauffage et le refroidissement, déterminée selon le § 6.4 ;
a_{cool}	le terme pour les déperditions des conduites, les déperditions des gaines et la régulation du système de distribution pour le refroidissement, tel qu'établi ci-dessous, (-) ;
$f_{\text{cool,net}}$	la fraction des besoins nets en énergie pour le refroidissement par rapport aux besoins nets totaux en énergie pour le chauffage et le refroidissement, déterminée selon le § 6.4.

Pour les systèmes où la température exigée pour l'insufflation d'air est obtenue en mélangeant un flux d'air chauffé et un flux d'air refroidi, on a :

- $f_{\text{annih}} = 0,4$;
- $a_{\text{heat}} = 0$;
- $a_{\text{cool}} = 0$.

Pour tous les autres systèmes, on relève les facteurs f_{annih} , a_{heat} et a_{cool} des Tableau [15] et Tableau [16].

Tableau [15] : Facteurs d'annihilation, f_{annih} , et pertes de distribution, a_{heat} et a_{cool} , pour le chauffage et pour le refroidissement

		Chauffage	
		Production locale	Production centrale
Refroidissement	Production locale	$f_{\text{annih}} = 0$ $a_{\text{heat}} = 0$ $a_{\text{cool}} = 0$	Tableau [16], ligne 1 ou 5
	Production centrale	$f_{\text{annih}} = 0$ $a_{\text{heat}} = 0$ $a_{\text{cool}} = 0$	Tableau [16], ligne 2,3,4,6,7,8
	Absent	$f_{\text{annih}} = 0$ $a_{\text{heat}} = 0$ $a_{\text{cool}} = 0$	Tableau [16], ligne 1 ou 5

Tableau [16] : Facteurs d'annihilation, f_{annih} , et pertes de distribution, a_{heat} et a_{cool} , en cas de production centrale, respectivement pour le chauffage et pour le refroidissement

Numéro du système	Trans- port de chaleur par	Trans- port de froid par	Régulation chauffage et refroidis- sement par espace	Facteur d'annihi- lation f_{annih}	Facteur de pondération déperditions conduites et gaines	
					Chauffage a_{heat}	Refroi- dissement a_{cool}
1	eau ou eau et air	N.A.°	oui	0,00	0,08	0,00
2			non	0,00	0,25	0,00
3		eau	oui	0,04	0,13	0,06
4			non	0,00	0,25	0,06
5		air	oui	0,00	0,13	0,06
6	air	non	oui	0,04	0,13	0,07
7		N.A.°	oui	0,00	0,04	0,00
8			non	0,00	0,34	0,00
9		eau	oui	0,10	0,09	0,06
10		air	oui	0,00	0,04	0,01
11			non	0,00	0,39	0,01
12		eau et air	oui	0,10	0,09	0,07

° N.A. : non applicable

Si pour les systèmes du Tableau [16], un liquide réfrigérant est utilisé à la place de l'eau comme fluide caloporteur, alors les valeurs du Tableau [16] doivent être corrigées comme suit :

- la valeur de a_{heat} est diminuée de 0,08 ;
- la valeur de a_{cool} est diminuée de 0,01.

"Régulation chauffage et refroidissement par espace" veut dire que, au niveau de l'espace, le débit et/ou la température du fluide caloporteur (ou frigorigène) transporté est régulé en fonction d'une part de la température réelle et d'autre part de la température souhaitée dans l'espace.

Avec les systèmes dont la configuration est différente en situation estivale et en situation hivernale, il faut appliquer les facteurs d'annihilation correspondant au numéro du système en situation hivernale.

Pour les systèmes qui ne rentrent dans aucune des catégories décrites dans ce chapitre, le rendement du système pour le chauffage et le refroidissement doit être évalué selon des règles déterminées par le Ministre ou, à défaut, sur base d'une demande d'équivalence.

Remarques :

1. On entend par "transport de chaleur par eau" : au niveau de l'espace, un (post)chauffage est réalisé par des radiateurs situés dans l'espace, des éléments chauffants dans l'air qui circule (ventilo-convecteurs, unités à induction), une batterie de postchauffage dans la gaine d'amenée d'air, ou autres.

2. On entend par "transport de chaleur par air" : l'installation centrale de traitement d'air contient un dispositif (batterie chauffante et/ou récupérateur de chaleur) pour réchauffer l'air fourni (c'est pratiquement toujours le cas avec une ventilation mécanique).

3. On entend par "transport de froid par eau" : un (post)refroidissement est effectué, au niveau de l'espace, par des batteries de refroidissement placées dans la gaine d'amenée, des batteries de refroidissement situées dans l'air qui circule (ventilo-convecteurs ou unités à induction avec batterie de refroidissement), des plafonds froids à circulation d'eau, ou autres. Les plafonds froids à circulation d'air ne sont pas compris dans cette catégorie.

4. On entend par "transport de froid par air" : une installation de traitement d'air centrale contient un dispositif (batterie de refroidissement) pour refroidir et/ou déshumidifier l'air fourni.

6.4 Fractions des besoins nets en énergie pour le chauffage et le refroidissement

6.4.1 Fraction des besoins nets en énergie pour le refroidissement

On détermine, pour le secteur énergétique, le rapport entre les besoins *annuels* nets en énergie pour le refroidissement et la somme des besoins *annuels* nets en énergie pour le chauffage et le refroidissement comme suit :

$$\text{Eq. 72} \quad f_{\text{cool,net}} = 1 - f_{\text{heat,net}} \quad (-)$$

où :

$f_{\text{cool,net}}$ la fraction des besoins nets en énergie pour le refroidissement par rapport aux besoins nets totaux en énergie pour le chauffage et le refroidissement ;

$f_{\text{heat,net}}$ la fraction des besoins nets en énergie pour le chauffage par rapport aux besoins nets totaux en énergie pour le chauffage et le refroidissement, déterminée selon le § 6.4.2.

6.4.2 Fraction des besoins nets en énergie pour le chauffage

On détermine, pour le secteur énergétique, le rapport entre les besoins *annuels* nets en énergie pour le chauffage et la somme des besoins *annuels* nets en énergie pour le chauffage et le refroidissement comme suit :

$$\text{Eq. 73} \quad f_{\text{heat,net}} = \max \left(0,1 ; \min \left(\frac{Q_{\text{heat,net,seci,a}}}{Q_{\text{heat,net,seci,a}} + Q_{\text{cool,net,seci,a}}} ; 0,9 \right) \right) \quad (-)$$

où :

$$\text{Eq. 74} \quad Q_{\text{heat,net,seci,a}} = \sum_{m=1}^{12} Q_{\text{heat,net,seci,m}} \quad (\text{MJ})$$

et :

$$\text{Eq. 75} \quad Q_{\text{cool,net,seci,a}} = \sum_{m=1}^{12} Q_{\text{cool,net,seci,m}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$f_{\text{heat,net}}$	la fraction des besoins annuels nets en énergie pour le chauffage par rapport aux besoins annuels nets totaux en énergie pour le chauffage et le refroidissement, (-) ;
$Q_{\text{heat,net,seci,a}}$	les besoins annuels nets en énergie pour le chauffage du secteur énergétique i, en MJ ;
$Q_{\text{cool,net,seci,a}}$	les besoins annuels nets en énergie pour le refroidissement du secteur énergétique i, en MJ ;
$Q_{\text{heat,net,seci,m}}$	les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage (tenant compte de l'intermittence) du secteur énergétique i, déterminés selon le § 5.1, en MJ ;
$Q_{\text{cool,net,seci,m}}$	les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement du secteur énergétique i, déterminés selon le § 5.4, en MJ.

6.5 Détermination des besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire

Pour les douches et/ou baignoires i (indice "bath") et les éviers de cuisine j (indice "sink"), la conversion des besoins nets pour l'eau chaude sanitaire en besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire est analogue à la méthode appliquée aux unités PER. Il faut donc appliquer le § 9.3 de l'annexe A.1 au présent arrêté.

Pour les autres points de puisage d'eau chaude i (indice "other"), on applique également le § 9.3 de l'annexe A.1 au présent arrêté mais en transposant les formules qui s'appliquent aux éviers (indice "sink" dans l'annexe A.1 au présent arrêté) et en déterminant la contribution des conduites d'eau sanitaire au rendement de système comme suit :

$$\text{Eq. 304} \quad \eta_{\text{tubing,other i}} = \frac{20}{20 + l_{\text{tubing,other i}} / r_{\text{water,other i,net}}} \quad (-)$$

avec :

$l_{\text{tubing,other i}}$ la longueur des conduites vers un autre point de puisage d'eau chaude i, en m. S'il n'y a pas de conduite de circulation : on prend

la longueur égale à la somme des plus courtes distances à l'horizontale et à la verticale entre l'appareil producteur de chaleur concerné pour l'eau chaude sanitaire et le milieu du plancher du local dans lequel se trouve le point de puisage d'eau chaude i . En alternative, on peut également prendre la longueur réelle de la conduite. S'il y a une conduite de circulation : on prend la longueur égale à la somme des plus courtes distances à l'horizontale et à la verticale entre le point d'embranchement concerné de la conduite de circulation et le milieu du plancher du local dans lequel se trouve le point de puisage d'eau chaude i . En alternative, on peut également prendre la longueur réelle de la conduite ;

$r_{\text{water, other } i, \text{net}}$ un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers l'autre point de puisage d'eau chaude i par récupération de la chaleur de l'évacuation, à déterminer selon des règles déterminées par le Ministre, (-).

Comme valeurs par défaut, on utilise : $l_{\text{tubing, other } i} = 20 \text{ m.}$

7 Consommation finale d'énergie pour le chauffage, le refroidissement, l'humidification et l'eau chaude sanitaire

7.1 Principe

Pour calculer le rendement de production dans un secteur énergétique, on considère le rendement de production des appareils qui alimentent le secteur énergétique en chaleur ou en froid. On calcule toujours avec des valeurs moyennes mensuelles.

Lorsque l'installation combine différents types de générateurs de chaleur ou de froid, on répartit les besoins bruts de manière conventionnelle entre le générateur préférentiel et le(s) générateur(s) non préférentiel(s). S'il y a plus d'un type de générateur de froid non préférentiel, on considère pour le traitement de la partie non préférentielle, uniquement le générateur de froid affichant la valeur la plus basse du rapport entre le facteur de conversion en énergie primaire (f_p) et le rendement de production. S'il y a plus d'un type de producteur de chaleur non préférentiel, on détermine pour chaque générateur de chaleur non préférentiel une part non préférentielle selon le § 7.3.1.

Le cas échéant, on détermine également de manière analogue la consommation finale d'énergie pour l'humidification.

Lors de l'extension d'un bâtiment, les cas suivants peuvent se présenter :

- si on place de nouveaux générateurs de chaleur et/ou de froid qui fonctionnent indépendamment des appareils existants, on applique la procédure ci-après dans son entièreté ;
- si on place de nouveaux générateurs de chaleur et/ou de froid qui fonctionnent en combinaison avec les appareils existants, il faut appliquer la procédure ci-dessous, sans tenir compte des appareils existants ;
- si on ne place pas d'appareils supplémentaires, mais qu'on fait uniquement usage d'appareils existants, on peut au choix :
 - soit appliquer la procédure ci-dessous aux appareils existants si toutes les informations nécessaires sont disponibles de manière univoque,
 - soit calculer avec les valeurs par défaut suivantes :
 - $\eta_{\text{gen,heat}} = 0,77$ (par rapport au pouvoir calorifique supérieur), avec du mazout comme vecteur énergétique,
 - $\eta_{\text{gen,cool}} = 2,2$, avec électricité comme vecteur énergétique.

7.2 Consommation finale mensuelle d'énergie pour le chauffage, le refroidissement et l'humidification

7.2.1 Chauffage et humidification

Si plusieurs générateurs de chaleur alimentent un secteur énergétique en chaleur et que ces appareils n'ont pas tous le même rendement de production selon le § 7.5 et/ou n'utilisent pas tous le même vecteur énergétique, on répartit conventionnellement les besoins bruts en énergie pour le chauffage entre les générateurs de chaleur préférentiels et les générateurs non préférentiels, de la manière décrite ci-dessous.

Ce principe s'applique également aux pompes à chaleur hybrides (la combinaison d'une pompe à chaleur et d'une chaudière) et aux pompes à chaleur équipées d'une résistance électrique intégrée, où la pompe à chaleur et la résistance électrique sont considérées comme des appareils de production connectés en parallèle. Exception : si le rendement de production d'une pompe à chaleur électrique équipée d'une résistance électrique intégrée est déterminé selon le § 10.2.3.3.2 de

l'annexe A.1, l'influence de la résistance électrique est déjà comprise dans ce rendement de production et l'appareil est tout de même considéré comme un producteur unique.

Ce formalisme est maintenu même s'il n'y a qu'un générateur de chaleur, ou si tous les générateurs de chaleur selon le § 7.5 ont le même rendement (et utilisent le même vecteur énergétique). Ce (groupe de) générateur(s) de chaleur constitue alors le générateur de chaleur préférentiel et assure 100% des besoins. Le générateur de chaleur non préférentiel (non défini) se voit attribuer 0% des besoins.

Remarque : plusieurs appareils électriques de chauffage à résistance sont donc considérés collectivement comme un seul générateur de chaleur isolé. De même, un groupe de chaudières identiques est traité comme un seul générateur de chaleur.

Une méthode analogue s'applique aux installations d'humidification.

La consommation finale d'énergie pour le chauffage par mois et par secteur énergétique est donnée par :

- pour le(s) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) :

$$\text{Eq. 407 } Q_{\text{heat,final,sec } i,m,\text{pref}} = \frac{f_{\text{heat},m,\text{pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,heat,sec } i,m}) \cdot Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}}{\eta_{\text{gen,heat},m,\text{pref}}} \quad (\text{MJ})$$

- pour le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k :

$$\text{Eq. 408 } Q_{\text{heat,final,sec } i,m,\text{npref } k} = \frac{f_{\text{heat},m,\text{npref } k} \cdot (1 - f_{\text{as,heat,sec } i,m}) \cdot Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}}{\eta_{\text{gen,heat},m,\text{npref } k}} \quad (\text{MJ})$$

La consommation finale d'énergie pour l'humidification, par mois et par humidificateur, est donnée par :

- pour le(s) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) :

$$\text{Eq. 409 } Q_{\text{hum,final,j,m,pref}} = \frac{f_{\text{heat},m,\text{pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,hum,j,m}}) \cdot Q_{\text{hum,net,j,m}}}{\eta_{\text{gen,heat},m,\text{pref}}} \quad (\text{MJ})$$

- pour le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k :

$$\text{Eq. 410 } Q_{\text{hum,final,j,m,npref } k} = \frac{f_{\text{heat},m,\text{npref } k} \cdot (1 - f_{\text{as,hum,j,m}}) \cdot Q_{\text{hum,net,j,m}}}{\eta_{\text{gen,heat},m,\text{npref } k}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$f_{\text{heat},m,\text{pref}}$	la fraction mensuelle moyenne de la quantité totale de chaleur fournie par le(s) générateur(s) de chaleur connectés préférentiel(s), telle que déterminée au § 7.3.1, (-) ;
$f_{\text{as,heat,sec } i,m}$	la part des besoins de chaleur totaux de la quantité de chaleur fournie correspondent au secteur énergétique i couverte par un système d'énergie solaire thermique, déterminée selon le § 10.4 de l'annexe A.1, (-) ;
$f_{\text{as,hum,j,m}}$	la part des besoins de chaleur totaux de la quantité de chaleur fournie correspondent à l'humidificateur j couverte par un système d'énergie solaire thermique, déterminée selon le § 10.4 de l'annexe A.1, (-) ;
$Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage du secteur énergétique i, déterminés selon le § 6.2, en MJ ;

$\eta_{\text{gen,heat,m,pref}}$	le rendement de production du (des) générateur(s) de chaleur préférentiel(s), déterminé selon le § 7.5.1, (-) ;
$\eta_{\text{gen,heat,m,npref k}}$	le rendement de production du (des) générateur(s) de chaleur non préférentiel(s), déterminé selon le § 7.5.1, (-) ;
$f_{\text{heat,m,npref k}}$	la fraction mensuelle de production de chaleur totale produit par le(s) générateur(s) de chaleur non préférentiel(s) k, déterminé selon § 7.3.1, (-) ;
$Q_{\text{hum,net,j,m}}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification d'un humidificateur j, déterminés selon le § 5.11, en MJ.

La consommation finale d'énergie pour le chauffage et pour l'humidification des secteurs énergétiques qui sont desservis par un système "combilus" est déterminée selon des spécifications complémentaires déterminées par le Ministre.

7.2.2 Refroidissement

Un générateur de froid peut fonctionner en mode free-chilling.

Le free-chilling est une technique de refroidissement où l'eau de refroidissement est rafraîchie sans l'utilisation d'une machine de refroidissement. On distingue 3 formes de free-chilling :

- le free-chilling par air : cette technique fait usage de l'air comme source froide. Le circuit d'eau froide est refroidi par une tour de refroidissement ou un aéro-refroidisseur (dry-cooler) ;
- le geo-cooling, systèmes fermés : cette technique fait usage du sol comme source froide. Le circuit d'eau froide est refroidi par un ou plusieurs échangeur(s) de chaleur enterrés ;
- le geo-cooling, systèmes ouverts : cette technique fait usage d'eaux souterraines comme source froide. Le circuit d'eau froide est refroidi par l'utilisation des eaux souterraines qui sont pompées puis réinjectées.

Les deux premières formes décrites ci-dessus ne sont prises en compte qu'en combinaison avec une machine frigorifique.

Si plusieurs générateurs de froid alimentent un secteur énergétique en froid et que ces générateurs n'ont pas tous le même rendement de production selon le § 7.5.2 et/ou n'utilisent pas tous le même vecteur énergétique et/ou sont combinés avec une forme différente de free-chilling, on répartit de manière conventionnelle les besoins bruts en énergie pour le refroidissement entre les générateurs de froid préférentiels et non préférentiels tel que décrit ci-dessous.

Ce formalisme est maintenu même s'il n'y a qu'un seul générateur de froid, ou si tous les générateurs de froid selon le § 7.5 ont le même rendement (et utilisent le même vecteur énergétique et ne sont pas combinés à différentes formes de free-chilling). Ce (groupe de) générateur(s) de froid constitue alors le générateur de froid préférentiel et assure 100% des besoins. Le générateur de froid non préférentiel (non défini) se voit attribuer 0% des besoins.

La consommation finale d'énergie pour le refroidissement est déterminée par mois et par secteur énergétique comme suit :

$$\text{Eq. 81} \quad Q_{\text{cool,final,sec i,m,pref}} = f_{\text{cool,pref}} \cdot \left(1 - f_{\text{cool,m,free,pref}}\right) \cdot \frac{Q_{\text{cool,gross,sec i,m}}}{\eta_{\text{gen,cool,m,pref}}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 82} \quad Q_{\text{cool,final,sec i,m,npref}} = (1 - f_{\text{cool,pref}}) \cdot (1 - f_{\text{cool,m,free,npref}}) \cdot \frac{Q_{\text{cool,gross,sec i,m}}}{\eta_{\text{gen,cool,m,npref}}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{cool,final,sec i,m,pref}}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) générateur(s) de froid préférentiel(s) pour le refroidissement du secteur énergétique i, en MJ ;
$f_{\text{cool,pref}}$	la fraction annuelle moyenne de la quantité totale de froid fournie par le(s) générateur(s) de froid connecté(s) préférentiel(s), tel que déterminé au § 7.3.2, (-) ;
$f_{\text{cool,m,free,pref}}$	la fraction mensuelle moyenne de la quantité totale d'énergie fournie par le(s) générateur(s) de froid connecté(s) préférentiel(s) en mode free-chilling, tel que déterminé au § 7.4, (-) ;
$f_{\text{cool,m,free,npref}}$	la fraction mensuelle moyenne de la quantité totale d'énergie fournie par le(s) générateur(s) de froid connecté(s) non préférentiel(s) en mode free-chilling, tel que déterminé au § 7.4, (-) ;
$Q_{\text{cool,gross,sec i,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement du secteur énergétique i, déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
$\eta_{\text{gen,cool,m,pref}}$	le rendement de production mensuel du (des) générateur(s) de froid préférentiel(s), déterminé selon le § 7.5.2, (-) ;
$Q_{\text{cool,final,sec i,m,npref}}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) générateur(s) de froid non préférentiel(s) pour le refroidissement du secteur énergétique i, en MJ ;
$\eta_{\text{gen,cool,m,npref}}$	le rendement de production mensuel du (des) générateur(s) de froid non préférentiel(s), déterminé selon le § 7.5.2, (-).

7.3 Répartition des besoins bruts en énergie entre générateurs préférentiels et non préférentiels

7.3.1 Chauffage

On détermine la fraction mensuelle de la quantité totale de chaleur fournie par le générateur préférentiel comme suit :

- S'il n'y a qu'un seul générateur de chaleur pour le secteur énergétique considéré, ou si tous les générateurs de chaleur ont le même rendement de production selon le § 7.5 (et qu'ils utilisent le même vecteur énergétique), on applique pour la fraction préférentielle moyenne mensuelle pour le chauffage, $f_{\text{heat,m,pref}} = 1$;
- sinon :
 - si le générateur de chaleur préférentiel n'est ni une installation de cogénération sur site, ni une pompe à chaleur utilisant l'air extérieur comme source de chaleur, les valeurs de $f_{\text{heat,m,pref}}$ doivent être reprises du Tableau [47]. Pour appliquer le Tableau [47], il faut faire une interpolation linéaire pour les valeurs intermédiaires de x_m ,
 - si le générateur de chaleur préférentiel est une installation de cogénération sur site, les valeurs de $f_{\text{heat,m,pref}}$ doivent être reprises du Tableau [18],
 - si le générateur de chaleur préférentiel est une pompe à chaleur utilisant l'air extérieur comme source de chaleur, les valeurs de $f_{\text{heat,m,pref}}$ doivent être reprises du Tableau [48]. Pour appliquer le Tableau [48], il faut faire une interpolation linéaire pour les valeurs intermédiaires de x_m .

En cas d'application d'une installation de cogénération sur site en combinaison avec un ou plusieurs autres générateurs de chaleur, c'est la cogénération qui fait office de générateur de chaleur préférentiel. Si le générateur de chaleur préférentiel fournit de la chaleur à plus d'une partie fonctionnelle, les valeurs de $f_{\text{heat},m,\text{pref}}$ pour une fonction avec profil de besoin fluctuant seront utilisées, sauf si la somme des surfaces au sol des fonctions avec un profil de besoin constant pour lesquelles l'appareil préférentiel fournit de la chaleur est plus grande que la moitié de la somme des surfaces au sol de toutes les parties fonctionnelles pour laquelle l'appareil préférentiel fournit de la chaleur. Dans ce dernier cas les valeurs de $f_{\text{heat},m,\text{pref}}$ pour une fonction avec profil de besoin constant seront utilisées. Il faut se référer au bas de ce paragraphe pour la subdivision par fonction selon un profil de besoin fluctuant ou constant. Cette méthode n'est valable que dans une unité PEN. Si l'appareil préférentiel dessert des unités PEN et PER, $f_{\text{heat},m,\text{pref}}$ est déterminé pour les unités PEN comme décrit dans de chapitre et pour les unités PER selon le § 10.2.2 de l'annexe A.1.

La régulation entre appareils préférentiels et non préférentiels est une "régulation additionnelle de puissance de pointe" si le(s) appareil(s) non préférentiel(s) ne fonctionne(nt) qu'au moment où la demande de puissance est plus grande que la puissance que peut fournir l'appareil préférentiel, et si dans cette période l'appareil préférentiel fonctionne à pleine puissance. Dans tous les autres cas et aussi par défaut, une "régulation de commutation de puissance de pointe" est d'application.

Les valeurs pour $f_{\text{heat},m,\text{pref}}$ sont toujours fonction de la variable auxiliaire x_m , déterminée selon :

$$\text{Eq. 307 } X_m = \frac{\left[\begin{aligned} &\sum_i (1 - f_{\text{as,heat,sec } i,m}) \cdot Q_{\text{heat,gross,sec } i,m} \\ &+ \sum_j (1 - f_{\text{as,water,bath } j,m}) \cdot Q_{\text{water,bath } j,\text{gross},m} \\ &+ \sum_k (1 - f_{\text{as,water,sink } k,m}) \cdot Q_{\text{water,sink } k,\text{gross},m} \\ &+ \sum_l (1 - f_{\text{as,water,other } l,m}) \cdot Q_{\text{water,other } l,\text{gross},m} \\ &+ \sum_n (1 - f_{\text{as,hum},n,m}) \cdot Q_{\text{hum,net},n,m} \\ &+ \sum_o \frac{f_{\text{cool,pref}} \cdot Q_{\text{cool,gross,sec } o,m}}{\text{EER}_{\text{nom}}} \end{aligned} \right]}{(1000 \cdot P_{\text{gen,heat,pref}} \cdot t_m)} \quad (-)$$

où :

x_m la variable auxiliaire pour la détermination de la fraction en demande de chaleur couverte par l'appareil préférentiel : le besoin en chaleur divisé par la production "virtuelle" du générateur en puissance maximale sans interruption pendant le mois considéré, (-) ;

$f_{\text{as}, [...],m}$ la part des besoins de chaleur totaux couverte par un système d'énergie solaire thermique, déterminée selon § 10.4 de l'annexe A.1 au présent arrêté. Avec l'un des indices suivants à la place de [...] : "heat,sec i" pour le besoin de chaleur du secteur énergétique i, les indices "water,bath j", "water,sink k" et "water,other l" pour les besoins de chaleur pour la production d'eau chaude sanitaire pour respectivement douche ou bain j, évier de cuisine k et autre point d'eau l et l'indice "hum,n" pour de besoin de chaleur pour l'humidification d'un appareil n, (-) ;

$Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage du secteur énergétique i, déterminés selon le § 9.2.1 de l'annexe A.1 au présent arrêté pour les unités PER et selon § 6.2 de la présente annexe pour les unités PEN, en MJ ;

$Q_{\text{water,bath } j,\text{gross},m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire pour les douches ou baignoires j , déterminés selon le § 9.3.1 de l'annexe A.1 au présent arrêté pour les unités PER et selon § 6.5 de la présente annexe pour les unités PEN, en MJ ;
$Q_{\text{water,sin } k,\text{gross},m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire des éviers de cuisine k , déterminés selon le § 9.3.1 de l'annexe A.1 au présent arrêté pour les unités PER et selon § 6.5 de la présente annexe pour les unités PEN, en MJ ;
$Q_{\text{water,other } l,\text{gross},m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire des autres points de puisage d'eau chaude l , déterminés selon le § 6.5, en MJ ;
$Q_{\text{hum,net},n,m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification d'un appareil n , déterminés selon le § 5.11, en MJ ;
$f_{\text{cool,pref}}$	la fraction annuelle moyenne de la quantité totale de froid fournie par le(s) générateur(s) de froid connecté(s) préférentiel(s), tel que déterminé au § 7.3.2, (-) ;
EER_{nom}	le coefficient d'efficacité frigorifique, déterminé selon le § 7.5.2, (-) ;
$Q_{\text{cool,gross,sec } o,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique o , fourni par la machine de refroidissement par absorption, déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
$P_{\text{gen,heat,pref}}$	la puissance nominale totale du (des) générateur(s) de chaleur préférentiel(s), en kW ;
t_m	la durée du mois considéré, reprise au Tableau [1], en Ms.

Il faut effectuer une somme sur tous les secteurs énergétique i chauffés par un/des générateur(s) préférentiel(s), sur toutes les douches et/ou baignoires j , les éviers de cuisines k et les autres point de puisage l alimentés par l'eau chaude sanitaire produite par le(s) générateur(s) préférentiel(s), sur tous les humidificateurs n chauffé par le(s) générateur(s) préférentiel(s) et sur tous les secteurs énergétiques o qui font partie d'une unité PEN et qui sont refroidis par la machine de refroidissement par absorption préférentielle.

NOTE 1 La puissance nominale des chaudières est la puissance nominale visée par la directive européenne Chaudières ;

NOTE 2 La puissance thermique des pompes à chaleur est déterminée selon la norme NBN EN 14511, dans les conditions de test explicitées au § 10.2.3.3 de l'annexe A.1 au présent arrêté.

NOTE 3 La puissance thermique d'une installation de cogénération sur site est déterminée selon la méthode pour les appareils au gaz.

Tableau [47] : Fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) générateur(s) préférentiel(s) par fonction, $f_{\text{heat},m,\text{pref}}$, à l'exception des installations de cogénérations sur site et des pompes à chaleur avec l'air extérieur en tant que source de chaleur.

Type de profil de besoin de la fonction	Profil de besoin constant		Profil de besoin fluctuant	
Type de régulation de puissance pointe	régulation de commutation de puissance de pointe	régulation additionnelle de puissance de pointe	régulation de commutation de puissance de pointe	régulation additionnelle de puissance de pointe
$x_m = 0$	1,00	1,00	1,00	1,00
$x_m = 0,05$	0,95	1,00	1,00	1,00
$x_m = 0,15$	0,66	0,90	0,86	0,98
$x_m = 0,25$	0,47	0,79	0,33	0,82
$x_m = 0,35$	0,31	0,67	0,09	0,64
$x_m = 0,45$	0,20	0,57	0,02	0,51
$x_m = 0,55$	0,13	0,51	0	0,41
$x_m = 0,65$	0,10	0,44	0	0,35
$x_m = 0,75$	0,07	0,39	0	0,31
$x_m = 0,85$	0,05	0,36	0	0,27
$x_m = 0,95$	0,05	0,33	0	0,24
$x_m = 1,05$	0,05	0,31	0	0,22
$x_m = 1,10$	0,05	0,30	0	0,20
$1,10 < x_m$	0,05	0,30	0	0,20

Fonctions avec profil de besoin constant : bureau, hébergement, soins de santé avec occupation nocturne, soins de santé sans occupation nocturne, commerce / services, sport sauna/piscine (t° élevée), locaux techniques.

Fonctions avec profil de besoin fluctuant : enseignement, soins de santé salle d'opération, hébergement avec occupation importante, hébergement avec faible occupation, hébergement avec cafétéria/réfectoire, cuisine, sport salle de sport (basse t°), sport fitness/danse (t° moyenne), communs, autre, inconnue.

Tableau [18] : Valeur de la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par une installation de cogénération sur site

Cas		Fraction mensuelle
$V_{stor,cogen} < V_{stor,30\ min}$	$0 \leq x_m < 0,2$	0
	$0,2 \leq x_m < 0,6$	$1,25 \cdot x_m - 0,25$
	$0,6 \leq x_m < 0,92$	0,5
	$0,92 \leq x_m$	$\frac{0,77}{x_m + 0,62}$
$V_{stor,cogen} \geq V_{stor,30\ min}$	$0 \leq x_m < 0,05$	0
	$0,05 \leq x_m < 0,25$	$2,9 \cdot x_m - 0,145$
	$0,25 \leq x_m < 0,42$	$0,94 \cdot x_m + 0,345$
	$0,42 \leq x_m$	$\frac{0,77}{x_m + 0,62}$

Les symboles présents dans le tableau sont définis comme suit :

$V_{stor,cogen}$ le volume d'eau du ballon, servant au stockage de chaleur fournie par l'installation de cogénération, en m³ ;

$V_{stor,30\ min}$ le volume d'eau minimal du ballon afin de couvrir pendant 30 minutes la production de l'installation de cogénération sur site à pleine puissance, en m³, déterminé selon le § A.6.

Tableau [48] : Valeur de la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) générateur(s) préférentiel(s), $f_{\text{heat},m,\text{pref}}$ – générateur préférentiel étant une pompe à chaleur utilisant l'air extérieur comme source de chaleur

Profil de besoin de la fonction	Profil de besoin constant											
Régulation de puissance pointe	régulation de commutation de puissance de pointe						régulation additionnelle de puissance de pointe					
X_{HP}	<2,25	<2,50	<2,75	<3,00	<3,50	$\geq 3,50$	<2,25	<2,50	<2,75	<3,00	<3,50	$\geq 3,50$
$x_m = 0$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
$x_m = 0,05$	0,82	0,87	0,90	0,94	0,94	0,94	0,83	0,89	0,93	0,97	0,99	0,99
$x_m = 0,15$	0,38	0,47	0,53	0,58	0,63	0,65	0,43	0,54	0,65	0,76	0,85	0,89
$x_m = 0,25$	0,25	0,30	0,35	0,42	0,46	0,47	0,33	0,42	0,50	0,61	0,73	0,78
$x_m = 0,35$	0,21	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32	0,30	0,38	0,45	0,54	0,63	0,66
$x_m = 0,45$	0,17	0,19	0,21	0,22	0,22	0,23	0,26	0,33	0,39	0,47	0,54	0,57
$x_m = 0,55$	0,14	0,16	0,16	0,17	0,17	0,17	0,25	0,31	0,36	0,43	0,49	0,51
$x_m = 0,65$	0,11	0,12	0,13	0,13	0,13	0,13	0,20	0,29	0,34	0,38	0,43	0,45
$x_m = 0,75$	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10	0,1	0,18	0,25	0,29	0,34	0,38	0,40
$x_m = 0,85$	0,06	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,17	0,22	0,26	0,30	0,35	0,37
$x_m = 0,95$	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,16	0,21	0,24	0,28	0,33	0,35
$x_m = 1,05$	0	0	0	0	0	0	0,15	0,19	0,22	0,26	0,30	0,32
$x_m = 1,15$	0	0	0	0	0	0	0,15	0,18	0,21	0,25	0,29	0,30
$x_m = 1,20$	0	0	0	0	0	0	0,15	0,16	0,19	0,22	0,27	0,30
$1,20 < x_m$	0	0	0	0	0	0	0,15	0,16	0,19	0,22	0,27	0,30
Profil de besoin de la fonction	Profil de besoin fluctuant											
Régulation de puissance pointe	régulation de commutation de puissance de pointe						régulation additionnelle de puissance de pointe					
X_{HP}	<2,25	<2,50	<2,75	<3,00	<3,50	$\geq 3,50$	<2,25	<2,50	<2,75	<3,00	<3,50	$\geq 3,50$
$x_m = 0$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
$x_m = 0,05$	0,76	0,87	0,95	0,97	0,99	0,99	0,76	0,87	0,95	0,98	1,00	1,00
$x_m = 0,15$	0,45	0,56	0,64	0,73	0,80	0,81	0,46	0,59	0,69	0,78	0,90	0,94
$x_m = 0,25$	0,31	0,36	0,39	0,41	0,41	0,42	0,40	0,51	0,59	0,68	0,77	0,80
$x_m = 0,35$	0,17	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,35	0,43	0,49	0,56	0,62	0,65
$x_m = 0,45$	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,30	0,37	0,42	0,48	0,53	0,54
$x_m = 0,55$	0	0	0	0	0	0	0,24	0,30	0,34	0,38	0,43	0,44
$x_m = 0,65$	0	0	0	0	0	0	0,18	0,23	0,26	0,30	0,35	0,37
$x_m = 0,75$	0	0	0	0	0	0	0,14	0,18	0,21	0,25	0,29	0,31
$x_m = 0,85$	0	0	0	0	0	0	0,11	0,15	0,18	0,22	0,26	0,27
$x_m = 0,95$	0	0	0	0	0	0	0,10	0,13	0,15	0,19	0,23	0,24
$x_m = 1,05$	0	0	0	0	0	0	0,09	0,12	0,14	0,17	0,20	0,22
$x_m = 1,10$	0	0	0	0	0	0	0,07	0,09	0,11	0,16	0,19	0,20
$1,10 < x_m$	0	0	0	0	0	0	0,07	0,09	0,11	0,16	0,19	0,20

Le symbole représenté dans le tableau est défini comme suit :

X_{HP} une variable auxiliaire pour des pompes à chaleur utilisant l'air extérieur comme source de chaleur, déterminée selon § 10.2.2 de l'annexe A.1, (-).

S'il y a un générateur de chaleur non préférentiel pour le secteur énergétique considéré, ou si tous les générateurs de chaleurs non préférentiels ont le même rendement de production selon le § 7.5 (et utilisent le même vecteur énergétique), la fraction mensuelle pour le chauffage du générateur non préférentiel k est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 308 } f_{\text{heat},m,\text{npref } k} = 1 - f_{\text{heat},m,\text{pref}} \quad (-)$$

S'il y a plusieurs générateurs de chaleurs non préférentiels avec différents rendements de production selon le § 7.5 (et/ou qu'ils utilisent différents vecteurs énergétique), les fractions mensuelles pour le chauffage de chaque générateur non préférentiel k sont déterminés comme suit :

$$\text{Eq. 309 } f_{\text{heat},m,\text{npref } k} = (1 - f_{\text{heat},m,\text{pref}}) \cdot \frac{P_{\text{gen},\text{heat},\text{npref } k}}{\sum_k P_{\text{gen},\text{heat},\text{npref } k}} \quad (-)$$

où :

$f_{\text{heat},m,\text{npref } k}$	la fraction mensuelle de la production de chaleur totale fournie par le générateur non préférentiel k , (-) ;
$f_{\text{heat},m,\text{pref}}$	la fraction mensuelle de la production de chaleur totale fournie par le(s) générateur(s) préférentiel (s), (-) ;
$P_{\text{gen},\text{heat},\text{npref } k}$	la puissance nominale totale du (des) générateur(s) non préférentiel(s) k , en kW ;

Il faut effectuer une somme sur tous les générateurs de chaleur non préférentiels k .

NOTE 1 La puissance nominale des chaudières est la puissance nominale visée par la directive européenne Chaudières ;

NOTE 2 La puissance thermique des pompes à chaleur est déterminée selon la norme NBN EN 14511, dans les conditions de test explicitées au § 10.2.3.3 de l'annexe A.1 au présent arrêté.

NOTE 3 La puissance thermique d'une installation de cogénération sur site est déterminée selon la méthode pour les appareils au gaz.

7.3.2 Refroidissement

S'il n'y a qu'un générateur de froid pour le secteur énergétique considéré, ou si tous les générateurs de froid ont le même rendement selon le § 7.5, utilisent le même vecteur énergétique et sont combinés à une même forme de free-chilling, on applique pour la fraction préférentielle moyenne annuelle pour le refroidissement : $f_{\text{cool},\text{pref}} = 1,0$

Dans tous les autres cas, on relève la fraction préférentielle moyenne annuelle du Tableau [19].

En cas d'utilisation d'une machine frigorifique à absorption combinée avec un ou plusieurs autres générateurs de froid, c'est la machine frigorifique à absorption qui est prise comme générateur de froid préférentiel.

En cas d'utilisation d'un système ouvert géo-cooling combiné avec un ou plusieurs autres générateurs de froid, c'est le système ouvert géo-cooling qui est pris comme générateur de froid préférentiel.

Dans tous les autres cas, on prend comme générateur de froid préférentiel le générateur avec le plus haut rendement, déterminé selon le § 7.5.2.

Tableau [19] : Fraction moyenne annuelle du froid fourni par le(s) générateur(s) de froid préférentiel(s) $f_{cool,pref}$, en fonction du rapport des puissances $\beta_{gen,cool}$.

$\beta_{gen,cool}$	$f_{cool,pref}$
de 0,0 à 0,1	0,1
de 0,1 à 0,2	0,2
de 0,2 à 0,3	0,5
de 0,3 à 0,5	0,8
de 0,5 à 1,0	1,0

On détermine le rapport entre la puissance nominale du (des) générateur(s) de froid préférentiel(s) et la puissance nominale de tous les générateurs de froid $\beta_{gen,cool}$ comme suit :

$$\text{Eq. 84} \quad \beta_{gen,cool} = \frac{P_{gen,cool,pref}}{P_{gen,cool,pref} + P_{gen,cool,npref}} \quad (-)$$

où :

$\beta_{gen,cool}$	le rapport entre la puissance nominale de refroidissement du (des) générateur(s) de froid préférentiel(s) et la puissance nominale de refroidissement de tous les générateurs de froid pour le secteur énergétique, (-) ;
$P_{gen,cool,pref}$	la puissance nominale totale de refroidissement du (des) générateur(s) de froid préférentiel(s), en kW ;
$P_{gen,cool,npref}$	la puissance nominale totale de refroidissement du (des) générateur(s) de froid non préférentiel(s), en kW.

La puissance de refroidissement à appliquer pour la détermination de $\beta_{gen,cool}$ des différents types de générateurs de froid s'exprime comme suit :

- machines frigorifiques à compression : la puissance frigorifique mesurée selon la norme NBN EN 14511 dans les conditions nominales (standard rating conditions) ;
- machines frigorifiques à absorption : la puissance frigorifique mesurée soit selon la norme NBN EN 12309-2 ou selon la norme "ARI Standard 560 : 2000" ;
- geo-cooling / système ouvert :

$$\text{Eq. 85} \quad P_{gen,cool,free} = 4187 \cdot \Delta T_{max} \cdot \phi_{well} \quad (\text{kW})$$

où :

ϕ_{well}	le débit du puits de forage, repris dans le permis d'environnement (le débit puisé). S'il y a plusieurs sources, il s'agit du débit total de l'ensemble des sources, en m ³ /s ;
ΔT_{max}	la différence de température entre l'eau puisée et l'eau réinjectée, fixée à 6°C.

7.4 Fraction mensuelle moyenne d'énergie apportée par free-chilling

Le paramètre $f_{cool,m,free}$ permet de valoriser qu'une partie des besoins bruts en énergie pour le refroidissement est couverte par un générateur fonctionnant en mode free-chilling.

La consommation en énergie finale des générateurs fonctionnant en mode free-chilling est en général estimée comme nulle. La consommation réelle de ces générateurs est alors prise en compte dans la partie consommation auxiliaire (§ 8).

Dans le cas où le(s)générateur(s) ne fonctionne(nt) pas en mode free-chilling, la fraction mensuelle moyenne en free-chilling : $f_{cool,m,free} = 0$

Dans le cas d'un système ouvert geo-cooling, celui-ci est toujours considéré comme fonctionnant en mode free-chilling. Dans ce cas : $f_{cool,m,free} = 1$

Une machine frigorifique (refroidie à l'eau) peut fonctionner en mode free-chilling. Dans ce cas, la puissance de refroidissement des tours de refroidissement (free-chilling par air) ou par un échangeur géothermique (geo-cooling / système fermé) est extraite directement sans passer par la machine de refroidissement (bypass).

La fraction mensuelle moyenne en free-chilling est donnée par :

$$\text{Eq. 86} \quad f_{cool,m,free} = f_{cool,free,sizing} \cdot f_{cool,m,free,operation} \quad (-)$$

où :

$f_{cool,free,sizing}$ la fraction annuelle moyenne de la quantité totale de froid fournie par le(s) générateur(s) fonctionnant en mode free-chilling, s'il n'existait pas de limite imposée par les conditions opératoires, telles que déterminé ci-dessous, (-) ;

$f_{cool,m,free,operation}$ la fraction mensuelle moyenne de la quantité totale de froid fournie par le(s) générateur(s) fonctionnant en mode free-chilling imposée par les conditions de fonctionnement, c'est-à-dire s'il n'existait pas de limite imposée par la taille de ce générateur, telles que déterminé ci-dessous, (-).

$$\text{Eq. 87} \quad f_{cool,free,sizing} = \frac{P_{gen,cool,free}}{P_{gen,cool,nfree} + P_{gen,cool,free}} \quad (-)$$

où :

$P_{gen,cool,free}$ la puissance nominale totale de refroidissement du (des) générateur(s) de froid qui ont été conçus pour pouvoir fonctionner en mode free-chilling, en kW ;

$P_{gen,cool,nfree}$ la puissance nominale totale de refroidissement du (des) générateur(s) de froid qui n'ont pas été conçus pour pouvoir fonctionner en mode free-chilling, en kW.

La puissance de froid à appliquer pour la détermination de $f_{cool,free,sizing}$ des différents types de générateurs de froid est donnée ci-dessous :

- machines à compression de froid : la puissance de refroidissement telle que mesurée selon les conditions standard définies dans la norme NBN EN 14511 ;
- machines à absorption : la puissance de refroidissement telle que mesurée soit selon la norme NBN EN 12309-2, soit selon la norme ARI Standard 560:2000.

On tire la valeur de $f_{cool,m,free,operation}$ du Tableau [20].

Tableau [20] : Fraction mensuelle moyenne $f_{cool,m,free,operation}$ des besoins totaux en froid délivrés par un générateur(s) fonctionnant en mode free-chilling en fonction des limitations sur les conditions de fonctionnement

Mois	$f_{cool,m,free,operation}$		
	Free-chilling par air		Geo-cooling / système fermé
	$\theta_{ev} < 16^{\circ}\text{C}$	$\theta_{ev} \geq 16^{\circ}\text{C}$	
janvier	0,966	1,000	0
février	0,909	0,969	0
mars	0,763	0,876	0
avril	0,404	0,834	0,25
mai	0,134	0,482	0,50
juin	0,027	0,339	0,75
juillet	0,014	0,229	0,85
août	0,010	0,176	0,85
septembre	0,030	0,507	0,75
octobre	0,218	0,772	0,40
novembre	0,730	0,886	0
décembre	0,878	0,970	0
Avec : θ_{ev} la température de fonctionnement de l'évaporateur au point de fonctionnement, tel que déterminé au § 7.5.2.3.3, en °C.			

7.5 Rendements de production pour le chauffage et le refroidissement

7.5.1 Rendement de production pour le chauffage

Pour les systèmes multisplit, le rendement de production pour le chauffage est déterminé comme décrit ci-dessous. Pour tous les autres générateurs, le rendement de production d'un producteur de chaleur $\eta_{gen,heat,m}$ se détermine de la même manière que $\eta_{gen,heat}$ dans le cas des unités résidentielles : voir le § 10.2.3 de l'annexe A.1 au présent arrêté.

La valeur par défaut pour la température de retour de conception des appareils d'humidification et des caissons de traitement d'air est de 70°C.

Pour les pompes à chaleur sur boucle d'eau, le Ministre peut déterminer les règles de calcul.

Le rendement de production mensuel d'un système multi-split à débit de réfrigérant variable (VRF⁵) est déterminé comme suit :

- si les unités extérieures et intérieures sont mises sur le marché à partir du 01/01/2018, ont une puissance nominale supérieure à 12 kW mais inférieure ou égale à 1 MW et si le fabricant ne fournit pas de documentation technique selon le Règlement européen (UE) n°2016/2281 pour la combinaison appliquée mais bien pour une ou plusieurs autres combinaisons du même type d'unité extérieure avec le même type d'unité intérieure, on a :

$$\text{Eq. 411 } \eta_{\text{gen,heat,m}} = \frac{3,30 \cdot f_{\text{length,vrf,heat}}}{f_{\text{rec,m,vrf}}} \quad (-)$$

- dans tous les autres cas, on a :

$$\text{Eq. 412 } \eta_{\text{gen,heat,m}} = \frac{\eta_{\text{gen,heat}} \cdot f_{\text{length,vrf,heat}}}{f_{\text{rec,m,vrf}}} \quad (-)$$

où :

$\eta_{\text{gen,heat}}$	le rendement de production de la pompe à chaleur électrique, déterminé selon le § 10.2.3.3 de l'annexe A.1 au présent arrêté, (-) ;
$f_{\text{rec,m,vrf}}$	le facteur de récupération mensuel de chaleur déterminé selon § 7.5.1.1 (-) ;
$f_{\text{length,vrf,heat}}$	le facteur de longueur de conduite du système VRF en mode chauffage qui prend en compte l'effet de la plus grande longueur de conduite entre l'unité extérieure et l'unité intérieure la plus éloignée sur le rendement de production du système VRF déterminé selon § 7.5.1.2, (-) .

Le rendement de production mensuel d'autres systèmes multi-split (qui ne sont pas VRF) est déterminé comme suit :

- si les unités extérieures et intérieures sont mises sur le marché à partir du 01/01/2018, ont une puissance nominale supérieure à 12 kW mais inférieure ou égale à 1 MW et si le fabricant ne fournit pas de documentation technique selon le Règlement européen (UE) n°2016/2281 pour la combinaison appliquée mais bien pour une ou plusieurs autres combinaisons du même type d'unité extérieure avec le même type d'unité intérieure, on a :

$$\eta_{\text{gen,heat,sec i,m}} = 3,30 \quad (-)$$

- dans tous les autres cas, on a :

$$\text{Eq. 413 } \eta_{\text{gen,heat,sec i,m}} = \eta_{\text{gen,heat}} \quad (-)$$

où :

$\eta_{\text{gen,heat}}$	le rendement de production de la pompe à chaleur électrique, déterminé selon le § 10.2.3.3 de l'annexe A.1, (-).
--------------------------	--

⁵ Un système multi-split à débit de réfrigérant variable (VRF : Variable Refrigerant Flow) est constitué de plusieurs unités intérieures alimentées en réfrigérant et qui peuvent travailler en mode évaporateur (climatisation) ou condenseur (chauffage) et d'une seule unité extérieure. Les unités intérieures sont reliées à l'unité extérieure au moyen d'un circuit de réfrigérant. Pour les systèmes VRF qui permettent le chauffage et le refroidissement simultané, il est possible de réaliser du transfert d'énergie thermique entre les zones du bâtiment à refroidir et celles à chauffer au même moment.

7.5.1.1 Facteur de récupération mensuel de chaleur $f_{rec,m,vrf}$

Le facteur de récupération mensuel de chaleur est déterminé comme suit.

- Si le système VRF ne permet pas le fonctionnement simultané en mode chauffage et refroidissement pour la récupération de chaleur, ou si les unités intérieures du(des) secteur(s) énergétique(s) de l'unité PEN pour laquelle $f_{rec,m,vrf}$ est déterminé ne sont pas toutes connectées à la même unité extérieure, alors :

$$f_{rec,m,vrf} = 1 \quad (-)$$

- Si le système VRF permet le fonctionnement simultané en mode chauffage et refroidissement pour la récupération de chaleur, et que toutes les unités intérieures du(des) secteur(s) énergétique(s) de l'unité PEN pour laquelle $f_{rec,m,vrf}$ est déterminé sont connectées à la même unité extérieure, alors :

$$\text{Eq. 414} \quad f_{rec,m,vrf} = \left(\frac{\left(\frac{\sum_i Q_{heat,gross,sec\ i,m}}{\sum_i Q_{heat,gross,sec\ i,m} + \sum_i Q_{cool,gross,sec\ i,m}} \right)^{C_{rec}}}{+ \left(\frac{\sum_i Q_{cool,gross,sec\ i,m}}{\sum_i Q_{heat,gross,sec\ i,m} + \sum_i Q_{cool,gross,sec\ i,m}} \right)^{C_{rec}}} \right) \quad (-)$$

où :

$Q_{cool,gross,sec\ i,m}$	les besoins mensuels bruts pour le refroidissement du secteur énergétique i , déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
$Q_{heat,gross,sec\ i,m}$	les besoins mensuels bruts pour le chauffage du secteur énergétique i , déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
C_{rec}	une constante qui prend en compte la simultanéité des besoins de chauffage et de refroidissement dans le(s) secteur(s) énergétique(s) concerné(s) pour chaque partie fonctionnelle, tel que déterminée ci-dessous, (-).

Il faut effectuer une somme sur tous les secteurs énergétique i qui font partie de l'unité PEN alimentée par le système VRF.

Exception : dans le cas où aussi bien $\sum_i Q_{heat,gross,sec\ i,m}$ que $\sum_i Q_{cool,gross,sec\ i,m}$ sont égaux à 0, alors $f_{rec,m,vrf}$ est pris égal à 1.

La valeur de la constante C_{rec} est définie dans le Tableau [49] sur base de la partie fonctionnelle couvrant la plus grande surface au sol dans le secteur énergétique ou dans les secteurs énergétiques reliés à un même système VRF.

Tableau [49] : Constante qui prend en compte la simultanéité des besoins de chauffage et de refroidissement C_{rec}

Fonctions		C_{rec}
Hébergement		1,08
Bureaux		1,08
Enseignement		1,03
Soins de santé	Avec occ. nocturne	1,08
	Sans occ. nocturne	1,08
	Salle d'opération	1,08
Rassemblement	Occupation importante	1,03
	Faible occupation	1,03
	Cafétéria / Réfectoire	1,03
Cuisine		1,03
Commerce / Services		1,08
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	1,03
	Fitness / Danse	1,03
	Sauna / Piscine	1,03
Locaux techniques		1,03
Communs		1,03
Autre		1,03
Inconnue		1,03

Si, dans le secteur énergétique ou dans les secteurs énergétiques reliés à un même système VRF, la partie fonctionnelle couvrant la plus grande surface au sol a un C_{rec} égal à 1,08 selon le Tableau [49] et que la somme des surfaces au sol des autres parties fonctionnelles ayant également un C_{rec} égal à 1,08 selon le Tableau [49] couvrent une surface supérieure à 25% de la surface au sol totale du(des) secteur(s) énergétique(s) concerné(s), alors la valeur de C_{rec} est augmentée à 1,25.

7.5.1.2 Facteur de longueur de conduite pour le chauffage $f_{\text{length,vrf,heat}}$

Valeur par défaut

La valeur par défaut pour $f_{\text{length,vrf,heat}}$ est de 0,9.

Méthode détaillée

Le facteur de longueur de conduite pour le chauffage $f_{\text{length,vrf,heat}}$ est donné par :

$$\text{Eq. 415 } f_{\text{length,vrf,heat}} = \text{MAX}\left(0 ; \text{MIN}\left(\left(1 - (\text{MAX}(l_{\text{vrf,i}}) - 7) \cdot 0,00035\right) ; 1\right)\right) \quad (-)$$

où :

$l_{\text{vrf,i}}$ la longueur de conduite entre l'unité extérieure et l'unité intérieure i, en m.

Le maximum de $l_{\text{vrf,i}}$ doit être déterminé pour toutes les unités intérieures qui sont reliées à l'unité extérieure du système VRF.

7.5.2 Rendement de production pour le refroidissement

Si aucun refroidissement actif n'est appliqué, on pose par hypothèse que le rendement de production est égal à 5, avec l'électricité comme vecteur énergétique.

Si une installation de refroidissement actif est effectivement placée, et cela dans le cas d'une machine frigorifique à compression et/ou une machine à absorption, alors le rendement de production mensuel pour le refroidissement $\eta_{\text{gen,cool,m}}$ doit être déterminé selon le Tableau [50].

Pour les pompes à chaleur sur boucle d'eau, le Ministre peut déterminer les règles de calcul.

Pour les autres générateurs de froid, on détermine le rendement de production $\eta_{\text{gen,cool,m}}$ sur base d'une demande d'équivalence.

Tableau [50] : Formules et valeurs des paramètres pour la détermination du rendement de production mensuel pour le refroidissement actif

N°	Fluide dans le condenseur	Fluide dans l'évaporateur	Dénomination du générateur de froid	$\eta_{\text{gen,cool,m}}$
1a	air	air	Climatiseur refroidi par air, ou système multi-split à condensation par air	$\frac{EER_{\text{nom}}}{f_{\text{PL}} \cdot f_{\theta,\text{m}}}$
1b			Système Multisplit refroidi par air avec débit de réfrigérant variable (VRF)	$\frac{EER_{\text{nom}}}{f_{\text{PL}} \cdot f_{\theta,\text{m}} \cdot f_{\text{rec,m,vrf}}} \cdot f_{\text{length,vrf,cool}}$
2a	eau / eau glycolée	air	Climatiseur refroidi par eau, ou système multi-split à condensation par eau	$\frac{EER_{\text{nom}}}{f_{\text{PL}} \cdot f_{\theta,\text{m}}}$
2b			Système Multisplit refroidi par eau avec débit de réfrigérant variable (VRF)	$\frac{EER_{\text{nom}}}{f_{\text{PL}} \cdot f_{\theta,\text{m}} \cdot f_{\text{rec,m,vrf}}} \cdot f_{\text{length,vrf,cool}}$
3	air	eau	Pompe à chaleur air/eau, ou groupe frigorifique refroidi par air avec ou sans condenseur séparé	$\frac{EER_{\text{nom}}}{f_{\text{PL}} \cdot f_{\theta,\text{m}}}$
4	eau / eau glycolée	eau	Pompe à chaleur eau (glycolée)/eau, ou groupe frigorifique refroidi par eau avec ou sans condenseur séparé	$\frac{EER_{\text{nom}}}{f_{\text{PL}} \cdot f_{\theta,\text{m}}}$
5	air / eau	eau	Machine à absorption	$\frac{EER_{\text{nom}}}{\left(\frac{f_{\text{heat,m,pref}}}{\eta_{\text{gen,heat,pref}}} + \frac{1 - f_{\text{heat,m,pref}}}{\eta_{\text{gen,heat,npref}}} \right)}$

où :

EER_{nom} le coefficient d'efficacité frigorifique, déterminé selon le § 7.5.2.1, (-) ;

f_{PL} le facteur de charge partielle qui tient compte du comportement à charge partielle du générateur de froid selon le § 7.5.2.2, (-) ;

$f_{\theta,\text{m}}$ le facteur de température mensuel qui tient compte de la modification de performance de la machine entre les ratios des températures des fluides secondaires au condenseur et à l'évaporateur au point de fonctionnement et dans les conditions nominales définies par les conditions standard de la norme NBN EN 14511 selon le § 7.5.2.3, (-) ;

$f_{\text{rec,m,vrf}}$ le facteur de récupération mensuel pour le refroidissement, déterminé selon le § 7.5.1, (-) ;

$f_{\text{length,vrf,cool}}$ le facteur de longueur de conduite du système VRF en mode refroidissement qui prend en compte l'effet de la plus grande longueur de conduite entre l'unité extérieure et l'unité intérieure

	la plus éloignée sur le rendement de production du système VRF déterminé selon le § 7.5.2.4, (-) ;
$f_{\text{heat,m,pref}}$	la fraction mensuelle moyenne de la quantité totale de chaleur fournie par le(s) générateur(s) de chaleur connectés préférentiel(s) : - vaut 1 pour les machines frigorifiques à absorption chauffées directement, (-) ; - déterminé selon le § 7.5.1 pour les machines frigorifiques à absorption chauffées indirectement, (-) ;
$\eta_{\text{gen,heat,pref}}$	le rendement de production du (des) générateur(s) de chaleur préférentiel(s) : - vaut 1 pour les machines frigorifiques à absorption chauffées directement, (-) ; - déterminé selon le § 7.5.1 pour les machines frigorifiques à absorption chauffées indirectement, (-) ;
$\eta_{\text{gen,heat,npref}}$	le rendement de production du (des) générateur(s) de chaleur non préférentiel(s) : - vaut 1 pour les machines frigorifiques à absorption chauffées directement, (-) ; - déterminé selon le § 7.5.1 pour les machines frigorifiques à absorption chauffées indirectement, (-).

7.5.2.1 Le coefficient d'efficacité frigorifique EER_{nom}

Valeur par défaut

On relève la valeur par défaut du Tableau [51].

Tableau [51] : Valeurs par défaut pour la détermination du rendement de production pour le refroidissement actif

N°	Fluide dans le condenseur	Fluide dans l'évaporateur	Dénomination du générateur de froid	EER_{nom}	f_{PL}	$\theta_{co,nom}$	$\theta_{ev,nom}$
1a	air	air	Climatiseur refroidi par air, ou système multi-split à condensation par air	2,1	1,25	35	27
1b			Système Multisplit refroidi par air avec débit de réfrigérant variable (VRF)				
2a	eau / eau glycolée	air	Climatiseur refroidi par eau, ou système multi-split à condensation par eau	3,05	1,25	30	27
2b			Système Multisplit refroidi par eau avec débit de réfrigérant variable (VRF)				
3	air	eau	Pompe à chaleur air/eau, ou groupe frigorifique refroidi par air avec ou sans condenseur séparé	2,1	1,25	35	7
4	eau / eau glycolée	eau	Pompe à chaleur eau (glycolée)/eau, ou groupe frigorifique refroidi par eau avec ou sans condenseur séparé	3,05	1,25	30	7
5	air / eau	eau	Machine à absorption	0,7	–	–	–

Méthode détaillée

Pour les machines à compression, EER_{nom} est équivalent à EER_{test} tel que défini par les conditions standard de la norme NBN EN 14511, partie 2 de la norme.

Pour les machines frigorifiques alimentées thermiquement, EER_{nom} est équivalent à EER_{test} tel que défini par les conditions standard de la norme ARI Standard 560-2000.

7.5.2.2 Facteur de charge partielle f_{PL}

Valeur par défaut

On relève la valeur par défaut du Tableau [51].

Méthode détaillée

L'équation pour le facteur de charge partielle est donnée par :

$$\text{Eq. 420 } f_{PL} = \min \left[1,25 ; \max \left[0,5 ; 2,64 - 1,19 \cdot \left(\frac{SEER}{EER_{nom}} \right) \right] \right] \quad (-)$$

avec :

SEER le coefficient de performance saisonnière pour les machines frigorifiques à compression, déterminé selon la norme NBN EN 14825, (-) ;

EER_{nom} le coefficient d'efficacité frigorifique, déterminé selon le § 7.5.2.1, (-).

7.5.2.3 Facteur de température mensuel $f_{\theta,m}$

Le facteur de température mensuel est déterminé par :

$$\text{Eq. 91 } f_{\theta,m} = 1 + C_{\theta,1} \cdot \Delta\theta_m + C_{\theta,2} \cdot \Delta\theta_m^2 \quad (-)$$

où :

$C_{\theta,1}$ une constante pour le calcul du facteur de température mensuel, tel que déterminé au § 7.5.2.3.1 ;

$C_{\theta,2}$ une constante pour le calcul du facteur de température mensuel, tel que déterminé au § 7.5.2.3.1 ;

$\Delta\theta_m$ la différence entre les rapports de température entre le condenseur et l'évaporateur dans le point de fonctionnement et le point de fonctionnement nominal, tel que défini ci-dessous, (-).

avec :

$$\text{Eq. 92 } \Delta\theta_m = \frac{(\theta_{co,m} + 273,15)}{(\theta_{ev} + 273,15)} - \frac{(\theta_{co,nom} + 273,15)}{(\theta_{ev,nom} + 273,15)} \quad (-)$$

où :

$\theta_{co,m}$ la température moyenne mensuelle de fonctionnement du condenseur au point de fonctionnement, tel que déterminé au § 7.5.2.3.2, en °C ;

θ_{ev} la température de fonctionnement de l'évaporateur au point de fonctionnement, tel que déterminé au § 7.5.2.3.3, en °C ;

$\theta_{co,nom}$ la température de fonctionnement du condenseur dans les conditions nominales, tel que déterminé au § 7.5.2.3.4, en °C ;

$\theta_{ev,nom}$ la température de fonctionnement de l'évaporateur dans les conditions nominales, tel que déterminé au § 7.5.2.3.4, en °C.

7.5.2.3.1 Constantes pour la détermination du facteur de température mensuel

Valeur par défaut

On relève la valeur par défaut du Tableau [23] :

Tableau [23] : Valeurs par défaut pour la détermination du facteur de température mensuel

Référence de machine frigorifique selon Tableau [50]	$C_{\theta,1}$	$C_{\theta,2}$
1a, 1b, 3	5,24	7,78
2a, 2b, 4	8,81	30,9

Méthode détaillée

On relève la valeur par défaut du Tableau [24] :

Tableau [24] : Constantes pour la détermination du facteur de température mensuel

Référence de machine frigorifique selon Tableau [50]	Type de compresseur	$C_{\theta,1}$	$C_{\theta,2}$
1a, 1b, 3	Compresseur à pistons	5,24	7,78
	Compresseur scroll	7,33	18,6
	Compresseur à vis	6,41	17,0
2a, 2b, 4	Compresseur scroll	8,81	30,9
	Compresseur à vis	9,14	42,8
	Compresseur centrifuge	9,98	40,1

7.5.2.3.2 Température de fonctionnement mensuelle du condenseur $\theta_{co,m}$

Valeur par défaut

On relève la valeur par défaut du Tableau [25].

Méthode détaillée

- Pour les machines frigorifiques refroidies directement à l'air, reprendre la valeur de $\theta_{co,m}$ au Tableau [25].
- Pour les machines frigorifiques refroidies à l'eau qui utilisent une tour de refroidissement $\theta_{co,m}$ est égale à la température d'eau glacée à l'entrée du condenseur, telle que prévue dans le dimensionnement.
- Pour les autres machines frigorifiques refroidies à l'eau $\theta_{co,m}$ est égale à la température d'eau glacée à l'entrée du condenseur, telle que prévue dans le dimensionnement, déterminé selon des règles déterminées par le Ministre ou, à défaut, sur base d'une demande d'équivalence.

Tableau [25] : Température de fonctionnement mensuelle du condenseur $\theta_{co,m}$

Référence de machine frigorifique selon Tableau [50]	Jan	Fév	Mar	Avr	Mai	Juin	Juil	Aôut	Sep	Oct	Nov	Déc
1a, 1b, 3	4,1	5,1	8,3	11,3	15,5	18,2	19,7	20,5	16,4	12,5	7,3	4,4
2a, 2b, 4 avec tour de refroidis.	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
2a, 2b, 4 avec géo-cooling	9,2	9,9	10,3	10,9	11,7	12,3	12,5	12,7	12,0	11,2	10,4	9,9

7.5.2.3.3 Température à l'évaporateur au point de fonctionnement θ_{ev}

Valeur par défaut

On relève la valeur par défaut du Tableau [26] :

Tableau [26] : Température à l'évaporateur au point de fonctionnement θ_{ev}

Référence de machine frigorifique selon Tableau [50]	Système d'émission	θ_{ev}
1a, 1b, 2a, 2b	-	26
3, 4, 5	plafonds froids et/ou poutres froides	16
	batteries froides dans des unités de traitement d'air ou ventiloconvecteurs ou autres	6

Si la machine frigorifique outre les plafonds froids et/ou les poutres froides utilise un autre système d'émission, la température à l'évaporateur au point de fonctionnement doit être prise égale à 6°C.

Méthode détaillée

La température de l'évaporateur au point de fonctionnement θ_{ev} est déterminée par le dimensionnement du système d'émission et doit être déterminée par les règles déterminées par le Ministre ou, à défaut, sur base du principe d'équivalence.

7.5.2.3.4 Températures au condenseur et à l'évaporateur au point de fonctionnement et dans les conditions nominales $\theta_{co,nom}$ et $\theta_{ev,nom}$

Valeur par défaut

Dans le cas où on prend une valeur par défaut pour le coefficient d'efficacité frigorifique EER_{nom} de la machine à compression, les valeurs par défaut $\theta_{co,nom}$ et $\theta_{ev,nom}$ sont reprises au Tableau [51].

Méthode détaillée

Dans le cas où l'on ne prend pas la valeur par défaut pour le coefficient d'efficacité frigorifique EER_{nom} de la machine à compression, les températures au condenseur et à l'évaporateur au point de fonctionnement et dans les conditions

nominales $\theta_{co,nom}$ en $\theta_{ev,nom}$ au moyen desquelles le EER_{test} est déterminé, sont fixées par les standard rating conditions de la partie 2 de la norme NBN EN 14511.

Notes :

- Pour les machines refroidies par air (générateurs de froid numéros 1a, 1b et 3), $\theta_{co,nom}$ est la température bulbe sec à l'entrée du condenseur.
- Pour les machines refroidies par eau (générateurs de froid numéros 2a, 2b et 4), $\theta_{co,nom}$ est la température à l'entrée du condenseur.
- Pour les machines qui délivrent de la chaleur à l'air (générateurs de froid numéros 1a, 1b, 2a et 2b), $\theta_{ev,nom}$ est la température bulbe sec à l'entrée de l'évaporateur.
- Pour les machines qui délivrent de la chaleur à l'eau (générateurs de froid numéros 3 et 4), $\theta_{ev,nom}$ est la température à la sortie de l'évaporateur.

7.5.2.4 Facteur de longueur de conduite pour le refroidissement $f_{length,vrf,cool}$

Valeur par défaut

La valeur par défaut pour $f_{length,vrf,cool}$ est de 0,7.

Méthode détaillée

Le facteur de longueur de conduite pour le refroidissement $f_{length,vrf,cool}$ est donnée par :

$$\text{Eq. 416 } f_{length,vrf,cool} = \text{MAX}\left(0 ; \text{MIN}\left(\left(1 - \left(\text{MAX}(l_{vrf,i}) - 7\right) \cdot 0,001\right) ; 1\right)\right) \quad (-)$$

où :

$l_{vrf,i}$ la longueur de conduite entre l'unité extérieure et l'unité intérieure i, en m.

Le maximum de $l_{vrf,i}$ doit être déterminé pour toutes les unités intérieures qui sont reliées à l'unité extérieure du système VRF.

7.6 Consommation finale mensuelle d'énergie pour l'eau chaude sanitaire

Pour les douches et/ou baignoires i (indice "bath") et les éviers de cuisine j (indice "sink"), le calcul de la consommation finale mensuelle d'énergie pour l'eau chaude sanitaire est analogue à la méthode appliquée aux unités résidentielles. Il faut donc appliquer le § 10.3 de l'annexe A.1 au présent arrêté.

Pour les autres points de puisage d'eau chaude k (indice "other"), on applique également le § 10.3 de l'annexe A.1 au présent arrêté mais en transposant les formules qui s'appliquent aux éviers (indice "sink" de l'annexe A.1 au présent arrêté).

La consommation finale d'énergie des points de puisage qui sont desservis par un "combilus" est déterminée selon des spécifications complémentaires déterminées par le Ministre.

8 Consommation mensuelle d'énergie auxiliaire

La consommation mensuelle d'énergie auxiliaire est déterminée dans ce chapitre. La conversion en consommation d'énergie primaire s'effectue au § 10.5.

8.1 Consommation d'électricité des ventilateurs affectés à la ventilation et à la circulation

8.1.1 Principe

La consommation d'électricité des ventilateurs affectés à la ventilation et à la circulation de l'air dans l'unité PEN est déterminée comme la somme de trois termes :

- la consommation des ventilateurs liée à la ventilation hygiénique ;
- la consommation des ventilateurs liée à la ventilation additionnelle mécanique en journée ;
- la consommation des ventilateurs liée à la ventilation additionnelle mécanique pendant la nuit.

Chacun de ces termes est le produit du nombre d'heures de service fixé ci-dessous et de la puissance effective à laquelle une pondération pour la régulation peut être intégrée.

Pour la ventilation hygiénique, la puissance effective est déterminée à l'aide du débit d'air $\dot{V}_{\text{hyg,fct } f}$ utilisé au § 5.6.2.2, sauf si l'on démontre, sur base de la puissance installée réelle des ventilateurs, qu'une valeur inférieure s'applique pour la puissance effective. Pour les ventilations additionnelles, il est exigé de se baser sur les débits et puissances réels mesurés sur site.

On calcule la consommation annuelle d'électricité des ventilateurs suivant le § 8.1.2. Si la ventilation est entièrement naturelle et qu'il n'y a pas de ventilateurs, la consommation est évidemment égale à zéro.

8.1.2 Consommation d'électricité des ventilateurs

On détermine la consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs de l'unité PEN, $W_{\text{fans,m}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 93} \quad W_{\text{fans,m}} = \sum_f W_{\text{fans,fct } f,m} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$W_{\text{fans,fct } f,m}$ la consommation mensuelle d'électricité de tous les ventilateurs au service de la partie fonctionnelle f , en kWh. La détermination s'effectue soit à l'aide de valeurs forfaitaires, selon le § 8.1.3, soit à l'aide des puissances installées réelles des moteurs électriques, selon le § 8.1.4. Dans le cas où une ventilation additionnelle mécanique doit être prise en compte, seul le calcul à l'aide des puissances installées réelles des moteurs électriques tel que décrit au § 8.1.4. est accepté.

Il faut effectuer une sommation sur toutes les parties fonctionnelles f appartenant à l'unité PEN.

Particularité de la fonction "Enseignement" : la consommation mensuelle d'électricité de tous les ventilateurs, $W_{fans, fct f, m}$, est considérée être nulle durant les mois de juillet et d'août.

8.1.3 Consommation d'électricité pour les ventilateurs par partie fonctionnelle à l'aide de valeurs par défaut

S'il est fait usage de ventilation additionnelle mécanique, la méthode utilisant les valeurs par défaut décrite ci-dessous ne peut être appliquée que si, dans la partie fonctionnelle considérée, $\dot{V}_{add, fct f}$ et $\dot{V}_{add m, fct f}$ ne sont pas déterminés sur base d'un rapport de mesure. Si $\dot{V}_{add, fct f}$ ou $\dot{V}_{add m, fct f}$ sont déterminés sur base d'un rapport de mesure, alors la méthode du § 8.1.4 doit toujours être appliquée. La valeur par défaut pour la consommation mensuelle d'électricité pour les ventilateurs dans la partie fonctionnelle f , $W_{fans, fct f, m}$, est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 399 } W_{fans, fct f, m} = P_{def, fct f} \cdot (f_{fans, hyg, fct f, m} + f_{V, add m, nightcool, fct f, m}) \cdot \frac{t_m}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$P_{def, fct f}$	la puissance effective forfaitaire des ventilateurs de pulsion et/ou d'extraction, de la partie fonctionnelle considérée, telle que déterminée ci-après, en W ;
$f_{fans, hyg, fct f, m}$	la fraction de temps pendant laquelle les ventilateurs sont en service pour la ventilation hygiénique, dans la partie fonctionnelle considérée et au cours du mois considéré, déterminée selon le § 8.1.5, (-) ;
$f_{V, add m, night, cool, fct f, m}$	la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation additionnelle mécanique pendant la nuit est en service dans la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.4.1, (-) ;
t_m	la durée du mois considéré, reprise au Tableau [1], en Ms.

La valeur par défaut pour la puissance effective des ventilateurs, $P_{def, fct f}$, est donnée par :

$$\text{Eq. 95 } P_{def, fct f} = C_{sys} \cdot \dot{V}_{hyg, fct f} \quad (\text{W})$$

où :

C_{sys}	une constante dépendant du système de ventilation présent dans la partie fonctionnelle f , tel que déterminé ci-après, en Wh/m ³ ;
$\dot{V}_{hyg, fct f}$	le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique dans la partie fonctionnelle f du secteur énergétique i , déterminé selon les principes spécifiés au § 5.6.2.2, en m ³ /h.

- Dans le cas d'un système où seule l'extraction est mécanique : $C_{sys} = 0,33$ Wh/m³.
- Dans le cas d'un système où l'alimentation est mécanique, éventuellement en combinaison avec une extraction mécanique, sans pré-refroidissement de l'air de ventilation : $C_{sys} = 0,55$ Wh/m³.

- Dans tous les autres cas : $C_{sys} = 0,85 \text{ Wh/m}^3$.

8.1.4 Consommation d'électricité pour les ventilateurs par partie fonctionnelle sur base des puissances installées réelles

Dans ce cas, on détermine la consommation mensuelle d'électricité pour les ventilateurs dans la partie fonctionnelle f , $W_{fans,fct f,m}$, comme suit :

$$W_{fans,fct f,m} = W_{fans,hyg,fct f,m} + W_{fans,add m,day,cool,fct f,m} + W_{fans,add m,night,cool,fct f,m} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$$\text{Eq. 311} \quad W_{fans,hyg,fct f,m} = \sum_j \left(0,8 \cdot f_{ctrl,j} \cdot f_{fans,mod} \cdot P_{instal,j} \cdot \frac{\dot{V}_{hyg,fct f,j}}{\dot{V}_{hyg,j}} \cdot f_{fans,hyg,fct f,m} \cdot \frac{t_m}{3,6} \right) \quad (\text{kWh})$$

$$\text{Eq. 312} \quad W_{fans,add m,day,cool,fct f,m} = \sum_j \left(0,8 \cdot (1 - f_{ctrl,j} \cdot f_{fans,mod}) \cdot P_{instal,j} \cdot \frac{\dot{V}_{add m,fct f,j}}{\dot{V}_{add m,j}} \cdot f_{V,add m,day,cool,fct f,m} \cdot \frac{t_m}{3,6} \right) \quad (\text{kWh})$$

$$\text{Eq. 313} \quad W_{fans,add m,night,cool,fct f,m} = \sum_j \left(0,8 \cdot P_{instal,j} \cdot \frac{\dot{V}_{add m,fct f,j}}{\dot{V}_{add m,j}} \cdot f_{V,add m,night,cool,fct f,m} \cdot \frac{t_m}{3,6} \right) \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{fans,hyg,fct f,m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour les ventilateurs liée à la ventilation hygiénique dans la partie fonctionnelle f , en kWh ;
$W_{fans,add m,day,cool,fct f,m}$	la consommation additionnelle mensuelle d'électricité pour les ventilateurs liée à la ventilation additionnelle mécanique en journée dans la partie fonctionnelle f , en kWh ;
$W_{fans,add m,night,cool,fct f,m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour les ventilateurs liée à la ventilation additionnelle mécanique pendant la nuit dans la partie fonctionnelle f , en kWh ;
$f_{ctrl,j}$	un facteur de réduction pour la régulation du ventilateur j , repris au Erreur ! Source du renvoi introuvable. , (-) ;
$f_{fans,mod}$	un facteur de réduction de la puissance installée pour le fonctionnement en mode hygiénique, comme déterminé ci-dessous ;
$P_{instal,j}$	la valeur de calcul pour la puissance électrique installée du ventilateur, telle que déterminée ci-après, en W ;
$\dot{V}_{hyg,fct f,j}$	la part du débit de conception du ventilateur j pour la ventilation hygiénique au profit de la partie fonctionnelle f , en m^3/h ;

$\dot{V}_{hyg,j}$	le débit de conception total du ventilateur j pour la ventilation hygiénique, en m³/h ;
$f_{fans,hyg,fct f,m}$	la fraction de temps pendant laquelle les ventilateurs sont en service au cours du mois considéré pour la ventilation hygiénique, déterminée selon le § 8.1.5, (-) ;
t_m	la durée du mois considéré, reprise au Tableau [1], en Ms ;
$\dot{V}_{add m,fct f,j}$	la part du débit de conception du ventilateur j pour la ventilation additionnelle mécanique au profit de la partie fonctionnelle f, établi par des mesures in situ réalisées conformément aux règles déterminées par le Ministre, en m³/h. En l'absence de mesures, cette valeur est égale à $\dot{V}_{hyg,fct f,j}$;
$\dot{V}_{add m,j}$	le débit de conception total du ventilateur j pour la ventilation additionnelle mécanique, en m³/h ;
$f_{V,add m,day,cool,fct f,m}$	la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation additionnelle mécanique en journée est en service dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.3.2, (-) ;
$f_{V,add m,night,cool,fct f,m}$	la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation additionnelle mécanique pendant la nuit est en service dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.4.1, (-).

et où $f_{fans,mod}$ vaut :

- dans le cas d'une régulation à vitesse de rotation variable :

Eq. 314 $f_{fans,mod} = \left(\frac{\dot{V}_{hyg,fct f}}{\dot{V}_{add m,fct f}} \right)^{2.5}$ (-)

- dans les autres cas : $f_{fans,mod} = 1$.

Il faut faire une sommation sur tous les ventilateurs j qui desservent la partie fonctionnelle f.

Tableau [52] : Facteur de réduction $f_{ctrl,j}$ pour la régulation des ventilateurs

Type de système de chauffage dans partie fonctionnelle ¹	Sorte de régulation		
	Pas de régulation ou régulation par obturation	Régulation par aubage mobile ou régulation des pales	Régulation à vitesse de rotation variable

<ul style="list-style-type: none"> • Systèmes avec numéro de système 1, 2, 4, 5, 6 ou 8 selon le Tableau [16] • Systèmes avec chauffage local • Systèmes où la température exigée pour l'insufflation d'air est obtenue en mélangeant un flux d'air chauffé et un flux d'air refroidi 	1,00	0,75	0,65
<ul style="list-style-type: none"> • Systèmes avec numéro de système 3, 7 selon le Tableau [16] 	1,00	0,65	0,50

Remarque 1 : si l'application du **Erreur ! Source du renvoi introuvable.** mène à deux valeurs différentes pour le facteur de réduction (dû au fait que les systèmes dans les parties fonctionnelles desservies tombent dans différentes lignes du tableau), alors il faut prendre la valeur la plus élevée des deux.

Remarque 2 : on ne peut considérer comme telle une régulation du débit d'air volumique que si, pendant que la régulation est en service, le débit d'air volumique minimal exigé par la réglementation pour le renouvellement de l'air est garanti durant la période normale de service.

On détermine la valeur de calcul de la puissance électrique installée d'une des deux manières suivantes :

- la puissance électrique maximale du moteur électrique, y compris le cas échéant tous les starters, en W ;
- la puissance électrique maximale de la combinaison moteur électrique-ventilateur, y compris le cas échéant tous les starters, en W ;

Pour la définition de la puissance électrique maximale, il est fait référence au § 2 de l'annexe A.1 au présent arrêté.

8.1.5 Fraction du temps pendant laquelle les ventilateurs sont en service pour la ventilation hygiénique

La fraction du temps pendant laquelle les ventilateurs sont en service pour la ventilation hygiénique au cours d'un mois donné, $f_{fans,hyg,fct f,m}$, est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 97} \quad f_{fans,hyg,fct f,m} = f_{vent,heat,fct f} \quad (-)$$

où :

$f_{vent,heat,fct f}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation est en service dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, tel que repris au

Tableau [7], (-).

8.2 Consommation d'électricité des circulateurs

8.2.1 Principe

Dans ce chapitre, la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la distribution est déterminée. La conversion en énergie primaire se fait au § 10.5.

8.2.2 Règle de calcul pour la consommation d'énergie auxiliaire pour la distribution

8.2.2.1 Règle de calcul générale

On détermine la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la distribution dans l'unité PEN, $W_{aux,dis,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 315 } W_{aux,dis,m} = \sum_j P_{pump,dis,instal,j} \cdot \frac{t_{on,dis,j,m}}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

où :

$P_{pump,dis,instal,j}$ la valeur pour la puissance installée du circulateur j desservant l'unité PEN considérée, telle que définie au § 8.2.3, en W ;
 $t_{on,dis,j,m}$ le temps de fonctionnement mensuel du circulateur j pour la distribution, tel que défini au § 8.2.4, en Ms.

Il faut faire la somme sur tous les circulateurs j qui desservent l'unité PEN.

8.2.2.2 Exceptions

Les circulateurs installés à des fins de sauvegarde sont redondants pour le système. Leur consommation d'énergie auxiliaire ne doit donc pas être prise en compte.

8.2.3 Détermination de la puissance installée $P_{pump,dis,instal,j}$

$P_{pump,dis,instal,j}$ est la puissance installée du circulateur j , en W, et est déterminée comme suit :

- pour les circulateurs à rotor noyé : la puissance électrique moyenne mesurée à 100% du débit, nommée $P_{L,100\%}$, selon le Règlement (CE) n° 641/2009 ;
- pour les circulateurs à moteur ventilé dont le moteur électrique est séparé du rotor : la puissance électrique maximale que le moteur électrique peut délivrer en service continu, déterminée selon la norme NBN EN 60034-1 pour "service type S1".

A défaut de donnée de produit, les valeurs par défaut suivantes peuvent être utilisées, en fonction du type de distribution :

- dans le cas de distribution pour le chauffage :

$$\text{Eq. 316 } P_{pumps,dis,instal,j} = \text{MAX}(70 ; 0,3 \cdot \sum_i A_{f,sec i}) \quad (\text{W})$$

avec :

$A_{f,sec\ i}$ la surface d'utilisation du secteur énergétique i , en m^2 .

Il faut faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i desservis par le circulateur j .

- dans le cas de distribution pour le refroidissement :

$$\text{Eq. 317 } P_{pumps,dis,instal,j} = \text{MAX}(70 ; 0,3 \cdot \sum_i A_{f,sec\ i}) \quad (W)$$

avec :

$A_{f,sec\ i}$ la surface d'utilisation du secteur énergétique i , en m^2 .

Il faut faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i desservis par le circulateur j .

- dans le cas de distribution de l'eau chaude sanitaire (conduite de circulation) :

$$\text{Eq. 318 } P_{pumps,dis,instal,j} = \text{MAX}\left(25 ; \frac{\Delta p_{pumps}}{\eta_{pumps}} \cdot f_{insul,circ\ k} \cdot \frac{\sum_l \frac{l_{circ\ k,l} \cdot (60 - \theta_{amb,January,l})}{R_{l,l}}}{\rho_W \cdot c_W \cdot \Delta \theta}\right) \quad (W)$$

- dans le cas de la combinaison d'une distribution de l'eau chaude sanitaire et de distribution pour le chauffage (combilus) :

$$\text{Eq. 319 } P_{pumps,dis,instal,j} = \text{MAX}\left(70 ; \frac{\Delta p_{pumps}}{\eta_{pumps}} \cdot f_{insul,circ\ k} \cdot \frac{\sum_l \frac{l_{circ\ k,l} \cdot (60 - \theta_{amb,January,l})}{R_{l,l}}}{\rho_W \cdot c_W \cdot \Delta \theta}\right) \quad (W)$$

où :

Δp_{pumps}	la hauteur manométrique minimale, en Pa, déterminée comme mentionné ci-dessous ;
η_{pumps}	le rendement du circulateur. Celui-ci est établi par convention égal à 0,2, (-) ;
$f_{insul,circ\ k}$	un facteur de correction pour prendre en compte l'effet des ponts thermiques sur la résistance thermique des segments de la conduite de circulation k , telle que déterminé au § 9.3.2 de l'annexe A.1, (-) ;
$l_{circ\ k,l}$	la longueur du segment l de la conduite de circulation k , en m ;
$\theta_{amb,January,l}$	la température ambiante moyenne pour le mois de janvier du segment de conduite l , en $^{\circ}C$, telle que déterminée au § 9.3.2.2 de l'annexe A.1 ;
$R_{l,l}$	la résistance thermique linéaire $R_{l,l}$ du segment l , en $m.K/W$, telle que déterminée au § E.3 de l'annexe A.1 ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, reprise du Tableau [1] ;
t_a	la longueur de l'année, en Ms, égale à la somme des 12 valeurs mensuelles reprises au Tableau [1] ;
ρ_W	la densité de l'eau, en kg/m^3 . Celle-ci est prise par convention égale à $998\ kg/m^3$;
c_W	la capacité thermique spécifique de l'eau, en $J/(kg.K)$. Celle-ci est prise par convention égale à $4182\ J/(kg.K)$;

$\Delta\theta$ la différence de température entre le départ et le retour, en K. Celle-ci est prise par convention égale à 5 K.

Il faut faire la somme sur tous les segments l de la conduite de circulation k qui sont desservis par le circulateur j .

La hauteur manométrique minimale est donné par :

$$\text{Eq. 320 } \Delta p_{\text{pumps}} = \sum_l l_{\text{circ } k, l} \cdot 300 \quad (\text{Pa})$$

avec :

$l_{\text{circ } k, l}$ la longueur du segment l de la conduite de circulation k , en m.

Il faut faire la somme sur tous les segments l de la conduite de circulation k qui sont desservis par le circulateur j .

Si un circulateur dessert plusieurs unités PEN et/ou PER, la puissance du circulateur ($P_{\text{pumps}, \text{dis}, \text{instal}, j}$) doit être répartie de façon proportionnelle entre ces unités PEN et/ou PER sur base des besoins bruts de chaleur des unités respectives. Dans le cas de distribution de chaleur pour le chauffage, la répartition doit être faite sur base des besoins bruts en énergie pour le chauffage. Dans le cas de distribution pour le refroidissement, la répartition doit être faite sur base des besoins bruts en énergie pour le refroidissement. Dans le cas d'une distribution de l'eau chaude sanitaire ou d'un combilux, la répartition doit être faite sur base des besoins bruts en eau chaude sanitaire.

8.2.4 Détermination du temps de fonctionnement $t_{\text{on}, \text{dis}, j, m}$

Le temps de fonctionnement mensuel du circulateur j , $t_{\text{on}, \text{dis}, j, m}$, en Ms, est déterminé en fonction du type de distribution, de la manière suivante.

- Pour les circulateurs pour la distribution d'eau chaude sanitaire (conduite de circulation) :

$$\text{Eq. 321 } t_{\text{on}, \text{dis}, j, m} = t_m \quad (\text{Ms})$$

Exception : si le circulateur ne dessert que des points de puisage dans des parties fonctionnelles ayant la fonction "enseignement", $t_{\text{on}, \text{dis}, j, m}$ est considéré être nul durant les mois de juillet et d'août.

- Pour les circulateurs pour la distribution pour le chauffage :

$$\text{Eq. 322 } t_{\text{on}, \text{dis}, j, m} = \max(t_{\text{on}, \text{dis}, \text{heat}, j, m, \text{sec } i}) \quad (\text{Ms})$$

- Pour les circulateurs pour la distribution pour le refroidissement :

$$\text{Eq. 323 } t_{\text{on}, \text{dis}, j, m} = \max(t_{\text{on}, \text{dis}, \text{cool}, j, m, \text{sec } i}) \quad (\text{Ms})$$

avec :

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, reprise du Tableau [1], en Ms ;

$t_{\text{on}, \text{dis}, \text{heat}, j, m, \text{sec } i}$ le temps de fonctionnement mensuel du circulateur j pour la distribution pour le chauffage dans le secteur énergétique i , déterminé comme indiqué ci-dessous, in Ms ;

$t_{on,dis,cool,j,m,sec\ i}$ le temps de fonctionnement mensuel du circulateur j v pour la distribution pour le refroidissement dans le secteur énergétique i , déterminé comme indiqué ci-dessous, in Ms.

Le maximum doit être déterminé pour tous les secteurs énergétiques i (dans l'unité PEN considérée ou dans une autre unité PEN ou PER) qui sont desservis par le circulateur.

Le temps de fonctionnement mensuel du circulateur j pour la distribution pour le chauffage dans le secteur énergétique i , $t_{on,dis,heat,j,m,sec\ i}$, est déterminé comme suit :

- pour un circulateur à rotor noyé avec régulation (excepté régulation marche/arrêt) dont le EEI est connu : :

$$\text{Eq. 324 } t_{on,dis,heat,j,m,sec\ i} = \text{MIN}\left(t_{heat,sec\ i, m} \cdot \left(0,6 + 0,625 \cdot \frac{EEI}{0,23}\right) ; t_m \cdot \frac{1}{2}\right) \quad (\text{Ms})$$

- pour un circulateur à rotor ventilé avec régulation (excepté régulation marche/arrêt) :

$$\text{Eq. 325 } t_{on,dis,heat,j,m,sec\ i} = \text{MIN}\left(t_{heat,sec\ i, m} ; t_m \cdot \frac{1}{2}\right) \quad (\text{Ms})$$

- pour un circulateur avec régulation marche/arrêt ou pour un circulateur à rotor noyé avec régulation (excepté régulation marche/arrêt) dont le EEI est inconnu :

$$\text{Eq. 326 } t_{on,dis,heat,j,m,sec\ i} = t_m \cdot \frac{1}{2} \quad (\text{Ms})$$

- dans tous les autres cas ou si la régulation est inconnue :

$$\text{Eq. 327 } t_{on,dis,heat,j,m,sec\ i} = t_m \quad (\text{Ms})$$

avec :

$t_{heat,sec\ i, m}$ le temps de fonctionnement mensuel conventionel du système d'émission de chaleur du secteur énergétique i , en Ms, déterminé selon le § D.1 de l'annexe A.1 avec les hypothèses mentionnés ci-dessous ;

EEI l'indice d'efficacité énergétique, selon le Règlement (UE) n° 641/2009, (-) ;

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, reprise du Tableau [1], en Ms.

Exceptions :

- Pour les secteurs énergétiques qui ne contiennent que des parties fonctionnelles ayant la fonction "enseignement" ou "espaces techniques", $t_{on,dis,heat,j,m,sec\ i}$ est considéré être nul durant les mois de juillet et d'août.
- Pour les secteurs énergétiques qui ne contiennent que des parties fonctionnelles ayant la fonction "espaces techniques", $t_{on,dis,heat,j,m,sec\ i}$ est considéré être nul durant toute l'année.

Lors de la détermination de $t_{\text{heat,sec } i, m}$, les conventions suivantes sont d'application :

$$\text{Eq. 375 } H_{T,\text{sec } i, m} = \sum_f H_{T,\text{heat, fct } f} \quad (\text{W/K})$$

$$\text{Eq. 376 } V_{\text{sec } i} = 3,3 \cdot A_{f,\text{sec } i} \quad (\text{m}^3)$$

avec :

$H_{T,\text{heat, fct } f}$ le coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, déterminé selon le § 5.5, en W/K ;

$A_{f,\text{sec } i}$ la surface d'utilisation du secteur énergétique i , en m^2 .

Le temps de fonctionnement mensuel du circulateur j pour la distribution pour le refroidissement dans le secteur énergétique i , $t_{\text{on,dis,cool,j,m,sec } i}$, est déterminé comme suit :

- pour un circulateur à rotor noyé avec régulation (excepté régulation marche/arrêt) dont le EEI est connu :

$$\text{Eq. 328 } t_{\text{on,dis,cool,j,m,sec } i} = \text{MIN} \left(t_{\text{cool,sec } i, m} \cdot \left(0,6 + 0,625 \cdot \frac{\text{EEI}}{0,23} \right) ; t_m \cdot \frac{1}{2} \right) \quad (\text{Ms})$$

- pour un circulateur à rotor ventilé avec régulation (excepté régulation marche/arrêt) :

$$\text{Eq. 329 } t_{\text{on,dis,cool,j,m,sec } i} = \text{MIN} \left(t_{\text{cool,sec } i, m} ; t_m \cdot \frac{1}{2} \right) \quad (\text{Ms})$$

- pour un circulateur avec régulation marche/arrêt ou pour un circulateur à rotor noyé avec régulation (excepté régulation marche/arrêt) dont le EEI est inconnu :

$$\text{Eq. 330 } t_{\text{on,dis,cool,j,m,sec } i} = t_m \cdot \frac{1}{2} \quad (\text{Ms})$$

- dans tous les autres cas ou si la régulation est inconnue :

$$\text{Eq. 331 } t_{\text{on,dis,cool,j,m,sec } i} = t_m \quad (\text{Ms})$$

avec :

$t_{\text{cool,sec } i, m}$ le temps de fonctionnement mensuel conventionnel du système de refroidissement du secteur énergétique i , en Ms, définie comme ci-dessous ;

EEI l'indice d'efficacité énergétique, selon le Règlement (UE) n° 641/2009, (-) ;

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, reprise du Tableau [1], en Ms.

Exceptions :

- Pour les secteurs énergétiques qui ne contiennent que des parties fonctionnelles ayant la fonction "enseignement" ou "espaces techniques", $t_{\text{on,dis,cool,j,m,sec } i}$ est considéré être nul durant les mois de juillet et d'août.

- Pour les secteurs énergétiques qui ne contiennent que des parties fonctionnelles ayant la fonction "espaces techniques", $t_{on,dis,cool,j,m,sec\ i}$ est considéré être nul durant toute l'année.

Le temps de fonctionnement mensuel conventionnel du système de refroidissement du secteur énergétique i , $t_{cool,sec\ i,m}$, est déterminé de la manière suivante :

$$\text{Eq. 332 } t_{cool, sec\ i, m} = \frac{\sum_j Q_{cool,gross,sec\ j,m}}{\sum_k P_{gen,cool,k} \cdot 1000} \quad (\text{Ms})$$

avec :

$Q_{cool,gross,sec\ j,m}$ le besoin mensuel brut en énergie pour le refroidissement du secteur énergétique j , comme défini au § 6.2 pour les unités PEN, en MJ. Pour les unités PER, ce besoin brut en énergie pour le refroidissement est déterminé en calculant le besoin net en énergie pour le refroidissement selon le § 8.5 de l'annexe A.1 et en le divisant par le rendement forfaitaire du système (0,9) ;

$P_{gen,cool,k}$ la puissances nominale du générateur de froid du secteur énergétique i , en kW.

Il faut faire une somme sur tous les tous générateur de froid k qui desservent le secteur énergétique i et sur tous les secteurs énergétiques j qui sont desservis par (au moins un des) les générateur de froid k du secteur énergétique i .

Pour ce qui concerne le temps de fonctionnement, un combilus est considéré comme une conduite pour la distribution de l'eau chaude sanitaire.

8.3 Consommation d'électricité supplémentaire pour les générateurs de froid

8.3.1 Principe

Pour les générateurs de froid refroidis à l'eau il y a toujours une consommation d'électricité supplémentaire côté condenseur. Si la machine est reliée à une tour de refroidissement, il y a une consommation supplémentaire pour la pompe de pulvérisation et pour le ventilateur de la tour de refroidissement. Dans le cas des machines frigorifiques à absorption, il y a une consommation supplémentaire pour la circulation du fluide absorbant.

Les valeurs de calcul pour la consommation d'électricité supplémentaire pour les générateurs de froid est déterminée au choix suivant une des deux méthodes suivantes :

- méthode simplifiée (§ 8.3.2) ;
- méthode détaillée (§ 8.3.3).

8.3.2 Méthode simplifiée

8.3.2.1 Règle de calcul

La consommation mensuelle d'électricité supplémentaire pour les générateurs de froid dans l'unité PEN, $W_{aux,cool,m}$, doit être déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 333 } W_{aux,cool,m} = W_{aux,pumps,fans,m} + W_{aux,int,m} + W_{electr,gen,m} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$W_{aux,pumps,fans,m}$	la consommation mensuelle d'électricité du/des circulateur(s) et ventilateur(s) côté condenseur, définie selon le § 8.3.2.2, en kWh ;
$W_{aux,int,m}$	la consommation mensuelle d'électricité du circulateur pour le fluide absorbant, définie suivant le § 8.3.2.3, en kWh ;
$W_{electr,gen,m}$	la consommation mensuelle d'électricité de l'électronique, définie suivant le § 8.3.2.4, en kWh.

8.3.2.2 Consommation d'électricité de la (des) pompe(s) de circulation et des ventilateurs côté condenseur

$$\text{Eq. 100 } W_{aux,pumps,fans,m} = \sum_i W_{aux,pumps,fans,sec i,m} \quad (\text{kWh})$$

$$W_{aux,pumps,fans,sec i,m} = \frac{0,08}{3,6} \cdot Q_{cool,gross,sec i,m}$$

$$\text{Eq. 101 } \left(W_{pumps,fans,pref} \cdot f_{cool,pref} \cdot (1 - f_{cool,m,free,pref}) \cdot \left(\frac{\eta_{gen,cool,m,pref} + 1}{\eta_{gen,cool,m,pref}} \right) + W_{pumps,fans,npref} \cdot (1 - f_{cool,pref}) \cdot (1 - f_{cool,m,free,npref}) \cdot \left(\frac{\eta_{gen,cool,m,npref} + 1}{\eta_{gen,cool,m,npref}} \right) \right) \quad (\text{kWh})$$

avec :

$W_{aux,pumps,fans,sec i,m}$	la consommation d'électricité mensuelle de la (des) pompe(s) de circulation et du (des) ventilateur(s) côté condenseur des
------------------------------	--

	générateurs de froid desservant le secteur énergétique i, en kWh ;
$Q_{cool,gross,seci,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement du secteur énergétique i, déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
$W_{pumps,fans,pref}$	un facteur qui prend en compte le fait que le générateur de froid préférentiel est relié à une tour de refroidissement ou à un échangeur de chaleur enterré : - si oui : on a $W_{pumps,fans,pref} = 1$; - si non : on a $W_{pumps,fans,pref} = 0$;
$W_{pumps,fans,npref}$	un facteur qui prend en compte le fait que le générateur de froid non préférentiel est relié à une tour de refroidissement ou à un échangeur de chaleur enterré : - si oui : on a $W_{pumps,fans,pref} = 1$; - si non : on a $W_{pumps,fans,pref} = 0$;
$f_{cool,pref}$	fraction moyenne annuelle du froid fourni par le(s) générateur(s) de froid préférentiel(s), déterminée selon le § 7.3.2, (-) ;
$f_{cool,m,free,pref}$	fraction moyenne mensuelle d'énergie fournie par le(s) générateur(s) de froid préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminé selon le § 7.4, (-) ;
$f_{cool,m,free,npref}$	fraction moyenne mensuelle d'énergie fournie par le(s) générateur(s) de froid non préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminé selon le § 7.4, (-) ;
$\eta_{gen,cool,m,pref}$	le rendement de production mensuel du générateur de froid préférentiel, déterminé selon le § 7.5.2, (-) ;
$\eta_{gen,cool,m,npref}$	le rendement de production mensuel du générateur de froid non préférentiel, déterminé selon le § 7.5.2, (-).

Il faut faire une sommation sur tous les secteurs énergétique i de l'unité PEN.

8.3.2.3 Consommation d'électricité du circulateur du fluide absorbant

Eq. 102
$$W_{aux,int,m} = \sum_i W_{aux,int,seci,m} \quad (\text{kWh})$$

$$W_{aux,int,seci,m} = \frac{0,014}{3,6} \cdot Q_{cool,gross,sec,i,m} \cdot$$

Eq. 103
$$\left(W_{int,pref} \cdot f_{cool,pref} \cdot (1 - f_{cool,m,free,pref}) + W_{int,npref} \cdot (1 - f_{cool,pref}) \cdot (1 - f_{cool,m,free,npref}) \right) \quad (\text{kWh})$$

avec :

$W_{aux,int,seci,m}$	la consommation d'électricité du circulateur du fluide absorbant des machines frigorifiques à absorption desservant le secteur énergétique i, en kWh ;
$Q_{cool,gross,seci,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement du secteur énergétique i, déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
$W_{int,pref}$	un facteur qui prend en compte le fait que le générateur de froid préférentiel est une machine frigorifique à absorption : - si oui : on a $W_{int,pref} = 1$; - si non : on a $W_{int,pref} = 0$;

$W_{int,npref}$	<p>un facteur qui prend en compte le fait que le générateur de froid non préférentiel est une machine frigorifique à absorption</p> <p>- si oui : on a $W_{int,pref} = 1$;</p> <p>- si non : on a $W_{int,pref} = 0$;</p>
$f_{cool,pref}$	<p>fraction moyenne annuelle du froid fourni par les(s) générateur(s) de froid préférentiel(s), déterminée selon le § 7.3.2, (-) ;</p>
$f_{cool,m,free,pref}$	<p>fraction moyenne mensuelle d'énergie fournie par le(s) générateur(s) de froid préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminé selon le § 7.4, (-) ;</p>
$f_{cool,m,free,npref}$	<p>fraction moyenne mensuelle d'énergie fournie par le(s) générateur(s) de froid non préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminé selon le § 7.4, (-).</p>

Il faut faire une sommation sur tous les secteurs énergétique i de l'unité PEN.

8.3.2.4 La consommation d'électricité de l'électronique

La consommation mensuelle d'électricité pour l'électronique, $W_{electr,gen,m}$, doit être déterminée comme suit :

Eq. 334 $W_{electr,gen,m} = \sum_j P_{electr,gen,j} \cdot \frac{t_m}{3,6}$ (kWh)

où :

$P_{electr,gen,j}$	la puissance des pertes en mode veille de l'électronique pour la production, en W. Par générateur j , la puissance des pertes est définie égale à 10 W ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, reprise du Tableau [1], en Ms.

Il faut toujours faire la somme sur tous les générateurs de froid j qui desservent l'unité PEN.

Si un générateur dessert plusieurs unités PEN et/ou PER, alors la puissance des pertes en mode veille doit être répartie de façon proportionnelle entre ces différentes unités PEN et/ou PER sur base des besoins bruts de refroidissement totaux des unités PEN et/ou PER concernées.

8.3.3 Méthode détaillée

8.3.3.1 Règle de calcul

La consommation mensuelle d'électricité supplémentaire pour les générateurs de froid dans l'unité PEN, $W_{aux,cool,m}$, doit être déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 335 } W_{aux,cool,m} = W_{aux,pumps,m} + W_{aux,ct,m} + W_{aux,int,m} + W_{electr,gen,m} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$W_{aux,pumps,m}$	la consommation mensuelle d'électricité du/des circulateur(s) côté condenseur, définie suivant le § 8.3.3.2, en kWh ;
$W_{aux,ct,m}$	la consommation mensuelle d'électricité de la tour de refroidissement, définie suivant le § 8.3.3.3, en kWh ;
$W_{aux,int,m}$	la consommation mensuelle d'électricité du circulateur du fluide absorbant, définie suivant le § 8.3.3.4, en kWh ;
$W_{electr,gen,m}$	la consommation mensuelle d'électricité de l'électronique, définie suivant le § 8.3.3.5, en kWh.

8.3.3.2 La consommation d'électricité du(des) circulateur(s) côté condenseur

La consommation mensuelle d'électricité du/des circulateur(s) côté condenseur $W_{aux,pumps,m}$, doit être déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 105 } W_{aux,pumps,m} = \sum_i W_{aux,pumps,seci,m} \quad (\text{kWh})$$

$$W_{aux,pumps,seci,m} = \frac{0,016}{3,6} \cdot Q_{cool,gross,seci,m} \cdot$$

$$\text{Eq. 106 } \left(w_{pumps,pref} \cdot f_{cool,pref} \cdot (1 - f_{cool,m,free,pref}) \cdot \left(\frac{\eta_{gen,cool,m,pref} + 1}{\eta_{gen,cool,m,pref}} \right) + w_{pumps,npref} \cdot (1 - f_{cool,pref}) \cdot (1 - f_{cool,m,free,npref}) \cdot \left(\frac{\eta_{gen,cool,m,npref} + 1}{\eta_{gen,cool,m,npref}} \right) \right) \quad (\text{kWh})$$

avec :

$W_{aux,pumps,seci,m}$	la consommation d'électricité mensuelle du(des) circulateur(s) côté condenseur du secteur énergétique i, en kWh ;
$Q_{cool,gross,seci,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement du secteur énergétique i, déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
$f_{cool,pref}$	fraction moyenne annuelle du froid fourni par les(s) générateur(s) de froid préférentiel(s), déterminée selon le § 7.3.2, (-) ;
$f_{cool,m,free,pref}$	fraction moyenne mensuelle d'énergie fournie par le(s) générateur(s) de froid préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminé selon le § 7.4, (-) ;
$f_{cool,m,free,npref}$	fraction moyenne mensuelle d'énergie fournie par le(s) générateur(s) de froid non préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminé selon le § 7.4, (-) ;
$\eta_{gen,cool,m,pref}$	le rendement de production mensuel du générateur de froid préférentiel, déterminé selon le § 7.5.2, (-) ;
$\eta_{gen,cool,m,npref}$	le rendement de production mensuel du générateur de froid non préférentiel, déterminé selon le § 7.5.2, (-) ;

$W_{pumps,pref}$	<p>un facteur qui prend en compte le fait que le générateur de froid préférentiel est relié à une tour de refroidissement ou à un échangeur de chaleur enterré :</p> <ul style="list-style-type: none"> - si relié à une tour de refroidissement et refroidi à l'eau : on a $W_{pumps,pref} = 1$; - si relié à un échangeur de chaleur enterré (géocooling système fermé) et refroidi à l'eau : on a $W_{pumps,pref} = 5$; - dans les autres cas : on a $W_{pumps,pref} = 0$;
$W_{pumps,npref}$	<p>un facteur qui prend en compte le fait que le générateur de froid non préférentiel est relié à une tour de refroidissement ou à un échangeur de chaleur enterré :</p> <ul style="list-style-type: none"> - si relié à une tour de refroidissement et refroidi à l'eau : on a $W_{pumps,npref} = 1$; - si relié à un échangeur de chaleur enterré (géocooling système fermé) et refroidi à l'eau : on a $W_{pumps,npref} = 5$; - dans les autres cas : on a $W_{pumps,npref} = 0$.

Il faut faire une sommation sur tous les secteurs énergétique i de l'unité PEN.

8.3.3.3 La consommation d'électricité de la(des) tour(s) de refroidissement

La consommation mensuelle d'électricité de la tour de refroidissement, $W_{aux,ct,m}$, doit être déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 107 } W_{aux,ct,m} = \sum_i W_{aux,ct,sec,i,m} \quad (\text{kWh})$$

$$W_{aux,ct,sec,i,m} = \frac{Q_{cool,gross,sec,i,m}}{3,6}.$$

$$\text{Eq. 108 } \left(W_{ct,pref} \cdot f_{ct,m,pref} \cdot f_{cool,pref} \cdot (1 - f_{cool,m,free,pref}) \cdot \left(\frac{\eta_{gen,cool,m,pref} + 1}{\eta_{gen,cool,m,pref}} \right) + W_{ct,npref} \cdot f_{ct,m,npref} \cdot (1 - f_{cool,pref}) \cdot (1 - f_{cool,m,free,npref}) \cdot \left(\frac{\eta_{gen,cool,m,npref} + 1}{\eta_{gen,cool,m,npref}} \right) \right) \quad (\text{kWh})$$

avec :

$W_{aux,ct,sec,i,m}$	la consommation mensuelle d'électricité de la (des) tour(s) de refroidissement pour la production de chaleur pour le secteur énergétique i , en kWh ;
$Q_{cool,gross,sec,i,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement du secteur énergétique i , déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
$f_{ct,m,pref}$	le facteur de correction mensuel des tours de refroidissement relié au générateur de froid préférentiel tel que déterminé ci-après ;
$f_{ct,m,npref}$	le facteur de correction mensuel des tours de refroidissement relié au générateur de froid non préférentiel tel que déterminé ci-après ;
$f_{cool,pref}$	fraction moyenne annuelle du froid fourni par les(s) générateur(s) de froid préférentiel(s), déterminée selon le § 7.3.2, (-) ;

$f_{cool,m,free,pref}$	fraction moyenne mensuelle d'énergie fournie par le(s) générateur(s) de froid préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminé selon le § 7.4, (-) ;
$f_{cool,m,free,npref}$	fraction moyenne mensuelle d'énergie fournie par le(s) générateur(s) de froid non préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminé selon le § 7.4, (-) ;
$\eta_{gen,cool,m,pref}$	le rendement de production mensuel du générateur de froid préférentiel, déterminé selon le § 7.5.2, (-) ;
$\eta_{gen,cool,m,npref}$	le rendement de production mensuel du générateur de froid non préférentiel, déterminé selon le § 7.5.2, (-) ;
$W_{ct,pref}$	un facteur qui prend en compte le fait que le générateur de froid préférentiel est relié à une tour de refroidissement : - si relié à une tour de refroidissement, on a $W_{ct,pref} = 1$; - si non, on a $W_{ct,pref} = 0$;
$W_{ct,npref}$	un facteur qui prend en compte le fait que le générateur de froid non préférentiel est relié à une tour de refroidissement : - si relié à une tour de refroidissement, on a $W_{ct,npref} = 1$; - si non, on a $W_{ct,npref} = 0$.

Il faut faire une sommation sur tous les secteurs énergétique i de l'unité PEN.

Le facteur de correction mensuel des tours de refroidissement relié au générateur de froid est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 109 } f_{ct,m} = C_{ct,1} - C_{ct,2} \cdot \min(\theta_{co,m}, \theta_{co,MAX}) \quad (-)$$

avec :

$C_{ct,1}, C_{ct,2}$	des facteurs pour la détermination de la consommation d'énergie auxiliaire mensuelle, déterminé suivant le Tableau [28], (-) ;
$\theta_{co,m}$	la température de fonctionnement mensuelle du condenseur, déterminée selon le § 7.5.2.3.2, en °C ;
$\theta_{co,MAX}$	la température de fonctionnement maximale du condenseur, reprise au Tableau [28], en °C.

Tableau [28] : Constantes utilisées pour le calcul de la consommation d'énergie d'une tour de refroidissement

Type de tour	Type de ventilateur	$\theta_{co,MAX}$	$C_{ct,1}$	$C_{ct,2}$
Aéro-refroidisseur (dry-cooler)	Ventilateur à vitesse constante	32	0,100	0,0027
	Ventilateur à 2 vitesses	32	0,083	0,0025
	Ventilateur à vitesse variable	32	0,078	0,0024
Tour ouverte et tour fermée	Ventilateur à vitesse constante	26	0,130	0,0041
	Ventilateur à 2 vitesses	26	0,130	0,0047
	Ventilateur à vitesse variable	26	0,130	0,0046

8.3.3.4 Consommation d'électricité du circulateur du fluide absorbant

On détermine la consommation mensuelle d'électricité du circulateur du fluide absorbant comme suit :

$$\text{Eq. 110 } W_{\text{aux,int,m}} = \sum_i W_{\text{aux,int,seci,m}} \quad (\text{kWh})$$

$$\text{Eq. 111 } W_{\text{aux,int,seci,m}} = \frac{0,46}{3,6} \cdot Q_{\text{cool,gross,seci,m}} \cdot [w_{\text{int,pref}} \cdot f_{\text{cool,pref}} \cdot (1 - f_{\text{cool,m,free,pref}}) \cdot (\max(320, P_{\text{gen,pref}}))^{-0,606} \\ + w_{\text{int,npref}} \cdot (1 - f_{\text{cool,pref}}) \cdot (1 - f_{\text{cool,m,free,npref}}) \cdot (\max(320, P_{\text{gen,npref}}))^{-0,606}] \quad (\text{kWh})$$

$W_{\text{aux,int,seci,m}}$	la consommation d'électricité du circulateur du fluide absorbant, en kWh ;
$P_{\text{gen,pref}}$	la puissance nominale de la machine frigorifique à compression préférentielle, déterminée suivant le paragraphe "Rated Full Load Performance" de la norme ARI 560-2000, en kW ;
$P_{\text{gen,npref}}$	la puissance nominale de la machine frigorifique à compression non préférentielle, déterminée suivant le paragraphe "Rated Full Load Performance" de la norme ARI 560-2000, en kW ;
$Q_{\text{cool,gross,seci,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement du secteur énergétique i, déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
$w_{\text{int,pref}}$	un facteur qui prend en compte le fait que générateur de froid préférentiel est une machine frigorifique à absorption : - si oui : on a $w_{\text{int,pref}} = 1$; - si non : on a $w_{\text{int,pref}} = 0$;
$w_{\text{int,npref}}$	un facteur qui prend en compte le fait que générateur de froid non préférentiel est une machine frigorifique à absorption : - si oui : on a $w_{\text{int,npref}} = 1$; - si non : on a $w_{\text{int,npref}} = 0$.

Il faut faire une sommation sur tous les secteurs énergétique i de l'unité PEN.

8.3.3.5 La consommation de l'électronique

La consommation mensuelle d'électricité pour l'électronique, $W_{\text{electr,geb,m}}$, doit être déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 336 } W_{\text{electr,gen,m}} = \sum_j P_{\text{electr,gen,j}} \cdot \frac{t_m}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

où :

$P_{\text{electr,gen,j}}$	la puissance des pertes en mode veille de l'électronique pour la production, en W. Par générateur j, la puissance des pertes est définie égale à 10 W ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, reprise du Tableau [1], en Ms.

Il faut toujours faire la somme sur tous les générateurs de froid j qui desservent l'unité PEN.

Si un générateur dessert plusieurs unités PEN et/ou PER, alors la puissance des pertes en mode veille doit être répartie de façon proportionnelle entre ces

différentes unités PEN et/ou PER sur base des besoins bruts de refroidissement totaux des unités PEN et/ou PER concernées.

8.4 Consommation d'électricité supplémentaire pour le free-chilling

Un générateur de froid qui fonctionne en mode free-chilling ne consomme de l'énergie que pour les circulateurs et/ou les tours de refroidissement. On détermine la consommation d'électricité pour le free-chilling comme suit :

$$\text{Eq. 112 } W_{\text{aux,free,m}} = W_{\text{aux,pumps,free,m}} + W_{\text{aux,ct,free,m}} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$W_{\text{aux,pumps,free,m}}$ La consommation d'électricité mensuelle des circulateurs côté condenseur du générateur de froid qui fonctionne en mode free-chilling, en kWh ;

$W_{\text{aux,ct,free,m}}$ La consommation d'électricité mensuelle de la tour de refroidissement qui fonctionne en mode free-chilling, en kWh.

On détermine la consommation d'électricité des circulateurs côté condenseur comme suit :

$$\text{Eq. 113 } W_{\text{aux,pumps,free,m}} = \sum_i W_{\text{aux,pumps,free,seci,m}} \quad (\text{kWh})$$

$$W_{\text{aux,pumps,free,seci,m}} = \frac{0,052}{3,6} \cdot Q_{\text{cool,gross,sec,i,m}}$$

$$\text{Eq. 114 } \left(W_{\text{pumps,free,pref}} \cdot f_{\text{cool,pref}} \cdot f_{\text{cool,m,free,pref}} + W_{\text{pumps,free,npref}} \cdot (1 - f_{\text{cool,pref}}) \cdot f_{\text{cool,m,free,npref}} \right) \quad (\text{kWh})$$

$Q_{\text{cool,gross,seci,m}}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement du secteur énergétique i, déterminés selon le § 6.2, en MJ ;

$f_{\text{cool,pref}}$ fraction moyenne annuelle du froid fourni par les(s) générateur(s) de froid référentiel(s), déterminée selon le § 7.3.2, (-) ;

$f_{\text{cool,m,free,pref}}$ fraction moyenne mensuelle d'énergie fournie par le(s) générateur(s) de froid préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminé selon le § 7.4, (-) ;

$f_{\text{cool,m,free,npref}}$ fraction moyenne mensuelle d'énergie fournie par le(s) générateur(s) de froid non préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminé selon le § 7.4, (-) ;

$W_{\text{pumps,free,pref}}$ un facteur qui prend en compte le fait que le générateur de froid préférentiel fonctionne en mode free-chilling :

- si oui :

- s'il s'agit de free-chilling par air, on a $W_{\text{pumps,free,pref}} = 1$;
- s'il s'agit de geo cooling/système fermé ou ouvert, on a $W_{\text{pumps,free,pref}} = 1,54$;

- si non : on a $W_{\text{pumps,free,pref}} = 0$;

$W_{\text{pumps,free,npref}}$ un facteur qui prend en compte le fait que le générateur de froid non préférentiel fonctionne en mode free-chilling :

- si oui :

- s'il s'agit de free-chilling par air, on a $W_{pumps, free, pref} = 1$;
- s'il s'agit de geo cooling/système fermé ou ouvert, on a $W_{pumps, free, pref} = 1,54$;
- si non : on a $W_{pumps, free, pref} = 0$.

Il faut faire une sommation sur tous les secteurs énergétique i de l'unité PEN.

On détermine la consommation d'électricité de la tour de refroidissement comme suit :

$$\text{Eq. 115 } W_{aux, ct, free, m} = \sum_i W_{aux, ct, free, sec i, m} \quad (\text{kWh})$$

$$W_{aux, ct, free, sec i, m} = \frac{(0,10 + 0,003 \cdot \theta_{ev})}{3,6} \cdot Q_{cool, gross, sec, i, m} \cdot$$

$$\text{Eq. 116 } \left(W_{ct, pref} \cdot f_{cool, pref} \cdot f_{cool, m, free, pref} + W_{ct, npref} \cdot (1 - f_{cool, pref}) \cdot f_{cool, m, free, npref} \right) \quad (\text{kWh})$$

avec :

$W_{aux, ct, free, sec i, m}$	la consommation d'électricité mensuelle de la tour de refroidissement du secteur énergétique i qui fonctionne en mode free-chilling, en kWh ;
$Q_{cool, gross, sec i, m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement du secteur énergétique i , déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
θ_{ev}	la température de fonctionnement de l'évaporateur, selon le § 7.5.2.3.3, en °C ;
$f_{cool, pref}$	fraction moyenne annuelle du froid fourni par les(s) générateur(s) de froid préférentiel(s), déterminée selon le § 7.3.2, (-) ;
$f_{cool, m, free, pref}$	fraction moyenne mensuelle d'énergie fournie par le(s) générateur(s) de froid préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminé selon le § 7.4, (-) ;
$f_{cool, m, free, npref}$	fraction moyenne mensuelle d'énergie fournie par le(s) générateur(s) de froid non préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminé selon le § 7.4, (-) ;
$W_{ct, pref}$	un facteur qui prend en compte le fait que le générateur de froid préférentiel est relié à une tour de refroidissement : - si oui, on a $W_{ct, pref} = 1$; - si non, on a $W_{ct, pref} = 0$;
$W_{ct, npref}$	un facteur qui prend en compte le fait que le générateur de froid non préférentiel est relié à une tour de refroidissement : - si oui, on a $W_{ct, npref} = 1$; - si non, on a $W_{ct, npref} = 0$.

Il faut faire une sommation sur tous les secteurs énergétique i de l'unité PEN.

8.5 Energie auxiliaire électrique pour la production de chaleur

8.5.1 Principe

La consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique des auxiliaires pour la production de chaleur est déterminée dans ce chapitre. La conversion en consommation d'énergie primaire s'effectue au § 10.5.

8.5.2 Règle de calcul pour l'énergie auxiliaire électrique pour la production de chaleur

8.5.2.1 Règle de calcul générale

Déterminez la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire pour la production de chaleur dans l'unité PEN, $W_{aux,gen,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 337 } W_{aux,gen,m} = W_{throttle/fans, gen,m} + W_{ct,gen, m} + W_{electr,gen, m} \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{throttle/fans,gen,m}$ la consommation mensuelle d'électricité des vannes gaz et/ou ventilateurs pour la production de chaleur dans l'unité PEN considérée, définie selon le § 8.5.2.2, en kWh ;

$W_{ct,gen,m}$ la consommation mensuelle d'électricité du/des tour(s) de refroidissement couplée(s) au générateurs de chaleur, définie selon le § 8.5.2.3, en kWh ;

$W_{electr,gen,m}$ la consommation mensuelle d'électricité pour l'électronique de l'unité PEN considérée, définie selon le § 8.5.2.4, en kWh.

8.5.2.2 La consommation d'électricité des vannes gaz et/ou ventilateurs

8.5.2.2.1 Règle de calcul générale

$W_{throttle/fans,gen,m}$ est défini comme suit :

$$\text{Eq. 338 } W_{throttle/fans,gen,m} = \sum_j P_{throttle/fans,gen,spec} \cdot P_{throttle/fans,gen,j} \cdot \frac{t_{on,gen,j,m}}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

où :

$P_{throttle/fans,gen,spec}$ la puissance spécifique pour la production des générateurs possédant un ventilateur et/ou une vanne gaz, considérée égale à 1 W/kW

$P_{throttle/fans,gen,j}$ la puissance nominale du générateur j, en kW ;

$t_{on,gen,j,m}$ le temps de fonctionnement mensuel de la vanne gaz et/ou du ventilateur en service du générateur j, défini suivant le § 8.5.2.2.2, en Ms.

Il faut toujours faire la somme sur tous les générateurs j qui desservent l'unité PEN et qui font usage d'une vanne gaz et/ou d'un ventilateur.

Si un générateur dessert plusieurs unités PEN et/ou PER, alors la puissance nominale du générateur mentionnée dans l'Eq. 338 doit être répartie de façon proportionnelle entre ces différentes unités PEN et/ou PER sur base des besoins bruts totaux des unités PEN et/ou PER concernées. Si le générateur ne sert qu'au chauffage, alors la répartition doit être faite sur base des besoins bruts pour le chauffage. Si le générateur ne sert qu'au chauffage, alors la répartition doit être faite sur base des besoins bruts en énergie pour le chauffage. Si le générateur ne sert qu'à la production d'eau chaude sanitaire, alors la répartition

doit être faite sur base des besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire. Si le générateur sert aux deux, alors la répartition doit être faite sur base des besoins bruts en énergie pour le chauffage et pour l'eau chaude sanitaire.

Pour les générateurs d'eau chaude sanitaire dont les rendements de production et de stockage sont calculés selon le § 10.3.3.4.1 de l'annexe A.1 et pour les générateurs de chauffage dont le rendement de production est calculé selon le § 10.2.3.3, le § 10.2.3.4.2 ou le § 10.2.3.4.3 de l'annexe A.1, la consommation d'énergie auxiliaire électrique pour la production de chaleur du générateur est déjà prise en compte et ne doit donc plus être comptabilisée dans l'Eq. 338.

La consommation éventuelle d'énergie auxiliaire par les appareils de chauffage locaux, à l'exception des poêles à pellets dont la puissance nominale est supérieure à 50 kW, des poêles à charbon et des poêles à bois qui ne sont pas des poêles à pellets, pour lesquels le rendement de production est déterminé selon le § 10.2.3.2.4 de l'annexe A.1, est déjà prise en compte dans le rendement de production et ne doit donc plus être comptabilisée dans l'Eq. 338.

8.5.2.2.2 Définition du temps de fonctionnement $t_{on,gen,j,m}$

$t_{on,gen,j,m}$ est défini comme suit :

$$\text{Eq. 339 } t_{on,gen,j,m} = \text{MIN} \left(t_m ; \frac{\left(\sum_i Q_{heat,gross,sec\ i,m} + \sum_k Q_{water,bath\ k,gross,m} + \sum_k Q_{water,sink\ k,gross,m} \right) + \sum_k Q_{water,other\ k,gross,m} + \sum_l Q_{hum,net,l} + \sum_o \sum_n \frac{Q_{cool,gross,sec\ n,m}}{EER_{nom,o}}}{P_{throttle/fans,gen,j} \cdot 1000} \right) \quad (\text{Ms})$$

où :

t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, reprise du Tableau [1], en Ms ;
$Q_{heat,gross,sec\ i,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 9.2.1 de l'annexe A.1 pour les unités PER et selon le § 6.2 de cette annexe pour les unités PEN, en MJ, pour autant que ces besoins soient couverts par le générateur j en accord avec le § 10.2.2 de l'annexe A.1 pour les unités PER ou avec le § 7.2.1 de cette annexe pour les unités PEN ;
$Q_{water,bath\ k,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'un bain k , déterminés selon le § 9.3.1 de l'annexe A.1 pour les unités PER et selon le § 6.5 de cette annexe pour les unités PEN, en MJ, pour autant que ces besoins soient couverts par le générateur j en accord avec le § 10.3.2 de l'annexe A.1 pour les unités PER ou avec le § 7.6 de cette annexe pour les unités PEN ;
$Q_{water,sink\ k,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine k , déterminés selon le § 9.3.1 de l'annexe A.1 pour les unités PER et selon le § 6.5 de cette annexe pour les unités PEN, en MJ, pour autant que ces besoins soient couverts par le générateur j en accord avec le § 10.3.2 de l'annexe A.1 pour les unités PER ou avec le § 7.6 de cette annexe pour les unités PEN ;
$Q_{water,other\ k,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un autre point de puisage k , déterminés selon le § 6.5, en MJ, pour autant que ces besoins soient couverts par le générateur j en accord avec le § 7.6 ;

$Q_{hum,net,l,m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification de l'appareil d'humidification l, déterminés selon le § 5.11, en MJ, pour autant que ces besoins soient couverts par le générateur j en accord avec le § 7.2.1 ;
$Q_{cool,gross,sec,n,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique n, fourni par la machine de refroidissement par absorption, déterminés selon le § 6.2, en MJ, pour autant que ces besoins soient couverts par la machine de refroidissement par absorption o en accord avec le § 7.2.2 et pour autant que la chaleur pour la machine de refroidissement par absorption o soit couverte par le générateur j en accord avec le § 7.2.1 ;
$EER_{nom,o}$	le coefficient d'efficacité frigorifique de la machine de refroidissement par absorption o, déterminé selon le § 7.5.2, (-) ;
$P_{throttle/fans,gen,j}$	la puissance nominale du générateur j, en kW.

Il faut toujours faire la somme sur :

- tous les secteurs énergétiques i (dans l'unité PEN considérée ou dans une autre unité PEN ou PER) qui sont desservis par le générateur j ;
- tous les bains ou douches k (dans l'unité PEN considérée ou dans une autre unité PEN ou PER) qui sont desservis par le générateur j ;
- tous les éviers de cuisine k (dans l'unité PEN considérée ou dans une autre unité PEN ou PER) qui sont desservis par le générateur j ;
- tous autres points de puisage k (dans l'unité PEN considérée ou dans une autre unité PEN) qui sont desservis par le générateur j ;
- tous les appareils d'humidification l (dans l'unité PEN considérée ou dans une autre unité PEN) qui sont desservis par le générateur j ;
- tous les secteurs énergétiques n (dans l'unité PEN considérée ou dans une autre unité PEN) qui sont desservis par la machine de refroidissement par absorption o et sur toutes les machines de refroidissement o qui sont desservis par le générateur j.

8.5.2.3 La consommation d'électricité de la/des tour(s) de refroidissement couplée(s) aux générateurs de chaleur

La consommation mensuelle d'électricité de la/des tour(s) de refroidissement couplée(s) aux générateurs de chaleur, $W_{ct,gen,m}$, doit être déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 340} \quad W_{ct,gen,m} = \sum_i W_{ct,gen,seci,m} \quad (\text{kWh})$$

$$\text{Eq. 341} \quad W_{ct,gen,seci,m} = \frac{Q_{heat,gross,sec,i,m}}{3,6} \cdot \left(w_{ct,pref} \cdot f_{ct,m,pref} \cdot f_{heat,m,pref} \cdot \left(\frac{\eta_{gen,heat,m,pref} - 1}{\eta_{gen,heat,m,pref}} \right) + \sum_k w_{ct,npref k} \cdot f_{ct,m,npref k} \cdot f_{heat,m,npref k} \cdot \left(\frac{\eta_{gen,heat,m,npref k} - 1}{\eta_{gen,heat,m,npref k}} \right) \right) \quad (\text{kWh})$$

avec :

$W_{ct,gen,seci,m}$	la consommation mensuelle d'électricité de la (des) tour(s) de refroidissement pour la production de chaleur pour le secteur énergétique i , en kWh ;
$Q_{heat,gross,seci,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage du secteur énergétique i , déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
$f_{ct,m,pref}$	le facteur de correction mensuel pour les tours de refroidissement connectées au générateur préférentiel, défini comme ci-dessous ;
$f_{ct,m,npref\ k}$	le facteur de correction mensuel pour les tours de refroidissement connectées au générateur non préférentiel k , défini comme ci-dessous ;
$f_{heat,m,pref}$	la fraction mensuelle de la quantité totale de chaleur fournie par le(s) générateur(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s), telle que déterminée au § 7.3.1, (-) ;
$f_{heat,m,npref\ k}$	la fraction mensuelle de la quantité totale de chaleur fournie par le(s) générateur(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s) k , telle que déterminée au § 7.3.1, (-) ;
$\eta_{gen,heat,m,pref}$	le rendement de production mensuel du (des) générateur(s) de chaleur préférentiel(s), déterminé selon le § 7.5.1, (-) ;
$\eta_{gen,heat,m,npref\ k}$	le rendement de production mensuel du (des) générateur(s) de chaleur non préférentiel(s) k , déterminé selon le § 7.5.1, (-) ;
$W_{ct,pref}$	un facteur qui tient en compte si le générateur préférentiel est connecté à une tour de refroidissement ou pas : - s'il est connecté à une tour de refroidissement : $W_{ct,pref} = 1$; - dans tous les autres cas : $W_{ct,pref} = 0$;
$W_{ct,npref\ k}$	un facteur qui tient en compte si le générateur non préférentiel k est connecté à une tour de refroidissement ou pas : - s'il est connecté à une tour de refroidissement : $W_{ct,npref} = 1$; - dans tous les autres cas : $W_{ct,npref} = 0$.

Il faut faire une somme sur tous les générateurs de chaleur non préférentiels k qui desservent le secteur énergétique i et sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PEN.

Le facteur de correction mensuel pour les tours de refroidissement connectées au générateur de chaleur est déterminé comme dans le § 8.3.3.

8.5.2.4 La consommation d'électricité de l'électronique

La consommation mensuelle d'électricité pour l'électronique de l'unité PEN considérée, $W_{electr,gen,m}$, doit être considérée comme suit :

$$\text{Eq. 342 } W_{electr,gen,m} = \sum_j P_{electr,gen,j} \cdot \frac{t_m}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

où :

$P_{electr,gen,j}$	la puissance des pertes en mode veille de l'électronique pour la production, en W. Par générateur j , la puissance des pertes est définie égale à 10 W ;
t_m	la longueur du mois considéré, voir Tableau [1], en Ms.

Il faut toujours faire la somme sur tous les générateurs j qui desservent l'unité PEN.

Si un générateur dessert plusieurs unités PEN et/ou PER, la puissance des pertes en mode veille doit être répartie de façon proportionnelle entre les unités PEN et/ou PER concernées sur base des besoins bruts totaux des unités PEN et/ou PER concernées. Si le générateur ne sert qu'au chauffage, alors la répartition doit être faite sur base des besoins bruts pour le chauffage. Si le générateur ne sert qu'à la production d'eau chaude sanitaire, alors la répartition doit être faite sur base des besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire. Si le générateur sert aux deux, alors la répartition doit être faite sur base des besoins bruts en énergie pour le chauffage et pour l'eau chaude sanitaire.

Si, lors de l'application de la règle de répartition ci-dessus, le générateur de chaleur sert à l'humidification d'une ou plusieurs unités PEN, les besoins bruts pour l'humidification des unités PEN desservies doivent être ajoutés aux besoins bruts pour le chauffage et/ou d'eau chaude sanitaire.

Si, lors de l'application de la règle de répartition ci-dessus, le générateur de chaleur délivre de la chaleur à une machine de refroidissement par absorption qui dessert une ou plusieurs unités PEN, la chaleur livrée à la machine de refroidissement par absorption et qui est nécessaire pour couvrir la demande de refroidissement des unités PEN desservies doit être ajoutée aux besoins bruts pour le chauffage et/ou pour l'eau chaude sanitaire et/ou pour l'humidification. La chaleur délivrée à la machine de refroidissement par absorption est déterminée pour chaque unité PEN desservie comme la contribution de la machine de refroidissement à absorption aux besoins bruts pour le refroidissement des locaux, $Q_{cool, gross}$, divisé par le coefficient d'efficacité frigorifique, EER_{nom} .

Pour les générateurs d'eau chaude sanitaire dont les rendements de production et de stockage sont calculés selon le § 10.3.3.4.1 de l'annexe A.1 et pour les générateurs de chauffage dont le rendement de production est calculé selon le § 10.2.3.3, le § 10.2.3.4.2 ou le § 10.2.3.4.3 de l'annexe A.1, la consommation d'énergie auxiliaire électrique pour la production de chaleur du générateur est déjà prise en compte et ne doit plus être comptabilisée dans l'Eq. 342.

La consommation éventuelle d'énergie auxiliaire par les appareils de chauffage locaux, à l'exception des poêles à pellets dont la puissance nominale est supérieure à 50 kW, des poêles à charbon et des poêles à bois qui ne sont pas des poêles à pellets, pour lesquels le rendement de production est déterminé selon le § 10.2.3.2.4 de l'annexe A.1, est déjà prise en compte dans le rendement de production et ne doit donc plus être comptabilisée dans l'Eq. 342.

8.6 Consommation d'énergie pour le pré-refroidissement de l'air de ventilation

La consommation d'électricité mensuelle pour le pré-refroidissement de l'air de ventilation est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 118 } \dot{W}_{\text{precool},m} = \dot{W}_{\text{soil/water},m} + \dot{W}_{\text{evap},m} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$\dot{W}_{\text{soil/water},m}$ la consommation d'électricité mensuelle pour l'échangeur de chaleur sol-eau, selon le § 8.6.1, en kWh ;
 $\dot{W}_{\text{evap},m}$ la consommation d'électricité mensuelle pour le refroidissement par évaporation, selon le § 8.6.2, en kWh.

Pour d'autres technologies, $\dot{W}_{\text{precool},m}$ sera déterminé selon des règles déterminées par le Ministre.

8.6.1 Consommation d'électricité pour l'échangeur de chaleur sol-eau

On détermine la consommation d'électricité mensuelle pour l'échangeur de chaleur sol-eau comme suit :

$$\text{Eq. 343 } \dot{W}_{\text{soil/water},m} = 0,278 \cdot t_m \cdot \dot{W}_{\text{soil/water},m} \left(\begin{aligned} & f_{\text{vent,cool,max}} \cdot \frac{\dot{V}_w}{3600} \cdot f \cdot \frac{L_{\text{tube}}}{D_{\text{tube}}} \cdot 500 \cdot \left(\frac{\dot{V}_w}{3600 \cdot n_{\text{tube}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{tube}}^2} \right)^2 \\ & + 150 \cdot \frac{\sum_f \left((f_{\text{vent,cool,fct f}} - f_{\text{v,addm,day,coolfctf;m}}) \cdot \dot{V}_{\text{hyg,fct f}} \right.}{3600} \left. + f_{\text{v,add m,day,cool,fctf;m}} \cdot \dot{V}_{\text{add,fct f}} \right) \end{aligned} \right) \quad (\text{kWh})$$

avec :

t_m la durée du mois considéré, en Ms, reprise au Tableau [1] ;
 $f_{\text{vent,cool,fct f}}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation est en service pour la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, tel que repris au

Tableau [7], (-) ;

$f_{vent,cool,max}$	la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle l'échangeur sol-eau est en service, égal au maximum des valeurs respectives pour $f_{vent,cool,fct f}$, comme déterminé ci-dessus, (-) ;
$f_{V,add m,day,cool,fct f,m}$	la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation additionnelle mécanique en journée est en service dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.3.2, (-) ;
$W_{soil/water,m}$	un facteur mensuel qui prend en compte la durée d'utilisation de l'échangeur sol-eau, déterminé selon le § B.2.1, (-) ;
$\dot{V}_W$	le débit d'eau à travers l'échangeur de chaleur sol-eau, en m^3/h ;
f	un coefficient de friction :

Eq. 120 Si $Re < 2300$: $f = \frac{64}{Re}$

Si non : $f = (1,58 \cdot \ln(Re) - 3,28)^{-2}$

avec :

Re	le nombre de Reynolds, déterminé selon le § B.2, (-) ;
D_{tube}	le diamètre intérieur de la conduite souterraine, en m ;
L_{tube}	la longueur de la conduite souterraine, en m ;
n_{tube}	le nombre de conduites parallèles, (-) ;
$\dot{V}_{hyg,fct f}$	le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique qui passe à travers l'échangeur de chaleur sol-eau dans la partie fonctionnelle f , en m^3/h , déterminé selon les principes spécifiés au § 5.6.2.2.
$\dot{V}_{add m,fct f}$	le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation additionnelle mécanique dans la partie fonctionnelle f , en m^3/h . La valeur par défaut est égale au débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique. D'autres valeurs peuvent être considérées sur base de rapports de mesures conformes aux spécifications définies par le Ministre.

Il faut faire la somme sur toutes les fonctions f de la zone de ventilation z .

8.6.2 Consommation d'électricité pour le refroidissement par évaporation

On détermine la consommation d'électricité mensuelle pour le refroidissement par évaporation selon :

$$W_{evap,m} = 0,278 \cdot t_m \cdot w_{evap,m} \cdot 250 \cdot$$

Eq. 344

$$\sum_f \left(\left(f_{vent,cool,fct f} - f_{V,add m,day,cool,fctf,m} \right) \cdot \dot{V}_{hyg,fct f} + f_{V,add m,day,cool,fctf,m} \cdot \dot{V}_{add m,fct f} \right) \quad (kWh)$$

$$3600$$

avec :

t_m	la durée du mois considéré, en Ms, reprise au Tableau [1] ;
-------	---

$W_{evap,m}$ un facteur mensuel qui prend en compte la durée d'utilisation du système d'évaporation, selon le § B.3.1, (-) ;

$f_{vent,cool,fct}$ f la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation est en service pour la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, tel que repris au

Tableau [7], (-) ;

$f_{V,add\ m,day,cool,fct\ f,m}$	la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation additionnelle mécanique en journée est en service dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.3.2, (-) ;
$\dot{V}_{hyg,fct\ f}$	le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique qui passe à travers l'échangeur de chaleur sol-air dans la partie fonctionnelle f, en m ³ /h, déterminé selon les principes spécifiés au § 5.6.2.2.
$\dot{V}_{add\ m,fct\ f}$	le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation additionnelle mécanique dans la partie fonctionnelle f, en m ³ /h. La valeur par défaut est égale au débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique. D'autres valeurs peuvent être considérées sur base de rapports de mesures conformes aux spécifications définies par le Ministre.

Il faut faire la somme sur toutes les parties fonctionnelles f de la zone de ventilation z.

9 Consommation d'énergie pour l'éclairage

9.1 Principe

Ce chapitre est consacré à la détermination, premièrement, de la variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm\ r}$ et, deuxièmement, de la consommation conventionnelle d'électricité pour l'éclairage (qui sera convertie en consommation d'énergie primaire au § 10.6).

Seul l'éclairage fixe situé à l'intérieur de l'unité PEN est obligatoirement pris en compte dans les calculs. L'éclairage 'indépendant' (on entend par là les appareils indépendants (non fixes) que l'utilisateur branche sur le réseau électrique en insérant une fiche dans une prise (par exemple des luminaires sur pied, les lampes de bureau, certaines lampes fixées aux cadres de tableaux, etc..)) peut être pris en considération de manière volontaire.

Des exemples d'éclairage situés en dehors de l'unité PEN peuvent être par exemple (selon le bâtiment en question) :

- un éclairage extérieur ;
- un éclairage intérieur dans des espaces situés hors du volume protégé ;
- un éclairage dans des parties résidentielles du bâtiment ;
- un éclairage d'autres espaces situés à l'intérieur du volume protégé mais pour lesquels il ne faut pas effectuer de calcul PEN.

A l'intérieur de l'unité PEN, les formes d'éclairage suivantes ne sont pas prises en considération :

- les appareils qui assurent la signalisation des issues de secours (et qui restent souvent allumées en permanence) ;
- l'éclairage de secours (dans la mesure où il s'allume uniquement en cas d'urgence) ;
- l'éclairage des cabines et cages d'ascenseur.

La consommation des batteries présentes dans les systèmes d'éclairage (par exemple dans les interrupteurs sans fil) n'est pas prise en considération dans la détermination du niveau E_{EPNR} .

Par partie fonctionnelle, il faut choisir entre deux méthodes de détermination de la variable auxiliaire $L_{rm\ r}$ de tous les espaces et de la consommation d'électricité pour l'éclairage, à savoir :

- soit à l'aide de valeurs par défaut (§ 9.2) ;
- soit à l'aide des données détaillées de l'installation d'éclairage, en prenant en considération les facteurs suivants (§ 9.3) :
 - le flux lumineux des lampes et les caractéristiques photométriques des luminaires ;
 - la puissance des lampes installées, éléments auxiliaires des sources lumineuses compris, et la puissance des éventuels capteurs et éléments de contrôle ;
 - le type de contrôle ;
 - la présence éventuelle d'une zone de lumière naturelle avec élément de contrôle adapté.

9.1.1 Variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm\ r}$

La variable auxiliaire $L_{rm\ r}$ est une approximation du niveau d'éclairement moyen. Elle détermine, avec d'autres paramètres, la valeur de référence de la consommation annuelle caractéristique d'énergie primaire (voir § 4).

9.1.2 Consommation d'électricité pour l'éclairage

La consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage de l'unité PEN est la somme de la consommation d'électricité pour l'éclairage de chacun des parties fonctionnelles, et de la consommation d'électricité éventuelle de tous les éléments de contrôles et similaires qui se trouvent hors de l'unité PEN mais qui sont (en tout ou en partie) liés à l'installation d'éclairage située à l'intérieur de l'unité PEN :

$$\text{Eq. 122 } W_{\text{light},m} = \sum_f W_{\text{light},fct\ f,m} + \sum_r W_{\text{light},rmr,ctrl,m} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$W_{\text{light},m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage, en kWh ;
$W_{\text{light},fct\ f,m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage de la partie fonctionnelle f , en kWh, déterminée selon le § 9.2.2 ou § 9.3.2 ;
$W_{\text{light},rm\ r,ctrl,m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour les éléments de contrôles et similaires installés dans des espaces r situés hors de l'unité PEN mais (en tout ou en partie) liés à l'installation d'éclairage des espaces r situés dans l'unité PEN, en kWh, déterminée selon le § 9.2.2 ou § 9.3.2.2.3.

Il faut faire une sommation sur toutes les parties fonctionnelles f de l'unité PEN et sur tous les espaces r hors de l'unité PEN.

Particularité de la fonction "Enseignement" : la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage, $W_{\text{light},fct\ f,m}$, est considérée être nulle durant les mois de juillet et d'août.

9.2 Détermination de la variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm\ r}$ et de la consommation d'électricité pour l'éclairage à l'aide des valeurs par défaut

9.2.1 Détermination de la variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm\ r}$

Pour chaque espace de la partie fonctionnelle, la variable auxiliaire $L_{rm\ r}$ vaut : $L_{rm\ r} = 500$.

9.2.2 Détermination de la consommation d'électricité pour l'éclairage par partie fonctionnelle

La consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage, y compris la consommation éventuelle des systèmes de contrôle, de la partie fonctionnelle f considérée, est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 123 } W_{\text{light},fct\ f,m} = \sum_r A_{f,rmr} \cdot p_{\text{light},def,fct\ f} \cdot (t_{\text{day},fct\ f,m} + t_{\text{night},fct\ f,m}) \quad (\text{kWh})$$

avec :

$W_{\text{light}, \text{fct } f, m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage dans la partie fonctionnelle f , en kWh ;
$A_{f, \text{rm } r}$	la surface d'utilisation dans l'espace r , en m^2 ;
$p_{\text{light}, \text{def}, \text{fct } f}$	la valeur fixe de la puissance spécifique pour l'éclairage. Cette valeur est déterminée par partie fonctionnelle et vaut : - $p_{\text{light}, \text{def}, \text{fct } f} = 0,030 \text{ kW/m}^2$ pour les parties fonctionnelles ayant la fonction "Commerce / Services", - $p_{\text{light}, \text{def}, \text{fct } f} = 0,020 \text{ kW/m}^2$ pour toutes les autres parties fonctionnelles ;
$t_{\text{day}, \text{fct } f, m}$	le nombre conventionnel d'heures d'utilisation par mois en période diurne, déterminé de la partie fonctionnelle f et repris au Tableau [31], en h ;
$t_{\text{night}, \text{fct } f, m}$	le nombre conventionnel d'heures d'utilisation par mois en période nocturne, déterminé de la partie fonctionnelle f et repris au Tableau [32], en h.

Il faut faire la sommation sur tous les espaces r de la partie fonctionnelle f .

On prend une valeur nulle pour la consommation mensuelle d'électricité des éléments de contrôle situés hors de l'unité PEN et qui sont uniquement liés aux luminaires situés dans les espaces de la partie fonctionnelle f considérée :

$$\text{Eq. 124} \quad \sum_r W_{\text{light}, \text{rmr}, \text{ctrl}, m} = 0 \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{\text{light}, \text{rm } r, \text{ctrl}, m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour les éléments de contrôles et similaires installés dans des espaces situés hors de l'unité PEN et qui sont uniquement liés à l'éclairage situé à l'intérieur de la partie fonctionnelle f considérée, en kWh.
--	---

Si les éléments de contrôles sont également liés à des luminaires situés dans d'autres parties fonctionnelles et si l'on détermine la consommation d'électricité pour l'éclairage de ces parties fonctionnelles à l'aide de la puissance réellement installée, alors il faut calculer leur consommation tel que décrit au § 9.3.2.2.3.

9.3 Détermination de la variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm\ r}$ et de la consommation d'électricité pour l'éclairage à l'aide des données de détail de l'installation d'éclairage

9.3.1 Détermination de la variable auxiliaire $L_{rm\ r}$

9.3.1.1 Détermination de la variable auxiliaire $L_{rm\ r}$ dans un espace où aucune installation d'éclairage fixe n'est installée et dans lequel aucune installation d'éclairage indépendant n'est prise en considération

Si, dans un espace, aucune installation d'éclairage fixe n'est installée et aucune installation d'éclairage indépendant - si présente - n'est prise en considération, alors le calcul pour cet espace se fait avec des valeurs fixées conventionnellement. Ces valeurs correspondent aux valeurs utilisées pour le calcul avec les valeurs par défaut.

Dans un tel espace, on prend par convention la valeur : $L_{rm\ r} = 500$.

9.3.1.2 Détermination de la variable auxiliaire $L_{rm\ r}$ dans un espace où une installation d'éclairage fixe est installée ou dans un espace pour lequel une installation d'éclairage indépendant est prise en considération

Dans un espace où une installation d'éclairage fixe est installée ou dans un espace pour lequel une installation d'éclairage indépendant est prise en considération, on détermine la variable auxiliaire $L_{rm\ r}$ comme suit :

1. Si l'éclairement désiré n'est pas réglable :

$$\text{Eq. 125 } L_{rmr} = L_{design,rmr} \quad (-)$$

où :

$L_{rm\ r}$ la variable auxiliaire adimensionnelle pour l'espace r , (-) ;
 $L_{design,rm\ r}$ la valeur de dimensionnement de la variable auxiliaire adimensionnelle pour l'espace r , définie comme ci-dessous, (-).

2. Si l'éclairement désiré est bien réglable⁶ (soit luminaire par luminaire, soit par groupe de luminaires), et ce pour tous les luminaires de l'espace qui sont pris en considération⁷ :

$$\text{Eq. 126 } L_{rmr} = L_{design,rmr} \cdot \min \left(1, \frac{L_{thresh} + f_{reduc,light} \cdot (L_{design,rmr} - L_{thresh})}{L_{design,rmr}} \right) \quad (-)$$

où :

$L_{rm\ r}$ la variable auxiliaire adimensionnelle pour l'espace r , (-) ;
 $L_{design,rm\ r}$ la valeur de dimensionnement de la variable auxiliaire adimensionnelle pour l'espace r , définie comme ci-dessous, (-) ;
 $f_{reduc,light}$ un facteur de réduction, fixé à $f_{reduc,light} = 0,5$, (-) ;
 L_{thresh} une valeur seuil pour $L_{design,rm\ r}$, fixée à $L_{thresh} = 250$, (-).

⁶ Dans ce cas, la valeur de la variable auxiliaire est réduite, mais également la valeur de calcul pour la puissance d'éclairage (voir 9.3.3).

⁷ Si $L_{design,rm\ r}$ est égal à zéro (par exemple parce qu'aucune information n'a été fournie concernant les luminaires installés), on a $L_{rm\ r} = 0$.

La valeur de dimensionnement de la variable auxiliaire adimensionnelle $L_{\text{design},rm\ r}$ peut être définie de deux manières :

- soit à l'aide d'une méthode conventionnelle simple (§ 9.3.1.2.1) ;
- soit à l'aide de calculs détaillés (§ 9.3.1.2.2).

Pour la plupart des applications, la première méthode peut suffire. Certains types de luminaires n'entrent pas en compte dans le calcul de la valeur de dimensionnement $L_{\text{design},rm\ r}$ selon la méthode conventionnelle simple (voir le § 9.3.1.2.1) mais leur consommation d'électricité est toutefois incluse dans les calculs (voir le § 9.3.2). On peut dans ce cas, si on le souhaite, utiliser la seconde méthode dans les espaces concernées pour quand même prendre en compte leur contribution dans le calcul de $L_{\text{design},rm\ r}$.

9.3.1.2.1 Détermination de la valeur de dimensionnement $L_{\text{design},rm\ r}$ à l'aide de la méthode conventionnelle

On détermine la valeur de dimensionnement $L_{\text{design},rm\ r}$ pour l'espace r selon :

$$\text{Eq. 127} \quad L_{\text{design},rmr} = \frac{\sum_k n_k \cdot [.N2_k \cdot .N4_k + 0,5 \cdot (1 - .N4_k)] \cdot .N5_k \cdot 0,85 \cdot \text{PHIS}_k}{A_{f,rmr}} \quad (-)$$

où :

$L_{\text{design},rm\ r}$	la valeur de dimensionnement de la variable auxiliaire adimensionnelle pour l'espace r , définie comme ci-dessous, (-) ;
n_k	le nombre de luminaires de type k dans l'espace r , (-) ;
$.N2_k$	le rapport entre, d'une part, le flux lumineux du luminaire de type k émis dans un angle solide de π par rapport à l'axe principal (c.-à-d. dans un cône ayant un angle d'ouverture de 120°) et, d'autre part, le flux lumineux du luminaire de type k émis dans un angle solide de 2π par rapport à l'axe principal, (-), déterminé selon CIE 52 ;
$.N4_k$	le rapport entre, d'une part, le flux lumineux du luminaire de type k émis dans un angle solide de 2π par rapport à l'axe principal (c.-à-d. dans un cône ayant un angle d'ouverture de 180°) et, d'autre part, le flux lumineux total émis du luminaire de type k , (-), déterminé selon CIE 52 ;
$.N5_k$	le rapport entre le flux lumineux total émis du luminaire k et le flux lumineux (PHIS_k) émis par l'ensemble des lampes présentes dans le luminaire de type k , (-), déterminé selon CIE 52 ;
PHIS_k	la somme du flux lumineux de chacune des lampes présentes dans le luminaire de type k , en lumen :

$$\text{Eq. 128} \quad \text{PHIS}_k = \sum_m \text{PHI}_m$$

où :

PHI_m	le flux lumineux de la lampe m , déterminé selon CIE 84, en lumen. A cette fin, on effectue une sommation sur toutes les lampes m qui se trouvent dans le luminaire de type k ;
$A_{f,rm\ r}$	la surface d'utilisation de l'espace r , en m^2 .

Si l'on ne dispose pas des informations nécessaires concernant une combinaison lampe/luminaire donnée, on n'en tient pas compte dans la détermination de la valeur de dimensionnement $L_{\text{design},rm\ r}$ mais leur consommation est par contre prise en compte au § 9.3.2.

La somme est effectuée uniquement sur les luminaires de type k fixés au plafond (encastrés, appliqués ou suspendus) présents dans l'espace r. Les luminaires muraux et les systèmes d'éclairage intégrés dans le plancher ou dans les escaliers ou l'éclairage indépendant qui est pris en considération entrent quant à eux obligatoirement dans le calcul de la puissance installée, voir § 9.3.2 (et donc finalement dans la consommation annuelle caractéristique d'énergie primaire), mais ne sont pas repris dans celui de la détermination de la valeur de dimensionnement $L_{\text{design},rm\ r}$ selon la méthode conventionnelle. Si l'on veut prendre en compte d'autres luminaires que ceux fixés au plafond lors de la détermination de la variable auxiliaire $L_{rm\ r}$, il faut utiliser la méthode de calcul détaillée, voir § 9.3.1.2.2. Les luminaires fixés au plafond qui sont installées de telle manière que leur axe principal n'est pas orienté selon la verticale vers le bas (par exemple fixés sur un élément de toiture en pente) ou qui sont orientables (par exemple des spots rotatifs), sont pris en compte dans la méthode conventionnelle de détermination de la valeur de dimensionnement $L_{\text{design},rm\ r}$ uniquement dans la mesure où l'axe principal ne s'écarte pas de plus de 45° de la verticale ou, dans le cas de luminaire tournant, dans la mesure où l'axe ne s'écarte jamais de plus de 45° de la verticale (dans sa position la plus défavorable), l'axe principal étant le même que celui utilisé pour la détermination du code de flux. Si cette limitation en matière d'installation n'est pas respectée, ces luminaires ne sont pas pris en compte dans la détermination de la valeur de dimensionnement $L_{\text{design},rm\ r}$ selon la méthode conventionnelle, mais elles le sont obligatoirement dans la détermination de la consommation énergétique. Si l'on désire prendre en compte ces luminaires dans la détermination de la valeur de dimensionnement $L_{\text{design},rm\ r}$, il faut utiliser la méthode de calcul détaillée, voir § 9.3.1.2.2.

9.3.1.2.2 Détermination de la valeur de dimensionnement $L_{\text{design},rm\ r}$ au moyen de calculs détaillés

Contrairement à la méthode de calcul conventionnelle, il est permis de calculer, pour un espace, l'éclairement sur un plan fictif situé à une hauteur de 0,8 m à l'aide d'un programme de calcul.

Le programme utilisé pour le calcul doit être au préalable agréé par le Ministre.

Par convention, la valeur de dimensionnement $L_{\text{design},rm\ r}$ doit être estimée par la valeur moyenne de l'éclairement calculée sur la superficie totale de l'espace, c'est à dire en prenant en compte toutes les zones, y compris les zones du pourtour de la pièce.

Le calcul doit être effectué sur base de la géométrie réelle de l'espace (vide, sans mobilier). Les facteurs de réflexion à prendre en compte sont : 0,7 pour le plafond, 0,5 pour les murs (y compris les baies d'éclairage naturel) et 0,2 pour le plancher. Lors du calcul, il faut considérer pour les luminaires une position identique à leur installation effective. Dans le cas de luminaires orientables, il faut, dans les calculs, diriger le luminaire de manière telle que l'angle entre l'axe principal et la verticale soit le plus grand possible (donc l'orienter au maximum vers le haut). Si d'autres orientations sont possibles, il faut orienter le luminaire perpendiculairement à la paroi la plus proche. En ce qui concerne le flux lumineux des lampes, il faut tenir compte d'un facteur de réduction fixe de 0,85 conformément à la valeur issue du rapport technique CIE84.

En ce qui concerne ces calculs, le Ministre peut établir des spécifications complémentaires et/ou divergentes.

9.3.2 Détermination de la consommation mensuelle d'électricité par partie fonctionnelle

On détermine la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage d'une partie fonctionnelle en effectuant la somme de la consommation d'électricité pour l'éclairage de chacun des espaces qui composent cette partie fonctionnelle :

$$\text{Eq. 129 } W_{\text{light,fct } f,m} = \sum_r W_{\text{light,rm } r,m} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$W_{\text{light,fct } f,m}$ la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage dans la partie fonctionnelle f , en kWh ;

$W_{\text{light,rm } r,m}$ la consommation d'électricité mensuelle pour l'éclairage de l'espace r situé dans la partie fonctionnelle f , en kWh, déterminée selon le § 9.3.2.1 ou § 9.3.2.2.

On effectuera une sommation sur tous les espaces r de la partie fonctionnelle f .

9.3.2.1 Consommation d'électricité pour l'éclairage dans un espace où aucune installation d'éclairage fixe n'est installée et dans lequel aucune installation d'éclairage indépendant n'est prise en considération

Si, dans un espace, aucune installation d'éclairage fixe n'est installée et aucune installation d'éclairage indépendant - si présente - n'est prise en considération, alors le calcul pour cet espace se fait avec des valeurs fixées conventionnellement. Ces valeurs correspondent aux valeurs utilisées pour le calcul avec les valeurs par défaut.

Par conséquent, la valeur de calcul pour la consommation mensuelle d'électricité dans un tel espace vaut par convention :

$$\text{Eq. 130 } W_{\text{light,rm } r,m} = A_{f,rm } r \cdot p_{\text{light,abs,fct } f} \cdot (t_{\text{day,fct } f,m} + t_{\text{night,fct } f,m}) \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{\text{light,rm } r,m}$ la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage de l'espace r , en kWh ;

$A_{f,rm } r$ la surface d'utilisation de l'espace r , en m^2 ;

$p_{\text{light,abs,fct } f}$ une valeur fixe de la puissance spécifique pour l'éclairage. Cette valeur est déterminée par partie fonctionnelle et vaut : $p_{\text{light,abs,fct } f} = 0,030 \text{ kW/m}^2$ pour les parties fonctionnelles ayant la fonction "Commerce / Services" et $p_{\text{light,abs,fct } f} = 0,020 \text{ kW/m}^2$ pour toutes les autres parties fonctionnelles ;

$t_{\text{day,fct } f,m}$ le nombre conventionnel d'heures d'utilisation par mois en période diurne, de la partie fonctionnelle f à laquelle l'espace r appartient, repris au Tableau [31], en h ;

$t_{\text{night,fct } f,m}$ le nombre conventionnel d'heures d'utilisation par mois en période nocturne, de la partie fonctionnelle f à laquelle l'espace r appartient, repris au Tableau [32], en h.

9.3.2.2 Consommation d'électricité pour l'éclairage dans un espace où une installation d'éclairage fixe est installée ou dans un espace pour lequel une installation d'éclairage indépendant est prise en considération

Dans un espace où une installation d'éclairage est présente ou dans un espace pour lequel une installation d'éclairage indépendant est prise en considération, on détermine la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage en multipliant la puissance installée de l'éclairage (y compris les éléments auxiliaires éventuels et éléments de contrôle) par la durée pendant laquelle l'éclairage est allumé, en tenant compte des contrôles présents. La consommation d'électricité des éléments de contrôle éventuels doit y être intégrée, dans la mesure où cette dernière consommation n'a pas encore été intégrée dans le terme précédant :

$$\text{Eq. 393 } W_{\text{light,rmr,m}} = \left[(P_{\text{light,rmr}} \cdot f_{\text{ci}}) \cdot (t_{\text{day,fct f,m}} \cdot f_{\text{dayl}} + t_{\text{night,fct f,m}}) \right] \cdot \frac{\sum_k f_{\text{occ,light,k}} \cdot P_{\text{fitting,k}}}{\sum_k P_{\text{fitting,k}}} + W_{\text{light,rmr,ctrl,m}} \text{ (kWh)}$$

où :

$W_{\text{light,rm r,m}}$	la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage de l'espace r, en kWh ;
$P_{\text{light,rm r}}$	la valeur de calcul de la puissance de l'éclairage dans l'espace entier, déterminée selon le § 9.3.3, en kW ;
f_{ci}	un facteur de réduction pour tenir compte d'un système qui maintient l'éclairement constant. Ce facteur est fixé à 1, (-) ;
$t_{\text{day,fct f,m}}$	le nombre conventionnel d'heures d'utilisation par mois en période diurne, pour la partie fonctionnelle f à laquelle l'espace r appartient et repris au Tableau [31], en h ;
f_{dayl}	un facteur de réduction pour tenir compte d'un système qui règle l'éclairage en fonction de l'apport de lumière du jour dans l'espace, déterminé selon le § 9.3.2.2.1, (-) ;
$t_{\text{night,fct f,m}}$	le nombre conventionnel d'heures d'utilisation par mois en période nocturne, pour la partie fonctionnelle f à laquelle l'espace r appartient et repris Tableau [32], en h.
$f_{\text{occ,light,k}}$	un facteur de réduction pour tenir compte d'un système qui règle le luminaire k en fonction de l'occupation, déterminé selon le § 9.3.2.2.1, (-) ;
$P_{\text{fitting,k}}$	la valeur de la puissance de la (de toutes les) lampe(s) du luminaire, y compris les éventuels éléments auxiliaires, capteurs, éléments de contrôle et/ou commande du luminaire k, en W ;
$W_{\text{light,rm r,ctrl,m}}$	la consommation mensuelle d'électricité du contrôle qui n'a pas encore été prise en compte dans le terme précédent, déterminée selon le § 9.3.2.2.3, en kWh.

Il faut effectuer la somme sur tous les luminaires k pris en considération dans l'espace r.

9.3.2.2.1 Facteurs de réduction pour tenir compte d'un système qui règle l'éclairage en fonction de l'occupation et de l'apport de lumière du jour

Le facteur de réduction pour le réglage du luminaire k en fonction de l'occupation, $f_{occ,light,k}$, est donné au Tableau [29]. Des systèmes centralisés⁸ ne sont pas pris en considération.

⁸ Dès qu'un interrupteur ou un capteur règle l'éclairage dans plus de un espace, le système est considéré comme "central".

Tableau [29] : Facteur de réduction $f_{occ\ light,k}$ pour tenir compte du réglage en fonction de l'occupation, par fonction (partie 1 sur 2)

Description de la commutation	Fonctions							
	Hébergement	Bureaux	Enseignement	Soins de santé			Rassemblement	
				Avec occ. noct.	Sans occ. noct.	Salle d'opération	Occ. importante	Faible occ. / Cafét. / réfect.
Aucun système et tous les systèmes autres que ceux décrits ci-dessous.	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Commande manuelle (allumage/extinction) :								
• $A_{f,rm\ r} < 30\ m^2$ ou classe ou salle de réunion	0,90	0,90	0,90	0,90	0,95	0,70	1,00	1,00
• $A_{f,rm\ r} \geq 30\ m^2$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,50
Détection de présence : allumage automatique et extinction automatique, ou réduction du flux lumineux (auto on ; auto off/dimming) :								
• $A_{f,rm\ r} < 30\ m^2$ ou classe ou salle de réunion :								
- si extinction complète en cas d'absence	0,80	0,80	0,80	0,80	0,85	0,60	1,00	1,00
- si réduction du flux lumineux en cas d'absence	0,85	0,85	0,85	0,85	0,90	0,65	1,00	1,00
• $A_{f,rm\ r} \geq 30\ m^2$:								
- si extinction complète en cas d'absence	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
- si réduction du flux lumineux en cas d'absence	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,45
Allumage manuel ; détection d'absence : éteint automatiquement ou dime automatiquement (on manuel ; auto off/dim) :								
• $A_{f,rm\ r} < 30\ m^2$ ou classe ou salle de réunion								
- si extinction complète en cas d'absence	0,70	0,70	0,70	0,70	0,80	0,50	1,00	1,00
- si réduction du flux lumineux en cas d'absence	0,80	0,80	0,80	0,80	0,85	0,60	1,00	1,00
• $A_{f,rm\ r} \geq 30\ m^2$:								
- si extinction complète en cas d'absence	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
- si réduction du flux lumineux en cas d'absence	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,40

avec :

$A_{f,rm\ r}$ la surface d'utilisation de l'espace r , en m^2 .

Tableau [29] (suite) : Facteur de réduction $f_{occ\ light,k}$ pour tenir compte du réglage en fonction de l'occupation, par fonction (partie 2 sur 2)

Description de la commutation	Fonctions								
	Cuisine	Commerce / Serv.	Sport			Locaux techniques	Communs	Autre	Inconnue
			basse t°	t° moyenne	t° élevée				
Aucun système et tous les systèmes autres que ceux décrits ci-dessous.	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Commande manuelle (allumage/extinction) :							Déterminé comme ci-dessous		
• $A_{f,rm\ r} < 30\ m^2$ ou classe ou salle de réunion	1,00	1,00	0,80	0,80	0,80	0,25		1,00	1,00
• $A_{f,rm\ r} \geq 30\ m^2$	1,00	1,00	0,80	0,80	0,80	0,25		1,00	1,00
Détection de présence : allumage automatique et extinction automatique, ou réduction du flux lumineux (auto on ; auto off/dimming) :									
• $A_{f,rm\ r} < 30\ m^2$ ou classe ou salle de réunion :									
- si extinction complète en cas d'absence	1,00	1,00	0,70	0,70	0,70	0,15		1,00	1,00
- si réduction du flux lumineux en cas d'absence	1,00	1,00	0,75	0,75	0,75	0,20		1,00	1,00
• $A_{f,rm\ r} \geq 30\ m^2$:									
- si extinction complète en cas d'absence	1,00	1,00	0,70	0,70	0,70	0,15		1,00	1,00
- si réduction du flux lumineux en cas d'absence	1,00	1,00	0,75	0,75	0,75	0,20		1,00	1,00
Allumage manuel ; détection d'absence : éteint automatiquement ou dimme automatiquement (on manuel ; auto off/dim) :									
• $A_{f,rm\ r} < 30\ m^2$ ou classe ou salle de réunion									
- si extinction complète en cas d'absence	1,00	1,00	0,60	0,60	0,60	0,05		1,00	1,00
- si réduction du flux lumineux en cas d'absence	1,00	1,00	0,70	0,70	0,70	0,15		1,00	1,00
• $A_{f,rm\ r} \geq 30\ m^2$:									
- si extinction complète en cas d'absence	1,00	1,00	0,60	0,60	0,60	0,05		1,00	1,00
- si réduction du flux lumineux en cas d'absence	1,00	1,00	0,70	0,70	0,70	0,15		1,00	1,00

avec :

$A_{f,rm\ r}$ la surface d'utilisation de l'espace r, en m².

Si le luminaire k se trouve dans une partie fonctionnelle ayant la fonction "Communs" qui dessert plusieurs parties fonctionnelles, la valeur de $f_{occ, light, k}$ est égale à la valeur de la partie fonctionnelle desservie dont la valeur $f_{occ, light, k}$ est la plus élevée.

Le facteur de réduction pour le réglage en fonction de l'apport de lumière du jour, f_{dayl} , est déterminé selon :

$$\text{Eq. 132} \quad f_{dayl} = \left[\frac{A_{f,rmr,daylarea}}{A_{f,rmr}} \cdot f_{mod,dayl} \right] + \left[\frac{A_{f,rmr,artifarea}}{A_{f,rmr}} \cdot f_{mod,artif} \right] \quad (-)$$

où :

f_{dayl}	un facteur de réduction pour tenir compte d'un système qui règle l'éclairage en fonction de l'apport de lumière du jour dans l'espace, (-) ;
$A_{f,rmr,daylarea}$	la surface au sol de la partie dite "éclairée naturellement" dans l'espace r , déterminée selon le § 9.3.4, en m^2 ;
$A_{f,rmr}$	la surface d'utilisation de l'espace r , en m^2 ;
$f_{mod,dayl}$	le facteur pour le réglage en fonction de la lumière du jour dans la partie dite "éclairée naturellement", repris au Tableau [30], (-) ;
$A_{f,rmr,artifarea}$	la surface au sol de la partie dite "éclairée artificiellement" dans l'espace r , déterminée selon le § 9.3.4, en m^2 ;
$f_{mod,artif}$	le facteur pour le réglage en fonction de la lumière du jour dans la partie dite "éclairée artificiellement", repris au Tableau [30], (-).

Tableau [30] : Facteurs pour le réglage en fonction de la lumière du jour

Description du réglage en fonction de la lumière du jour	$f_{mod,dayl}$	$f_{mod,artif}$
Pas de système	1,00	1,00
Système manuel ⁹	0,90	1,00
Système automatique ¹⁰	0,60	0,80

Tous les luminaires qui sont pris en considération et se trouvent des parties respectivement dites "éclairée naturellement" et "éclairée artificiellement" doivent être réglés par le système, pour que le système de réglage puisse être pris en considération pour ces parties de l'espace. La délimitation des surfaces entre les luminaires est par convention déterminée par la ligne médiane entre les luminaires.

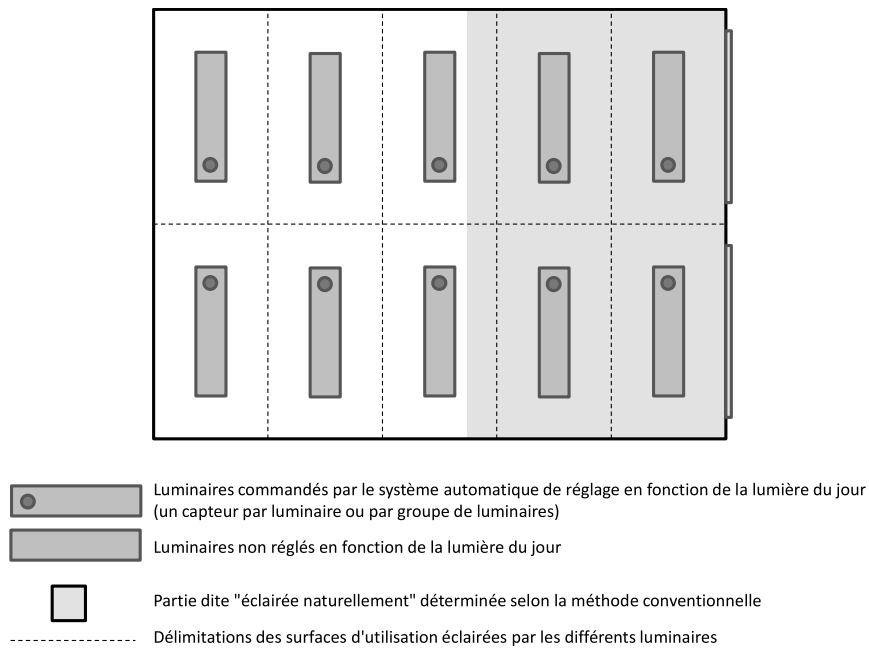
⁹ Il faut comprendre que le flux lumineux des sources de lumière peut être éteint ou modifié manuellement par l'utilisateur (par exemple à l'aide d'un interrupteur, d'un potentiomètre ou d'une commande à distance).

¹⁰ Il faut comprendre que le flux lumineux des sources de lumière est modifié en fonction de la disponibilité de lumière du jour de manière entièrement automatique et continu (ou dans le cas d'un système digital quasi continu, en au moins 100 positions intermédiaires).

Plusieurs situations peuvent se présenter :

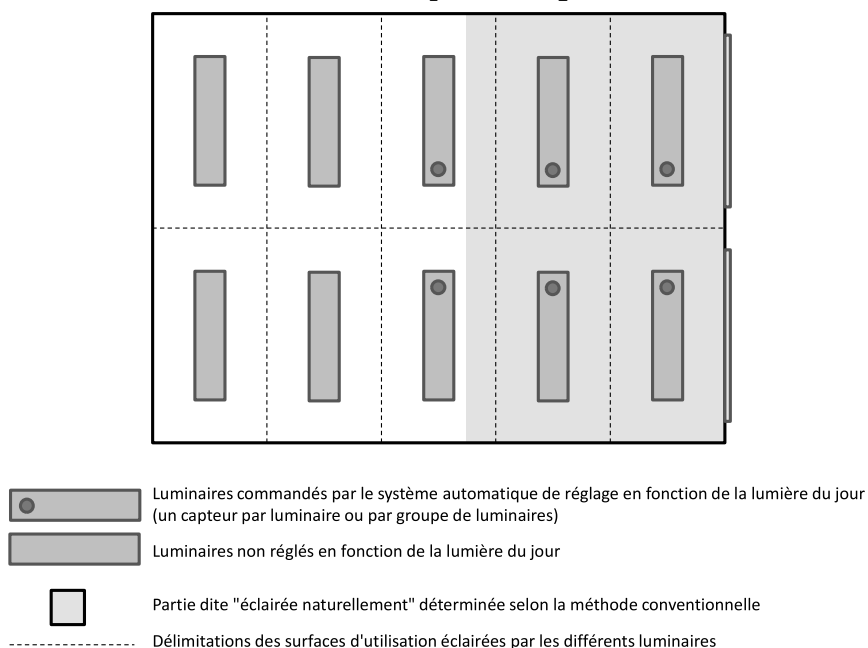
- Tous les luminaires pris en considération dans l'espace sont commandés par un seul et même système. Dans ce cas, les facteurs correspondants peuvent être appliqués dans chaque partie de l'espace. Dans l'exemple de la Figure [1], on a $f_{\text{mod,artif}} = 0,80$ et $f_{\text{mod,dayl}} = 0,60$.

Figure [1] : Configuration où tous les luminaires qui sont pris en considération sont commandés par un seul et même système



- Tous les luminaires qui sont pris en considération dans l'espace ne sont pas commandés par un seul et même système :
 - S'il est fait usage de la valeur par défaut pour la détermination de la partie dite "éclairée naturellement" (§ 9.3.4.1), le système n'est pas pris en considération.
 - S'il est fait usage de la méthode conventionnelle pour la détermination de la partie dite "éclairée naturellement" (§ 9.3.4.2), la délimitation des surfaces d'utilisation commandée dans chaque espace doit être déterminée à l'aide d'une figure ; les situations suivantes peuvent se présenter :
 - La partie dite "éclairée naturellement" ou la partie dite "éclairée artificiellement" se situe entièrement dans la surface d'utilisation totale commandée par le système. Dans ce cas, les facteurs correspondants peuvent être appliqués dans chaque partie de l'espace. Dans l'exemple de la Figure [2], on a $f_{\text{mod,artif}} = 1,00$ et $f_{\text{mod,dayl}} = 0,60$.

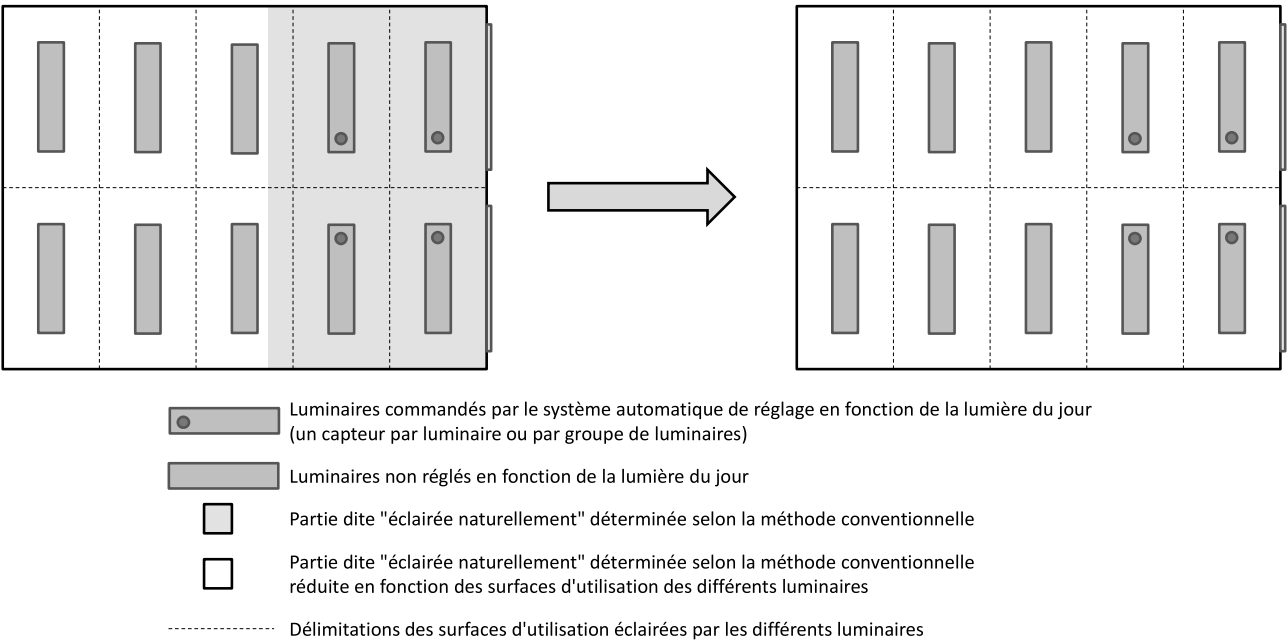
Figure [2] : Configuration où tous les luminaires qui sont pris en considération ne sont pas commandés par un seul et même système - la surface dite "éclairée naturellement" se situe entièrement dans la surface d'utilisation totale commandée par le système



- La partie dite "éclairée naturellement" ou la partie dite "éclairée artificiellement" se situe partiellement hors de la surface d'utilisation totale commandée par le système. Dans ce cas, le système n'est pas considéré pour la partie concernée et on retombe automatiquement sur un facteur de réduction de 1,00. Il est cependant autorisé de réduire la surface de la partie dite "éclairée naturellement" à la surface pour laquelle la surface de la partie dite "éclairée naturellement" et la surface d'utilisation commandée par le système correspondent l'une avec l'autre, pour obtenir une partie dite "éclairée naturellement" se situant entièrement dans de la surface d'utilisation totale commandée par le système. Cette tolérance ne peut pas être appliquée à la partie dite "éclairée artificiellement".

Dans l'exemple de la Figure [3], on a en principe $f_{mod,artif} = 1,00$ et $f_{mod,day1} = 1,00$. Cependant, si on réduit la surface de la partie dite "éclairée naturellement" jusqu'à ce qu'il n'y ait plus de partie de cette surface qui sont éclairée par des luminaires qui ne sont pas réglés par le système automatique, on peut calculer avec $f_{mod,day1} = 0,60$. $f_{mod,artif}$ reste naturellement égal à 1,00.

Figure [3] : Configuration où tous les luminaires qui sont pris en considération ne sont pas commandés par un seul et même système – la surface dite "éclairée naturellement" se situe partiellement hors de la surface d'utilisation totale commandée par le système



Situation <u>avant</u> réduction de la partie dite "éclairée naturellement" :	Situation <u>après</u> réduction de la partie dite "éclairée naturellement" :
$f_{mod,artif} = 1,00$	$f_{mod,artif} = 1,00$
$f_{mod,day1} = 1,00$	$f_{mod,day1} = 0,60$

9.3.2.2.2 Valeurs de calcul conventionnelles pour la durée d'utilisation

Les valeurs de calcul pour les durées d'utilisation par mois en périodes diurne en nocturne, $t_{\text{day, fct } f, m}$ et $t_{\text{night, fct } f, m}$, sont fixées conventionnellement au Tableau [31] et au Tableau [32].

Tableau [31] : Nombre conventionnel d'heures d'utilisation par mois en période diurne, $t_{\text{day, fct } f, m}$, par fonction, en h

Fonctions		Janvier	Février	Mars	Avril	Mai	Juin	Juillet	Août	Septembre	Octobre	Novembre	Décembre
Hébergement		198	224	273	312	372	360	372	347	288	273	216	174
Bureaux		159	180	199	192	199	192	199	199	192	199	173	139
Enseignement		159	180	199	192	199	192	0	0	192	199	173	139
Soins de santé	Avec occ. nocturne	248	280	341	390	465	450	465	434	360	341	270	217
	Sans occ. nocturne	177	199	221	214	221	214	221	221	214	221	192	155
	Salle d'opération	248	280	341	390	465	450	465	434	360	341	270	217
Rassemblement	Occ. importante	212	215	238	282	318	308	318	318	282	265	205	185
	Faible occupation	212	215	238	282	318	308	318	318	282	265	205	185
	Cafétéria / Réfectoire	177	199	221	214	221	214	221	221	214	221	192	155
Cuisine		185	191	212	256	265	256	265	265	256	238	180	159
Commerce / Services		212	239	265	308	318	308	318	318	308	291	231	185
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	212	239	265	308	344	333	344	344	308	291	231	185
	Fitness / Danse	212	239	265	308	344	333	344	344	308	291	231	185
	Sauna / Piscine	212	239	265	308	344	333	344	344	308	291	231	185
Locaux techniques		248	280	341	390	465	450	465	434	360	341	270	217
Communs		Déterminées comme ci-dessous											
Autre		177	199	221	214	221	214	221	221	214	221	192	155
Inconnue		212	215	238	282	318	308	318	318	282	265	205	185

Si une partie fonctionnelle ayant la fonction "Communs" dessert plusieurs parties fonctionnelles, les valeurs de $t_{\text{day, fct } f, m}$ sont égales aux valeurs de la partie fonctionnelle desservie la plus utilisée, càd celle dont les valeurs sont les plus élevées. Cette évaluation doit être effectuée indépendamment pour chaque mois.

Tableau [32] : Nombre conventionnel d'heures d'utilisation par mois en période nocturne, $t_{night, fct\ f, m}$, par fonction, en h

Fonctions		Janvier	Février	Mars	Avril	Mai	Juin	Juillet	Août	Septembre	Octobre	Novembre	Décembre
Hébergement		273	202	198	144	99	96	99	124	168	198	240	298
Bureaux		40	0	0	0	0	0	0	0	0	0	19	60
Enseignement		40	0	0	0	0	0	0	0	0	0	19	60
Soins de santé	Avec occ. nocturne	341	252	248	180	124	120	124	155	210	248	300	372
	Sans occ. nocturne	44	0	0	0	0	0	0	0	0	0	21	66
	Salle d'opération	496	392	403	330	279	270	279	310	360	403	450	527
Rassemblement	Occ. importante	185	144	159	103	79	77	79	79	103	132	180	212
	Faible occupation	185	144	159	103	79	77	79	79	103	132	180	212
	Cafétéria / Réfectoire	44	0	0	0	0	0	0	0	0	0	21	66
Cuisine		79	48	53	0	0	0	0	0	0	26	77	106
Commerce / Services		106	48	53	0	0	0	0	0	0	26	77	132
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	159	96	106	51	26	26	26	26	51	79	128	185
	Fitness / Danse	159	96	106	51	26	26	26	26	51	79	128	185
	Sauna / Piscine	159	96	106	51	26	26	26	26	51	79	128	185
Locaux techniques		496	392	403	330	279	270	279	310	360	403	450	527
Communs		Déterminées comme ci-dessous											
Autre		44	0	0	0	0	0	0	0	0	0	21	66
Inconnue		185	144	159	103	79	77	79	79	103	132	180	212

Si une partie fonctionnelle ayant la fonction "Communs" dessert plusieurs parties fonctionnelles, les valeurs de $t_{night, fct\ f, m}$ sont égales aux valeurs de la partie fonctionnelle desservie la plus utilisée, càd celle dont les valeurs sont les plus élevées. Cette évaluation doit être effectuée indépendamment pour chaque mois.

9.3.2.2.3 Consommation d'électricité des appareils de contrôle qui ne sont pas encore compris dans la consommation des luminaires¹¹

Pour chaque espace, on détermine la consommation mensuelle d'électricité des éléments de contrôle et similaires (y compris les éléments auxiliaires éventuels, capteurs et/ou commutateurs) dans la mesure où ils n'ont pas encore été repris dans la consommation des luminaires durant les heures d'utilisation, comme la somme de cette consommation pour chacun des appareils k , comme suit :

$$\begin{aligned}
 W_{light, rm\ r, ctrl, m} = & \sum_k \left[P_{light, rm\ r, ctrl, on, k} \cdot \max(f_{occ, light, i}) \cdot (t_{day, fct\ f, m} + t_{night, fct\ f, m}) \right. \\
 \text{Eq. 133} \quad & \left. + P_{light, rm\ r, ctrl, off, k} \cdot \left(\frac{1000 \cdot t_m}{3,6} - \max(f_{occ, light, i}) \cdot (t_{day, fct\ f, m} + t_{night, fct\ f, m}) \right) \right] / 1000 \quad (\text{kWh})
 \end{aligned}$$

¹¹ Les consommations parasites des installations d'éclairage ne sont pas encore prises en compte lors de l'entrée en vigueur du présent Arrêté. Ce paragraphe prendra effet à une date déterminée par le Ministre. D'ici là, on considère $W_{light, rm\ r, ctrl, m} = 0$ kWh.

où :

$W_{light,rm\ r,ctrl,m}$	la consommation d'électricité mensuelle de l'élément de contrôle qui n'est pas encore comprise dans la consommation, en kWh ;
$P_{light,rm\ r,ctrl,on,k}$	la puissance d'alimentation k des (groupes d') éléments de contrôle (y compris les éventuels éléments auxiliaires, capteurs et/ou commutateurs) pendant les heures d'utilisation, qui n'est pas encore comprise dans la puissance des luminaires, en W. La valeur par défaut pour chaque alimentation d'éléments de contrôle, commandes, capteurs (intégré ou non dans le luminaire) etc. est de 3 W par luminaire lié à l'appareil ;
$P_{light,rm\ r,ctrl,off,k}$	la puissance d'alimentation k de chacun des (groupes d') éléments de contrôle (y compris les éléments auxiliaires éventuels, capteurs et/ou commandes) en-dehors des heures d'utilisation, en W. La valeur par défaut pour chaque alimentation d'éléments de contrôle, capteurs (intégré ou non dans le luminaire, etc. est de 3 W par luminaire lié à l'appareil ;
t_m	la durée du mois, reprise au Tableau [1], en Ms ;
$f_{occ,light,i}$	un facteur de réduction pour tenir compte d'un système qui règle le luminaire i en fonction de l'occupation, déterminé selon le § 9.3.2.2.1, (-) ;
$t_{day,fct\ f,m}$	le nombre conventionnel d'heures d'utilisation par mois en période diurne de la partie fonctionnelle f à laquelle appartient l'espace r considéré, tel que repris au Tableau [31], en h ;

$t_{night,fct\ f,m}$ le nombre conventionnel d'heures d'utilisation par mois en période nocturne de la partie fonctionnelle f à laquelle appartient l'espace r considéré, tel que repris au Tableau [32], en h.

Le maximum doit être déterminé pour tous les luminaires i commandés par l'élément de contrôle avec alimentation k. Il faut effectuer une sommation sur toutes les alimentations k présentes dans l'espace r.

Particularité de la fonction "Enseignement" : la consommation d'électricité mensuelle des éléments de contrôles et similaires, $W_{light,rm\ r,ctrl,m}$, liés à l'installation d'éclairage des espaces r situés dans une partie fonctionnelle ayant cette fonction, est considérée être nulle durant les mois de juillet et d'août.

9.3.3 Valeur de calcul de la puissance par espace

La valeur de calcul de la puissance d'éclairage par espace est déterminée comme suit :

- si l'éclairement souhaité n'est pas réglable, on prend comme valeur pour le calcul de la puissance de l'éclairage :

$$\text{Eq. 134 } P_{\text{light},r} = P_{\text{nom},r} \quad (\text{kW})$$

où :

$P_{\text{light},r}$ la valeur de la puissance, en kW ;

$P_{\text{nom},r}$ la valeur de puissance nominale, par espace, tel que déterminée ci-dessous, en kW.

- par contre, si l'éclairement est réglable (soit luminaire par luminaire, ou par groupe de luminaires) pour tous les luminaires situés dans l'espace, on utilise par convention le calcul suivant pour déterminer la puissance d'éclairage¹² :

$$\text{Eq. 135 } P_{\text{light},r} = P_{\text{nom},r} \cdot \min \left(1 ; \frac{L_{\text{thresh}} + f_{\text{reduc},\text{light}} \cdot (L_{\text{design},r} - L_{\text{thresh}})}{L_{\text{design},r}} \right) \quad (\text{kW})$$

où :

$P_{\text{light},r}$ la valeur de la puissance d'éclairage, en kW ;

$P_{\text{nom},r}$ la valeur de la puissance nominale, telle que déterminée ci-dessous, en kW ;

$L_{\text{design},r}$ la variable auxiliaire adimensionnelle, déterminée selon le § 9.3.1.2 ;

$f_{\text{reduc},\text{light}}$ un facteur de réduction de la variable auxiliaire ayant comme valeur : $f_{\text{reduc},\text{light}} = 0,5$;

L_{thresh} une valeur seuil de $L_{\text{design},r}$, ayant comme valeur : $L_{\text{thresh}} = 250$.

On détermine, pour chaque espace, la valeur de la puissance nominale en effectuant la somme des puissances de tous les luminaires (puissance des lampes y compris les éventuels éléments auxiliaires, capteurs et éléments de contrôle), comme suit :

$$\text{Eq. 136 } P_{\text{nom},r} = \frac{\sum_k P_{\text{fitting},k}}{1000} \quad (\text{kW})$$

où :

$P_{\text{nom},r}$ la valeur de la puissance nominale de toutes les lampes, y compris les éventuels éléments auxiliaires, capteurs, éléments de contrôle et/ou commande dans l'espace r, en kW ;

$P_{\text{fitting},k}$ la valeur de la puissance de la (de toutes les) lampe(s) du luminaire, y compris les éventuels éléments auxiliaires, capteurs, éléments de contrôle et/ou commande du luminaire k, en W.

Il faut effectuer la somme sur tous les luminaires k pris en considération dans l'espace r.

¹² Si $L_{\text{design},r}$ est égal à zéro (par exemple parce qu'aucune information n'a été fournie concernant les luminaires installés), on a $P_{\text{light},r} = P_{\text{nom},r}$

9.3.4 Distinction entre la partie dite "éclairée naturellement" et la partie dite "éclairée artificiellement"

Si la partie dite "éclairée naturellement" est modulable séparément, une consommation d'électricité plus faible peut être prise en compte dans le calcul (voir le § 9.3.2.2.1 et le Tableau [30]).

La surface de la partie dite "éclairée artificiellement" est la surface d'utilisation de l'espace r moins la surface de la partie dite "éclairée naturellement" :

$$\text{Eq. 137 } A_{f,rmr,artif\ area} = A_{f,rmr} - A_{f,rmr,dayl\ area} \quad (m^2)$$

où :

$A_{f,rmr,artif\ area}$	la surface d'utilisation de la partie dite "éclairée artificiellement" de l'espace r , en m^2 ;
$A_{f,rmr}$	la surface d'utilisation totale de l'espace r , en m^2 ;
$A_{f,rmr,dayl\ area}$	la surface de la partie dite "éclairée naturellement" de l'espace r , telle que déterminée ci-dessus, en m^2 .

S'il n'y a pas d'ouverture amenant de la lumière du jour dans l'espace considéré, on a : $A_{f,rmr,dayl\ area} = 0$.

S'il y a une ou plusieurs ouverture(s) amenant de la lumière du jour dans l'espace considéré, on peut soit utiliser des valeurs par défaut (voir le § 9.3.4.1), soit choisir une méthode de détermination conventionnelle plus détaillée (voir le § 9.3.4.2).

9.3.4.1 Valeurs par défaut pour la détermination de la partie dite "éclairée naturellement"

La surface de la partie dite "éclairée naturellement" est donnée par :

$$\text{Eq. 138 } A_{f,rmr,dayl\ area} = f_{dayl\ area,rmr} \cdot A_{f,rmr} \quad (m^2)$$

où :

$A_{f,rmr,dayl\ area}$	la surface de la partie dite "éclairée naturellement" de l'espace r , en m^2 ;
$f_{dayl\ area,rmr}$	la proportion de la surface de l'espace r qui est par défaut considérée comme "éclairée naturellement", tirée du Tableau [33], (-) ;
$A_{f,rmr}$	la surface d'utilisation totale de l'espace r , en m^2 .

Tableau [33] : Proportion de la surface d'un espace qui est par défaut considérée comme "éclairée naturellement", $f_{\text{dayl area, rm r}}$, par fonction

Fonctions		S'il n'y a pas d'apport de lumière du jour dans l'espace considéré	S'il y a un apport de lumière du jour dans l'espace considéré
Hébergement		0,00	0,15
Bureaux		0,00	0,20
Enseignement		0,00	0,30
Soins de santé	Avec occ. nocturne	0,00	0,15
	Sans occ. nocturne	0,00	0,15
	Salle d'opération	0,00	0,00
Rassemblement	Occupation importante	0,00	0,20
	Faible occupation	0,00	0,20
	Cafétéria / Réfectoire	0,00	0,20
Cuisine		0,00	0,20
Commerce / Services		0,00	0,10
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	0,00	0,20
	Fitness / Danse	0,00	0,20
	Sauna / Piscine	0,00	0,20
Locaux techniques		0,00	0,10
Communs		0,00	0,10
Autre		0,00	0,10
Inconnue		0,00	0,00

9.3.4.2 Méthode conventionnelle pour la détermination de la partie dite "éclairée naturellement"

La méthode conventionnelle pour la détermination de la partie dite "éclairée naturellement" se base, pour chaque espace où elle est appliquée, sur une figure telle que la Figure [6] ci-dessous. Une première contribution à la partie dite "éclairée naturellement" est formée par la projection verticale sur la surface d'utilisation des baies (ouvertures à la lumière naturelle) inclinées vers l'intérieur ou horizontales (par exemple lucarnes en toiture). Une seconde contribution est fournie par les baies verticales et par les surfaces verticales équivalentes des baies inclinées. Pour déterminer ces dernières, on projette chaque baie inclinée sur un plan vertical qui passe par le bord supérieur de la fenêtre (voir Figure [5]). La détermination précise des deux contributions s'effectue selon les § 9.3.4.2.1 et § 9.3.4.2.2.

Les parties qui se chevauchent sont déduites pour déterminer la surface totale de la partie dite "éclairée naturellement" :

$$\text{Eq. 139} \quad A_{f, \text{rmr}, \text{dayl area}} = A_{f, \text{rmr}, \text{dayl area, vert}} + A_{f, \text{rmr}, \text{dayl area, depth}} - A_{f, \text{rmr}, \text{overlap}} \quad (\text{m}^2)$$

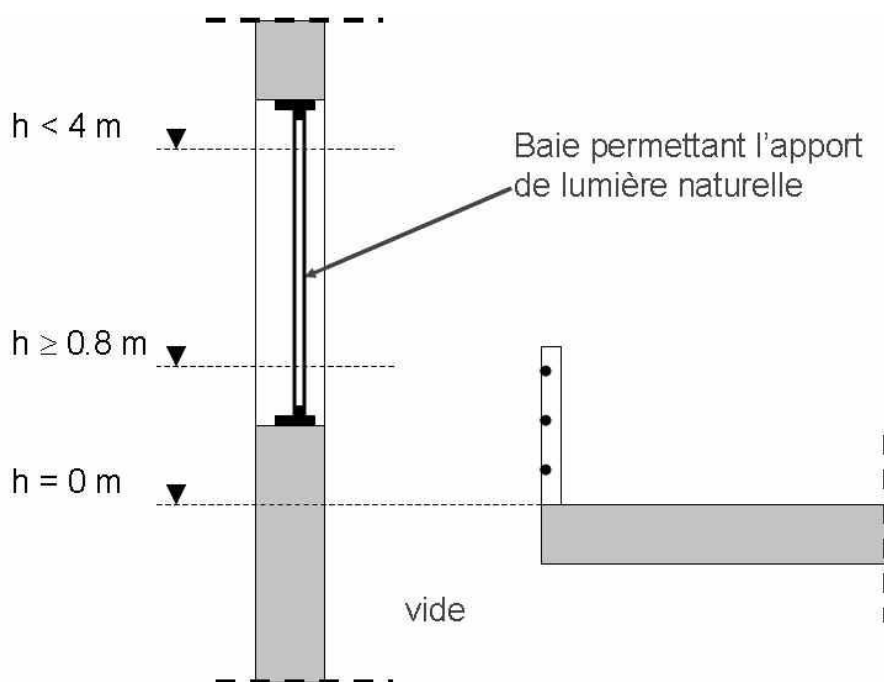
où :

$A_{f,rm\ r,dayl\ area}$	la surface totale d'utilisation de la partie dite "éclairée naturellement" de l'espace r , en m^2 ;
$A_{f,rm\ r,dayl\ area,vert}$	la surface d'utilisation correspondant à la projection verticale des baies, la détermination s'effectue selon le § 9.3.4.2.1, en m^2 ;
$A_{f,rm\ r,dayl\ area,depth}$	la surface d'utilisation correspondant à la contribution des surfaces verticales (équivalentes) des baies, déterminée selon le § 9.3.4.2.2, en m^2 ;
$A_{f,rm\ r,overlap}$	la surface d'utilisation satisfaisant à la fois aux conditions du § 9.3.4.2.1 et à celles du § 9.3.4.2.2, en m^2 .

Conditions :

Lorsqu'on détermine l'extrémité supérieure et inférieure des baies verticales permettant l'apport de lumière naturelle, il faut satisfaire aux conditions spécifiées à la Figure [4]. Cela veut dire que la hauteur de l'extrémité inférieure de la baie (de la partie transparente de la fenêtre) dont il faut tenir compte dans les calculs doit être au minimum de 0,8 m, même si la valeur réelle est inférieure. De manière similaire, la hauteur maximale de l'extrémité supérieure est fixée à 4 m. Les hauteurs sont déterminées à partir du niveau fini du sol.

Figure [4] : Projection du niveau fini du sol sur la façade (par exemple en cas de vide) et limitation des hauteurs minimum et maximum à considérer pour la détermination de la baie verticale (équivalente) permettant l'apport de lumière naturelle



9.3.4.2.1 Contribution de la projection verticale des baies permettant l'apport de lumière naturelle

La contribution des baies horizontales et inclinées vers l'intérieur¹³ permettant l'apport de lumière naturelle à la surface d'utilisation de la partie dite "éclairée naturellement" se compose de la somme des surfaces des projections verticales de ces baies sur le sol sous-jacent, pour autant que ces dernières soient comprises dans la surface d'utilisation de l'espace, voir Figure [5].

On détermine cette surface par espace comme suit :

$$\text{Eq. 140 } A_{f,rmr,daylarea,vert} = \sum_k A_{f,rmr,daylarea,vert,k} \quad (\text{m}^2)$$

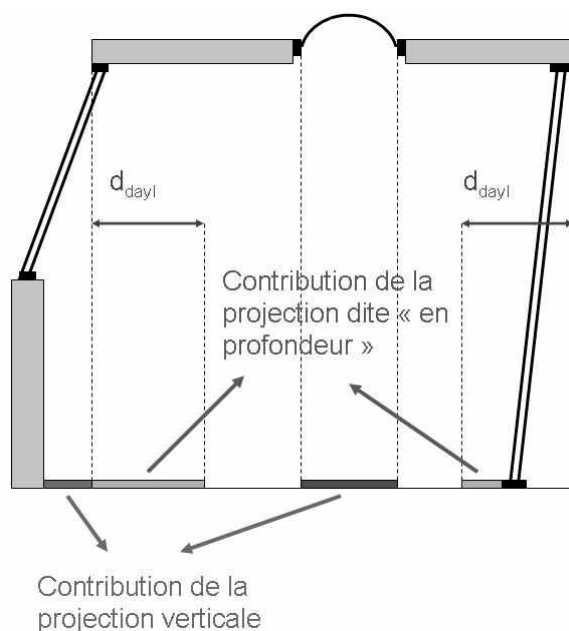
où :

$A_{f,rmr,daylarea,vert}$ la surface totale, à l'intérieur de l'espace r , des projections verticales de baies horizontales et inclinées vers l'intérieur sur le sol sous-jacent, et permettant l'apport de lumière naturelle, en m^2 ;

$A_{f,rmr,daylarea,vert,k}$ la surface de la projection verticale de la baie k qui est inscrite dans la surface d'utilisation, en m^2 .

Il faut effectuer une sommation sur toutes les contributions des projections des baies k .

Figure [5] : Contributions de la projection verticale et de la projection dite "en profondeur"



¹³ Le facteur de transmission visuelle $\tau_{vis,dir,h}$ (à incidence normale, en transmission hémisphérique) des parties transparentes doit être d'au moins 60%. Sinon, la baie permettant l'apport de lumière naturelle n'est pas prise en considération dans la détermination de la surface de la partie dite "éclairée naturellement".

9.3.4.2.2 Contribution (équivalente) des baies verticales permettant l'apport de lumière naturelle

On détermine la contribution (équivalente) des baies verticales permettant l'apport de lumière naturelle comme la somme des surfaces obtenues en multipliant la longueur de l'élément de façade contenant la baie verticale pour autant que cette dernière réponde aux conditions permettant l'apport de lumière naturelle, par la profondeur de la partie dite "éclairée naturellement", à condition qu'elle soit inscrite dans la surface d'utilisation de l'espace r. Cette contribution (équivalente) est calculée, comme suit :

$$\text{Eq. 141 } A_{f,rmr,daylarea,depth} = \sum_k l_{dayl,k} \cdot d_{dayl,int,k} \quad (m^2)$$

où :

$A_{f,rmr,daylarea,depth}$ la surface des contributions des baies verticales (équivalentes) permettant l'apport de lumière naturelle, en m^2 ;

$l_{dayl,k}$ la longueur de l'élément de façade de la partie dite "éclairée naturellement" comprenant la baie k et déterminée selon le § 9.3.4.2.2.1, en m ;

$d_{dayl,int,k}$ la profondeur de la partie dite "éclairée naturellement" relative à la baie k pour autant qu'elle soit inscrite dans la surface d'utilisation, déterminée selon le § 9.3.4.2.2.2, en m.

Il faut effectuer une sommation sur toutes les contributions des baies verticales k.

9.3.4.2.2.1 Longueur de l'élément de façade l_{dayl}

On prend, comme longueur d'élément de façade lié à une baie de la partie dite "éclairée naturellement", la largeur de l'ouverture intérieure de la baie (c'est-à-dire la partie transparente) augmentée de 0,5 m maximum de chaque côté (sans toutefois dépasser les murs intérieurs adjacents). Les chevauchements ne peuvent pas être comptabilisés deux fois, voir Figure [6].

9.3.4.2.2.2 Profondeur de la partie dite "éclairée naturellement"

On détermine la profondeur liée à une baie (équivalente) verticale permettant l'apport (équivalent) de lumière naturelle comme suit.

Pour les baies inclinées, il faut d'abord considérer le plan vertical qui passe par l'élément le plus haut de la baie (hors-œuvre) en limitant la hauteur de cet élément supérieur à 4 m au-dessus du niveau fini du sol.

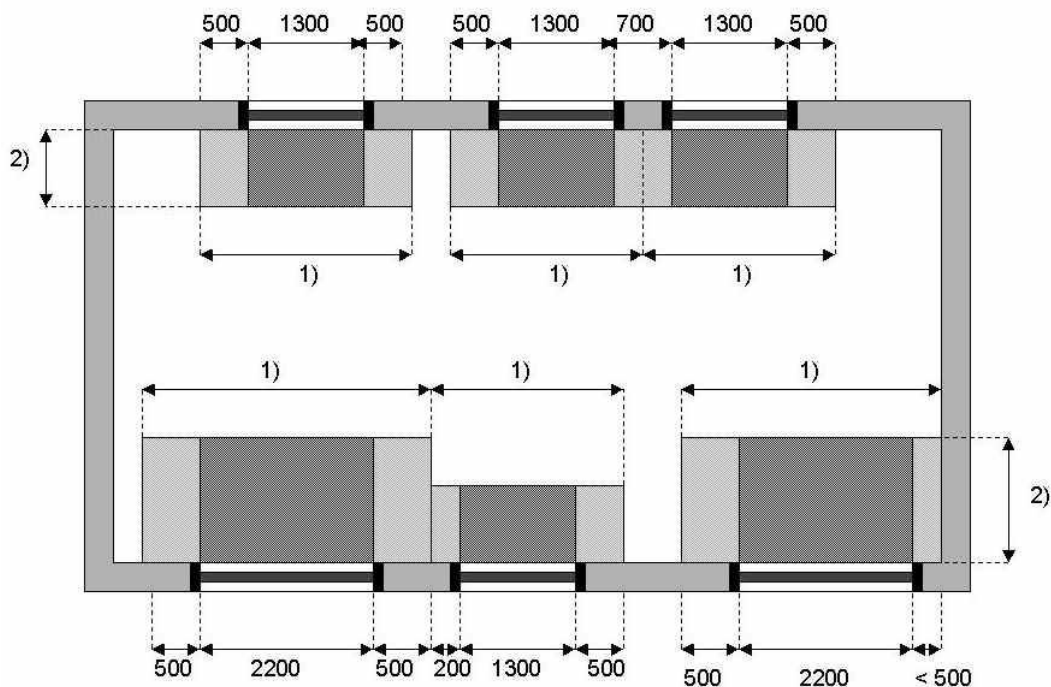
On reporte ensuite vers l'intérieur, au droit de la baie, perpendiculairement au plan vertical ainsi déterminé ou par rapport à la limite de la surface d'utilisation dans le cas d'une baie verticale, la profondeur de la partie dite "éclairée naturellement" d_{dayl} , telle que déterminée ci-dessous.

Si la surface de la partie dite "éclairée naturellement" ainsi obtenue se situe entièrement dans la surface d'utilisation, on a :

Eq. 142 $d_{\text{dayl},\text{int}} = d_{\text{dayl}}$

Si ce n'est pas le cas, il faut diminuer la profondeur de la partie dite "éclairée naturellement" de la partie qui se situe en dehors de la surface d'utilisation pour obtenir $d_{\text{dayl},\text{int}}$ (cfr l'espace vide de la Figure [4], ou la fenêtre de droite de la Figure [5]).

Figure [6] : Parties de la surface d'utilisation derrière des éléments transparents et opaques d'une façade, qui appartiennent à la partie dite "éclairée naturellement"



(Plusieurs profondeurs sont reprises dans la figure)

- 1) l_{dayl} : longueur de l'élément de façade permettant l'apport de lumière naturelle
 2) d_{dayl} : profondeur de la partie dite "éclairée naturellement"

La profondeur de la partie dite "éclairée naturellement", d_{dayl} , est donnée par :

Eq. 143 Si la valeur numérique de $(h_o \cdot \tau_v)$ est inférieure à 0,50 :

$$d_{\text{dayl}} = 0 \quad (\text{m})$$

Si la valeur numérique de $(h_o \cdot \tau_v)$ est supérieure ou égale à 0,50 :

$$d_{\text{dayl}} = 0,5 + 3 \cdot (h_o \cdot \tau_v) \quad (\text{m})$$

avec :

- d_{dayl} la profondeur de la partie dite "éclairée naturellement" correspondant à la baie considérée, en m ;
 h_o la hauteur de la partie transparente de la baie permettant l'apport de lumière naturelle, en m ;
 τ_v le facteur de transmission visuelle $\tau_{\text{vis},\text{dir},h}$ (angle d'incidence perpendiculaire, transmission hémisphérique) du vitrage, déterminé selon NBN EN 410, (-).

La hauteur d'ouverture de la baie, h_o , est donnée par :

Eq. 144 $h_o = u_o - l_o$ (m)

où :

- h_o la hauteur d'ouverture de la baie permettant l'apport de lumière naturelle, en m ;
- u_o la hauteur de l'extrémité supérieure de l'ouverture, mesurée par rapport au niveau fini du sol, avec un maximum de 4 m, en m ;
- l_o la hauteur de l'extrémité inférieure de l'ouverture, mesurée par rapport au niveau fini du sol, avec un minimum de 0,8 m, en m.

La profondeur de la partie dite "éclairée naturellement" ne peut jamais être supérieure à la profondeur de l'espace considéré.

10 Consommation caractéristique d'énergie primaire

10.1 Principe

Chacun des sous-termes de la consommation finale d'énergie, tel que déterminé aux chapitres précédents, est multiplié par un facteur de conversion en énergie primaire, en fonction du vecteur énergétique. Tous les termes sont ensuite additionnés afin d'obtenir la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire. En ce qui concerne l'électricité produite par des installations photovoltaïques et par des installations de cogénération sur site, on introduit dans le calcul un bonus correspondant à l'économie de combustible dans les centrales électriques.

Seuls les systèmes d'énergie solaire photovoltaïques qui satisfont aux conditions décrites au § 12.1.1 de l'annexe A.1 à cet arrêté sont pris en considération.

10.2 La consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire

On détermine la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de l'unité PEN, $E_{\text{char ann prim en cons}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 145 } E_{\text{char ann prim en cons}} = \sum_{m=1}^{12} \left(E_{p,\text{heat},m} + E_{p,\text{cool},m} + E_{p,\text{water},m} + E_{p,\text{aux},m} + E_{p,\text{light},m} - E_{p,\text{pv},m} - E_{p,\text{cogen},m} \right) \quad (\text{MJ})$$

où :

$E_{p,\text{heat},m}$	la consommation mensuelle d'énergie primaire pour le chauffage, calculée selon le § 10.3, en MJ ;
$E_{p,\text{cool},m}$	la consommation mensuelle d'énergie primaire pour le refroidissement, calculée selon le § 10.3, en MJ ;
$E_{p,\text{water},m}$	la consommation mensuelle d'énergie primaire pour la préparation d'eau chaude sanitaire, calculée selon le § 10.4, en MJ ;
$E_{p,\text{aux},m}$	la consommation mensuelle d'énergie primaire pour les auxiliaires, calculée selon le § 10.5, en MJ ;
$E_{p,\text{light},m}$	la consommation mensuelle d'énergie primaire pour l'éclairage, calculée selon le § 10.6, en MJ ;
$E_{p,\text{pv},m}$	l'économie mensuelle d'énergie primaire réalisée grâce à la production d'électricité par une installation solaire photovoltaïque, calculée selon le § 13.7 de l'annexe A.1 au présent arrêté, en MJ ;
$E_{p,\text{cogen},m}$	l'économie mensuelle d'énergie primaire réalisée grâce à la production d'électricité au moyen des installations de cogénération sur site, calculée selon le § 10.7, en MJ.

10.3 La consommation d'énergie primaire pour le chauffage et le refroidissement

On détermine la consommation mensuelle d'énergie primaire de l'unité PEN pour le chauffage, $E_{p,\text{heat},m}$, et pour le refroidissement, $E_{p,\text{cool},m}$, comme suit :

Eq. 394

$$E_{p,heat,m} = \sum_i \left(f_{p,pref} \cdot Q_{heat,final,seci,m,pref} + \sum_k (f_{p,npref\ k} \cdot Q_{heat,final,seci,m,npref\ k}) \right) + \sum_j \left(f_{p,pref} \cdot Q_{hum,final,j,m,pref} + \sum_k (f_{p,npref\ k} \cdot Q_{hum,final,j,m,npref\ k}) \right)$$

(MJ)

et :

Eq. 395

$$E_{p,cool,m} = \sum_i \left(f_{p,pref} \cdot Q_{cool,final,seci,m,pref} + f_{p,npref} \cdot Q_{cool,final,seci,m,npref} \right) \quad (-)$$

où :

$f_{p,pref}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire du vecteur énergétique du/des producteur(s) préférentiel(s), tel qu'établi dans l'annexe F de l'annexe A.1 au présent arrêté, (-) ;
$f_{p,npref\ k}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire du vecteur énergétique du/des producteur(s) non préférentiel(s) k, tel qu'établi dans l'annexe F de l'annexe A.1 au présent arrêté, (-) ;
$f_{p,npref}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire du vecteur énergétique du/des producteur(s) non préférentiel(s), tel qu'établi dans l'annexe F de l'annexe A.1 au présent arrêté, (-) ;
$Q_{heat,final,seci,m,pref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) préférentiel(s) destiné au chauffage des locaux du secteur énergétique i, tel que déterminé au § 7.2.1, en MJ ;
$Q_{heat,final,seci,m,npref\ k}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) non préférentiel(s) k destiné au chauffage des locaux du secteur énergétique i, tel que déterminé au § 7.2.1, en MJ ;
$Q_{hum,final,j,m,pref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour l'humidificateur j, tel que déterminé au § 7.2.1, en MJ ;
$Q_{hum,final,j,m,npref\ k}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k pour l'humidificateur j, tel que déterminé au § 7.2.1, en MJ ;
$Q_{cool,final,seci,m,pref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de froid préférentiel(s) du secteur énergétique i, tel que déterminé au § 7.2.2, en MJ ;
$Q_{cool,final,seci,m,npref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de froid non préférentiel(s) du secteur énergétique i, tel que déterminé au § 7.2.2, en MJ.

Il faut faire une somme sur tous les producteurs non préférentiels k et sur tous les secteurs énergétiques i et tous les humidificateurs j de l'unité PEN.

10.4 La consommation d'énergie primaire pour la préparation d'eau chaude sanitaire

On détermine la consommation mensuelle d'énergie primaire de l'unité PEN pour la préparation d'eau chaude sanitaire, $E_{p,water,m}$, comme suit :

$$\begin{aligned}
 E_{p,water,m} = & \sum_i \left(f_{p,pref} \cdot Q_{water,bath\ i,final,m,pref} + \sum_l \left(f_{p,npref\ l} \cdot Q_{water,bath\ i,final,m,npref\ l} \right) \right) \\
 & + \sum_j \left(f_{p,pref} \cdot Q_{water,sink\ j,final,m,pref} + \sum_l \left(f_{p,npref\ l} \cdot Q_{water,sink\ j,final,m,npref\ l} \right) \right) \quad (MJ) \\
 & + \sum_k \left(f_{p,pref} \cdot Q_{water,other\ k,final,m,pref} + \sum_l \left(f_{p,npref\ l} \cdot Q_{water,other\ k,final,m,npref\ l} \right) \right)
 \end{aligned}$$

où :

f_p	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire du vecteur énergétique du/des producteur(s) préférentiel(s) considéré(s), tel qu'établi dans l'annexe F de l'annexe A.1 au présent arrêté, (-) ;
$f_{p,npref\ l}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire du vecteur énergétique du/des producteur(s) non préférentiel(s) l, tel qu'établi dans l'annexe F de l'annexe A.1 au présent arrêté, (-) ;
$Q_{water,bath\ i,final,m,pref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à la douche ou la baignoire i, déterminée selon le § 7.6, en MJ ;
$Q_{water,bath\ i,final,m,npref\ l}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) non préférentiel(s) l pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à la douche ou la baignoire i, déterminée selon le § 7.6, en MJ ;
$Q_{water,sink\ j,final,m,pref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à l'évier de cuisine j, déterminée selon le § 7.6, en MJ ;
$Q_{water,sink\ j,final,m,npref\ l}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) non préférentiel(s) l pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à l'évier de cuisine j, déterminée selon le § 7.6, en MJ ;
$Q_{water,other\ k,final,m,pref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un autre point de puisage d'eau chaude k, déterminée selon le § 7.6, en MJ ;
$Q_{water,other\ k,final,m,npref\ l}$	la consommation finale mensuelle d'énergie d du/des producteur(s) non préférentiel(s) l pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un autre point de puisage d'eau chaude k, déterminée selon le § 7.6, en MJ.

Il faut faire une somme sur tous les producteurs non préférentiels l et sur toutes les douches et baignoires i, tous les éviers de cuisine j et tous les autres points de puisage d'eau chaude k de l'unité PEN.

10.5 La consommation d'énergie primaire des auxiliaires

On détermine la consommation mensuelle primaire des auxiliaires, $E_{p,aux,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 397 } E_{p,aux,m} = f_p \cdot 3,6 \cdot \left(\begin{aligned} & W_{aux,fans,m} + W_{aux,dis,m} + W_{aux,gen,m} + W_{aux,as,m} \\ & + W_{aux,cool,m} + W_{aux,free,m} + W_{aux,precool,m} \end{aligned} \right) \quad (MJ)$$

où :

f_p	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire du vecteur énergétique de l'appareil producteur considéré, tel qu'établi dans l'annexe F de l'annexe A.1 au présent arrêté, (-) ;
$W_{aux, fans, m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour les ventilateurs dans l'unité PEN, déterminée selon le § 8.1.2, en kWh ;
$W_{aux, dis, m}$	la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la distribution dans l'unité PEN, déterminée selon le § 8.2, en kWh ;
$W_{aux, gen, m}$	la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la production de chaleur dans l'unité PEN, déterminée selon le § 8.5, en kWh ;
$W_{aux, cool, m}$	la consommation mensuelle d'électricité supplémentaire pour les générateurs de froid dans l'unité PEN, déterminée selon le § 8.3, en kWh ;
$W_{aux, as, m}$	la consommation mensuelle d'électricité du système solaire thermique desservant l'unité PEN, déterminée selon le § 11.2.3 de l'annexe A.1, en kWh ;
$W_{aux, free, m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour le free-chilling dans l'unité PEN, déterminée selon le § 8.4, en kWh ;
$W_{aux, precool, m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour le pré-refroidissement de l'air de ventilation dans l'unité PEN, déterminée selon le § 8.6, en kWh ;

10.6 La consommation d'énergie primaire pour l'éclairage

On détermine la consommation mensuelle d'énergie primaire pour l'éclairage, $E_{p, light, m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 150 } E_{p, light, m} = f_p \cdot 3,6 \cdot W_{light, m} \quad (\text{MJ})$$

où :

f_p	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire pour l'électricité, tel qu'établi dans l'annexe F de l'annexe A.1 au présent arrêté, (-) ;
$W_{light, m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage dans l'unité PEN, déterminée selon le § 9.1.2, en kWh.

10.7 L'économie d'énergie primaire réalisée grâce aux installations de cogénération sur site

On détermine l'équivalente économie mensuelle d'énergie primaire des installations de cogénération sur site comme suit :

$$\text{Eq. 151 } E_{p, cogen, m} = \sum_i f_p \cdot 3,6 \cdot W_{cogen, i, m} \quad (\text{MJ})$$

où :

$E_{p, cogen, m}$	la réduction mensuelle de la consommation d'énergie primaire correspondant à la quantité mensuelle d'électricité produite par les installations de cogénération sur site, en MJ ;
f_p	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire pour l'électricité autoproduite par cogénération, tel qu'établi dans l'annexe F de l'annexe A.1 au présent arrêté, (-) ;

$W_{\text{cogen}, i, m}$ la quantité mensuelle d'électricité produite par l'installation de cogénération sur site i , déterminée selon le § A.4, en kWh.

Il faut faire une sommation sur toutes les installations de cogénération sur site i .

Annexe A Cogénération

A.1 Principe

Une installation de cogénération produit simultanément de la chaleur et de l'électricité. La consommation finale d'énergie (c.-à-d. la consommation de combustible) de la cogénération est calculée selon le § 10.2 de l'annexe A.1 au présent arrêté, pour les secteurs énergétiques de l'unité PER et selon le § 10.7 de la présente annexe, pour les secteurs énergétiques de l'unité PEN. Cette production est convertie en quantité d'énergie primaire économisée selon le § 12.2.2 de l'annexe A.1 au présent arrêté pour les unités PER et selon le § 10.6 de la présente annexe pour les unités PEN.

La quantité d'électricité produite par cogénération est déterminée dans la présente annexe.

A.2 Détermination du rendement de conversion électrique et thermique de la cogénération

Le rendement de conversion électrique de la cogénération est le rapport entre l'énergie électrique produite et la teneur énergétique (sur base du pouvoir calorifique supérieur) du combustible consommé. Le rendement de conversion thermique est le rapport entre la chaleur produite et la teneur énergétique (sur base du pouvoir calorifique supérieur) du combustible consommé.

Pour les moteurs à combustion interne au gaz naturel, au gaz provenant de la biomasse, au mazout et à l'huile végétale, les rendements de conversion sont fixés au § A.2.1. Les rendements de conversion pour les autres technologies sont fixés au § A.2.2.

Le Ministre peut déterminer des spécifications complémentaires et/ou divergentes pour calculer les rendements de conversion électrique et thermique.

A.2.1 Détermination du rendement de conversion électrique et thermique d'un moteur à combustion interne au gaz naturel, au gaz provenant de la biomasse, au mazout ou à l'huile végétale

La méthode de détermination des rendements de conversion dépend de la puissance électrique de l'installation de cogénération.

Si la puissance électrique de l'installation de cogénération n'est pas connue, elle peut être déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 158} \quad P_{\text{cogen,elec}} = a \cdot (P_{\text{cogen,th}})^b \quad (\text{kW})$$

où :

$P_{\text{cogen,elec}}$ la puissance électrique de l'installation de cogénération, en kW ;

a, b des paramètres (variables en fonction du combustible utilisé) pour déterminer la puissance électrique en fonction de la puissance thermique, issus du Tableau [34], (-) ;

$P_{\text{cogen,th}}$ la puissance thermique de l'installation de cogénération, en kW. Cette puissance est fixée conformément à la méthode utilisée pour les appareils au gaz.

Tableau [34] : Paramètres pour déterminer la puissance électrique en fonction de la puissance thermique (moteur à combustion interne)

Combustible	a	b
Gaz naturel	0,3323	1,123
Gaz provenant de la biomasse	0,3305	1,147
Mazout	0,3947	1,131
Huile végétale	0,3306	1,152

Cas 1 : $P_{\text{cogen,elec}} < 5 \text{ kW}$

Les rendements de conversion électrique et thermique de l'installation de cogénération sont donnés au Tableau [35] :

Tableau [35] : Rendements de conversion électrique et thermique de la cogénération (moteur à combustion interne, $P_{\text{cogen,elec}} < 5 \text{ kW}$)

Combustible	$\epsilon_{\text{cogen,elec}}$	$\epsilon_{\text{cogen,th}}$
Gaz naturel	0,251	0,573
Gaz provenant de la biomasse	0,248	0,542
Mazout	0,279	0,536
Huile végétale	0,268	0,573

Cas 2 : $5 \text{ kW} \leq P_{\text{cogen,elec}} \leq 5000 \text{ kW}$

Les rendements de conversion électrique et thermique de l'installation de cogénération sont déterminés comme suit :

Eq. 159 $\epsilon_{\text{cogen,elec}} = a_{\text{elec}} \cdot (P_{\text{cogen,elec}})^{b_{\text{elec}}}$ (-)

Eq. 160 $\epsilon_{\text{cogen,th}} = a_{\text{th}} \cdot (P_{\text{cogen,elec}})^{b_{\text{th}}}$ (-)

où :

- $\epsilon_{\text{cogen,elec}}$ le rendement de conversion électrique de l'installation de cogénération(-) ;
- $a_{\text{elec}}, b_{\text{elec}}$ des paramètres (variables en fonction du combustible utilisé) pour déterminer le rendement de conversion électrique, issus du Tableau [36], (-) ;
- $P_{\text{cogen,elec}}$ la puissance électrique de l'installation de cogénération, en kW. Si cette puissance n'est pas connue, elle est déterminée comme décrit ci-dessus ;
- $\epsilon_{\text{cogen,th}}$ le rendement de conversion thermique de l'installation de cogénération, (-) ;
- $a_{\text{th}}, b_{\text{th}}$ des paramètres (variables en fonction du combustible utilisé) pour déterminer le rendement de conversion thermique, issus du Tableau [36], (-).

Tableau [36] : Paramètres pour déterminer le rendement de conversion électrique et thermique de la cogénération (moteur à combustion interne, $5 \text{ kW} \leq P_{\text{cogen,elec}} \leq 5000 \text{ kW}$)

Combustible	a_{elec}	b_{elec}	a_{th}	b_{th}
Gaz naturel	0,228	0,061	0,623	-0,053
Gaz provenant de la biomasse	0,222	0,069	0,601	-0,065
Mazout	0,253	0,063	0,587	-0,057
Huile végétale	0,240	0,070	0,637	-0,066

Cas 3 : $P_{\text{cogen,elec}} > 5000 \text{ kW}$

Les rendements de conversion électrique et thermique de l'installation de cogénération sont donnés au Tableau [37].

Tableau [37] : Rendements de conversion électrique et thermique de la cogénération (moteur à combustion interne, $P_{\text{cogen,elec}} > 5000 \text{ kW}$)

Combustible	$\varepsilon_{\text{cogen,elec}}$	$\varepsilon_{\text{cogen,th}}$
Gaz naturel	0,384	0,396
Gaz provenant de la biomasse	0,400	0,345
Mazout	0,433	0,361
Huile végétale	0,436	0,363

A.2.2 Détermination des rendements de conversion électrique et thermique de technologies autres que les moteurs à combustion interne au gaz naturel, au gaz provenant de la biomasse, au mazout et à l'huile végétale

Les rendements de conversion électrique et thermique des cogénérations qui ne relèvent pas du § A.2.1. (comme les moteurs stirling, les turbines à gaz, les systèmes ORC, les cellules à combustible, etc.) sont déterminés comme suit :

$$\text{Eq. 161} \quad \varepsilon_{\text{cogen,elec}} = 0,77 \cdot \frac{P_{\text{cogen,elec}}}{P_{\text{cogen,elec}} + P_{\text{cogen,th}}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 162} \quad \varepsilon_{\text{cogen,th}} = 0,77 \cdot \frac{P_{\text{cogen,th}}}{P_{\text{cogen,elec}} + P_{\text{cogen,th}}} \quad (-)$$

où :

$\varepsilon_{\text{cogen,elec}}$ le rendement de conversion électrique de l'installation de cogénération, (-) ;

$P_{\text{cogen,th}}$ la puissance thermique de l'installation de cogénération, en kW. Cette puissance est déterminée conformément à la méthode utilisée pour les appareils au gaz ;

$P_{\text{cogen,elec}}$ la puissance électrique de l'installation de cogénération, en kW ;

$\varepsilon_{\text{cogen,th}}$ le rendement de conversion thermique de l'installation de cogénération, (-).

A.3 Détermination de la consommation mensuelle d'énergie finale par une installation de cogénération

A.3.1 Règle de calcul

Déterminez la consommation mensuelle d'énergie finale d'une installation de cogénération i sur la base du chauffage des locaux, de l'humidification, de l'eau chaude sanitaire et du refroidissement par absorption, couverte par l'installation de cogénération, comme suit :

$$\text{Eq. 163} \quad Q_{\text{cogen,final,i,m}} = \frac{Q_{\text{cogen,heat,i,m}} + Q_{\text{cogen,hum,i,m}} + Q_{\text{cogen,cool,i,m}} + Q_{\text{cogen,water,i,m}}}{\varepsilon_{\text{cogen,th}}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{cogen,final,i,m}}$ la consommation mensuelle d'énergie finale de l'installation de cogénération i , en MJ ;

$Q_{\text{cogen,heat,i,m}}$ la part de l'installation de cogénération i dans les besoins mensuels bruts en chaleur pour le chauffage, déterminée selon le § A.3.2, en MJ ;

$Q_{\text{cogen,hum,i,m}}$ la part de l'installation de cogénération i dans les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification, déterminée selon le § A.3.3, en MJ ;

$Q_{\text{cogen,cool,i,m}}$ la part de l'installation de cogénération i dans les besoins mensuels bruts en chaleur pour le refroidissement par absorption, déterminée selon le § A.3.4, en MJ ;

$Q_{\text{cogen,water,i,m}}$ la part de l'installation de cogénération i dans les besoins mensuels bruts en chaleur pour l'eau chaude sanitaire, déterminée selon le § A.3.5, en MJ ;

$\varepsilon_{\text{cogen,th}}$ le rendement de conversion thermique de l'installation de cogénération, déterminé selon le § A.2, (-).

A.3.2 Besoins bruts en énergie pour le chauffage des locaux, couverts par cogénération

Déterminez la part de l'installation de cogénération i dans les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux de la totalité de l'unité PEN, comme suit :

$$\text{Eq. 164} \quad Q_{\text{cogen,heat,i,m}} = \sum_i f_{\text{heat,m,pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,heat,seci,m}}) \cdot Q_{\text{heat,gross,seci,m}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{cogen,heat,i,m}}$ la part de l'installation de cogénération i dans les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux, en MJ ;

$f_{\text{heat,m,pref}}$ la part de la cogénération dans la fourniture de chaleur au secteur énergétique concerné, déterminée selon le § 7.3.1, (-) ;

$f_{\text{as,heat,seci,m}}$ la part des besoins totaux en chaleur pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , couverte par un système d'énergie solaire thermique, comme décrite au § 7.2.1, (-) ;

$Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 6.2, en MJ.

Il faut effectuer une sommation pour tous les secteurs énergétiques i de l'unité PEN auxquels l'installation de cogénération fournit de la chaleur.

A.3.3 Besoins nets en énergie pour l'humidification, couverts par cogénération

Déterminez la part de l'installation de cogénération i dans les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification, pour l'ensemble de l'unité PEN, comme suit :

$$Q_{\text{cogen,hum},i,m} = \sum_j f_{\text{heat},m,\text{pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,hum},j,m}) \cdot Q_{\text{hum,net},j,m} \quad (\text{MJ})$$

Eq. 165

où :

$Q_{\text{cogen,hum},i,m}$ la part de l'installation de cogénération i dans les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification, en MJ ;

$f_{\text{heat},m,\text{pref}}$ la part de l'installation de cogénération dans la fourniture de chaleur à l'appareil d'humidification concerné, déterminée selon le § 7.3.1, (-) ;

$f_{\text{as,hum},j,m}$ la part des besoins totaux en chaleur pour l'appareil d'humidification j , couverte par un système d'énergie solaire thermique, comme décrite au § 7.2.1, (-) ;

$Q_{\text{hum,net},j,m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification de l'appareil d'humidification j , déterminés selon le § 5.11, en MJ.

Il faut effectuer une sommation sur tous les appareils d'humidification j dans l'unité PEN auxquels l'installation de cogénération i fournit de la chaleur.

A.3.4 Besoins bruts en chaleur pour le refroidissement par absorption, couverts par cogénération

Déterminez la part de l'installation de cogénération i dans les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement par absorption, pour l'ensemble de l'unité PEN, comme suit :

$$Q_{\text{cogen,cool},i,m} = \sum_i f_{\text{heat},m,\text{pref}} \cdot \frac{f_{\text{cool,pref}} \cdot Q_{\text{cool,gross,sec } i,m}}{\text{EER}_{\text{nom}}} \quad (\text{MJ})$$

Eq. 166

où :

$Q_{\text{cogen,cool},i,m}$ la part de l'installation de cogénération i dans les besoins mensuels bruts en énergie d'une machine de refroidissement par absorption, en MJ ;

$f_{\text{heat},m,\text{pref}}$ la part de la cogénération dans la fourniture de chaleur à la machine de refroidissement par absorption, déterminée selon le § 7.3.1, (-) ;

$f_{\text{cool,pref}}$ la part de la machine de refroidissement par absorption dans la fourniture de froid au secteur énergétique concerné, déterminée selon le § 7.3.2, (-) ;

EER_{nom}	le coefficient d'efficacité frigorifique, déterminé selon le § 7.5.2, (-) ;
$Q_{cool,gross,sec\ i,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i, fourni par la machine de refroidissement par absorption, déterminés selon le § 6.2, en MJ.

Il faut effectuer une sommation sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PEN auxquels la machine de refroidissement par absorption, alimentée par l'installation de cogénération i, fournit du froid.

A.3.5 Besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire

Déterminez la part de l'installation de cogénération i dans les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire de la totalité de l'unité PEN, comme suit :

$$\begin{aligned}
 Q_{cogen,water,i,m} = & \sum_i f_{heat,m,pref} \times (1 - f_{as,water,bath\ i,m}) \times Q_{water,bath\ i,gross,m} \\
 & + \sum_j f_{heat,m,pref} \times (1 - f_{as,water,sink\ j,m}) \times Q_{water,sink\ j,gross,m} \\
 & + \sum_k f_{heat,m,pref} \times (1 - f_{as,water,other\ k,m}) \times Q_{water,other\ k,gross,m}
 \end{aligned}$$

Eq. 167 (MJ)

où :

$Q_{cogen,water,i,m}$	la part de l'installation de cogénération i dans les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire, en MJ ;
$f_{heat,m,pref}$	la part de la cogénération dans la fourniture de chaleur aux points de puisages d'eau chaude desservis, déterminée selon le § 7.3.1, (-) ;
$f_{as,m}$	la part des besoins de chaleur totaux couverte par le système d'énergie solaire thermique, déterminée selon le § 7.2.1. Avec les indices "water,bath i", "water,sink j" et "water,other,k" pour la préparation d'eau chaude sanitaire respectivement, soit pour la douche/baignoire, soit pour l'évier de cuisine, soit pour l'autre point de puisage d'eau chaude respectivement ;
$Q_{water,bath\ i,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une baignoire i, déterminés selon le § 6.5, en MJ ;
$Q_{water,sink\ j,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine j, déterminés selon le § 6.5, en MJ ;
$Q_{water,other\ k,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un autre point de puisage d'eau chaude k, déterminés selon le § 6.5, en MJ ;

Il faut effectuer une sommation pour tous les douches/baignoires i, tous les éviers de cuisine j et les autres points de puisage d'eau chaude k de l'unité PEN auxquels l'installation de cogénération fournit de la chaleur.

A.4 Détermination de la quantité d'électricité produite

Supposons que dans le cas d'une installation de cogénération non située sur site, la quantité d'électricité produite mensuellement soit égale à 0. Dans ce cas,

l'économie d'énergie primaire est déjà calculée dans le facteur énergétique primaire pour la fourniture de chaleur externe. Donc : $\dot{W}_{\text{cogen},i,m} = 0$

Déterminez la quantité mensuelle d'électricité produite par l'installation de cogénération sur site i, comme suit :

$$\text{Eq. 168} \quad W_{\text{cogen},i,m} = \frac{\varepsilon_{\text{cogen},\text{elec}}}{3,6} \cdot Q_{\text{cogen},\text{final},i,m} \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{\text{cogen},i,m}$ la quantité mensuelle d'électricité produite par l'installation de cogénération i, en kWh ;

$\varepsilon_{\text{cogen},\text{elec}}$ le rendement de conversion électrique de l'installation de cogénération, déterminé selon le § A.2, (-) ;

$Q_{\text{cogen},\text{final},i,m}$ la consommation mensuelle d'énergie finale de l'installation de cogénération i, déterminée selon le § A.3, en MJ.

A.5 Paragraphe vide

Ce paragraphe est volontairement vide.

A.6 Détermination de la contenance minimale en eau d'un réservoir tampon pour stocker 30 minutes de production d'une installation de cogénération à pleine puissance

La contenance minimale en eau d'un réservoir tampon pour stocker 30 minutes de production de chaleur de l'installation de cogénération sur site i, à pleine puissance, $V_{\text{stor},30\text{ min},i}$, est fixée conventionnellement comme suit :

$$\text{Eq. 170} \quad V_{\text{stor},30\text{ min},i} = \frac{0,44 \cdot P_{\text{cogen},\text{th},i}}{(\theta_{\text{cogen},i} - \theta_{\text{return},\text{design},i})} \quad (\text{m}^3)$$

où :

$P_{\text{cogen},\text{th},i}$ la puissance thermique de l'installation de cogénération i, en kW. Cette puissance est déterminée conformément à la méthode utilisée pour les appareils au gaz ;

$\theta_{\text{cogen},i}$ la température à laquelle l'installation de cogénération i fournit de la chaleur, en °C ;

$\theta_{\text{return},\text{design},i}$ la température de retour du système d'émission de chaleur, auquel l'installation de cogénération i fournit de la chaleur, comme déterminée au § 10.2.3.2 de l'annexe A.1 au présent arrêté, en °C.

Remarque : si $\theta_{\text{return},\text{design},i}$ est plus grand ou égal à $\theta_{\text{cogen},i}$, le réservoir tampon n'est pas considéré et il est automatiquement supposé que $V_{\text{stor},\text{cogen}} < V_{\text{stor},30\text{ min}}$.

Annexe B Pré-refroidissement de l'air de ventilation

B.1 Règle de calcul

Le facteur de multiplication mensuel $r_{\text{precool},fct\ f,m}$ pour l'effet du pré-refroidissement de l'air de ventilation pour les besoins de refroidissement de la zone fonctionnelle f est égal au facteur de multiplication pour l'effet du pré-refroidissement du secteur énergétique i auquel elle appartient, lui-même égal au facteur de multiplication pour l'effet du pré-refroidissement de la zone de ventilation z dont le secteur énergétique i fait partie :

Eq. 171 $r_{\text{precool},fct\ f} = r_{\text{precool},secl,m} = r_{\text{precool},zone\ z,m}$

S'il n'y a pas de système prévu pour le pré-refroidissement de l'air de ventilation dans la zone de ventilation z , ou si seulement une partie du débit de ventilation hygiénique de la zone de ventilation z est refroidi à l'aide d'un système de pré-refroidissement de l'air de ventilation, alors $r_{\text{precool},zone\ z,m} = 1$.

Si plusieurs unités PEB utilisent le même système de pré-refroidissement de l'air de ventilation, la valeur par défaut pour $r_{\text{precool},zone\ z,m} = 1$; des valeurs plus favorables peuvent être utilisées sur base d'une demande d'équivalence.

Si un système de pré-refroidissement de l'air de ventilation est présent et si l'entièreté du débit de ventilation hygiénique de la zone de ventilation z est refroidi à l'aide de ce système de pré-refroidissement, $r_{\text{precool},zone\ z,m}$ doit être déterminé par le rapport entre l'abaissement de température provoqué par le système de pré-refroidissement et la différence de température initiale et l'efficacité du système de pré-refroidissement $e_{\text{precool},m}$.

Eq. 402
$$r_{\text{precool},zone\ z,m} = 1 - e_{\text{precool},m} \cdot \left(\frac{\theta_{\text{precool},ref,max,m} - \theta_{e,V,cool,m}}{\theta_{i,cool,zone\ z,m} - \theta_{e,V,cool,m}} \right) \quad (-)$$

avec :

$e_{\text{precool},m}$	l'efficacité mensuelle du système de pré-refroidissement concerné, (-) ;
$\theta_{\text{precool},ref,max,m}$	la température de référence pour l'abaissement de température maximal, en °C ;
$\theta_{e,V,cool,m}$	la valeur de calcul conventionnelle pour la température de l'air neuf pour la ventilation hygiénique pour les calculs de refroidissement déterminée selon Tableau [45], en °C ;
$\theta_{i,cool,zone\ z,m}$	la température intérieure mensuelle de calcul de la zone de ventilation z , définie comme la valeur minimale des températures intérieures mensuelles de calcul pour les calculs de refroidissement $\theta_{i,cool,fct\ f,m}$ des différentes parties fonctionnelles constituant la zone de ventilation considérée (en supposant qu'il y a du refroidissement actif), déterminé selon l'Eq. 284, en °C.

Les expressions de $e_{\text{precool},m}$ et $\theta_{\text{precool},ref,max,m}$, pour deux types de technologies, sont développées dans les prochains paragraphes.

Pour d'autres technologies, $r_{\text{precool},zone\ z,m}$ devra être déterminé selon des règles déterminées par le Ministre.

B.2 Echangeur de chaleur sol-eau

Les échangeurs de chaleurs placés dans le sol sont utilisés pour refroidir ou réchauffer l'air de ventilation (pré-refroidissement / pré-chauffage). Ici, c'est la masse thermique de la terre qui est utilisée pour fournir la chaleur à transférer. A une profondeur suffisante, la température du sol est stable. En été, cela signifie que l'air de ventilation fourni peut être refroidi ; en hiver, il peut être réchauffé. Dans des échangeurs de chaleur sol-eau, l'eau est envoyée à travers une série de tubes qui sont couplés à une batterie d'air par l'intermédiaire d'un collecteur. L'eau passant à travers la pompe est mise en circulation à travers les tubes et refroidira ou réchauffera l'air.

B.2.1 Efficacité $e_{\text{precool},m}$ du système de pré-refroidissement

Pour un échangeur de chaleur sol-eau, la valeur par défaut vaut :

$$\text{Eq. 173} \quad e_{\text{precool},m} = 0,7 \cdot w_{\text{soil}/\text{water},m} \quad (-)$$

avec :

$w_{\text{soil}/\text{water},m}$ un facteur mensuel qui tient compte du temps de fonctionnement de l'échangeur de chaleur sol-eau, (-) :

$$\begin{aligned} \text{Eq. 174} \quad & \text{si } \theta_{e,\text{heat},m} - \theta_{\text{soil},m} \leq 0 \quad \text{alors } w_{\text{soil}/\text{water},m} = 0 \\ & \text{si } 0 < \theta_{e,\text{heat},m} - \theta_{\text{soil},m} \leq 2 \quad \text{alors } w_{\text{soil}/\text{water},m} = 0,5 \\ & \text{si } \theta_{e,\text{heat},m} - \theta_{\text{soil},m} > 2 \quad \text{alors } w_{\text{soil}/\text{water},m} = 1 \end{aligned} \quad (-)$$

où :

$\theta_{e,\text{heat},m}$ la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, selon le Tableau [1] ;

$\theta_{\text{soil},m}$ la température moyenne mensuelle du sol définie en fonction de la profondeur des conduites, telle que déterminée au § B.2.2, en °C. où :

B.2.2 Température de référence pour l'abaissement de température maximal $\theta_{\text{precool},\text{ref},\text{max},m}$

La température de référence pour la détermination de la performance de l'échangeur de chaleur sol-eau est donnée par :

$$\text{Eq. 346} \quad \theta_{\text{precool},\text{ref},\text{max},m} = \frac{\left(\frac{e_{wt} \cdot \theta_{\text{soil},m}}{e_{wt} - 1} - \frac{0.34 \cdot \sum_f \dot{V}_{\text{hyg},fct f}}{1160 \dot{V}_W} \cdot \theta_{e,V,\text{cool},m} \right)}{\left(1 - \frac{0.34 \cdot \sum_f \dot{V}_{\text{hyg},fct f}}{1160 \dot{V}_W} + \frac{1}{e_{wt} - 1} \right)} \quad (^\circ\text{C})$$

avec :

$\dot{V}_{\text{hyg},fct f}$ le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique qui passe à travers l'échangeur de

	chaleur sol-air dans la partie fonctionnelle f, en m ³ /h, déterminé selon les principes spécifiés au § 5.6.2.2 ;
$\dot{V}_w$	le débit d'eau à travers l'échangeur de chaleur sol-eau, en m ³ /h ;
e_{wt}	l'efficacité de l'échangeur de chaleur sol-air, telle que déterminée ci-dessous ;
$\theta_{soil,m}$	la température moyenne mensuelle du sol définie en fonction de la profondeur des conduites, telle que déterminée ci-dessous, en °C ;
$\theta_{e,v,cool,m}$	la valeur de calcul conventionnelle pour la température de l'air neuf pour la ventilation hygiénique pour les calculs de refroidissement déterminée selon Tableau [45], en °C ;

Il faut faire la somme sur toutes les parties fonctionnelles desservies par l'échangeur de chaleur sol-air.

Pour la détermination de la température moyenne mensuelle du sol $\theta_{soil,m}$, il faut faire une distinction entre les conduites du sol horizontales et verticales :

- conduites horizontales : déduire la température moyenne mensuelle du sol du Tableau [38] ;
- conduites verticales : déterminer la température moyenne mensuelle du sol suivant la formule suivante :

Eq. 176
$$\theta_{soil,m} = \frac{\theta_{soil,1m,m} + \theta_{soil,2m,m} + \theta_{soil,3m,m} + \theta_{soil,4m,m} + \theta_{soil,5m,m} \cdot (L_{soil/water} - 4)}{L_{soil/water}} \quad (^\circ\text{C})$$

avec :

$\theta_{soil,1m,m}$, $\theta_{soil,2m,m}$, $\theta_{soil,3m,m}$, $\theta_{soil,4m,m}$, $\theta_{soil,5m,m}$ la température moyenne mensuelle du sol à respectivement 1, 2, 3, 4 et 5 m de profondeur, déduite du Tableau [38], en °C ;

$L_{soil/water}$ la profondeur maximale de la conduite dans le sol, en m.

Tableau [38] : Température moyenne du sol pour la détermination du $\theta_{soil,m}$

	Jan	Fév	Mar	Avr	Mai	Juin	Juil	Août	Sep	Oct	Nov	Déc
0,5 m	4,2	4,3	5,8	8,8	12,1	15,1	16,8	16,8	15,0	12,1	8,7	5,9
1 m	5,4	5,0	6,0	8,2	11,0	13,8	15,5	16,0	14,9	12,7	9,8	7,2
2 m	7,5	6,5	6,6	7,8	9,6	11,7	13,5	14,5	14,3	13,2	11,3	9,2
3 m	9,0	7,9	7,6	7,9	9,0	10,5	11,9	13,1	13,4	13,1	11,9	10,5
4 m	10,0	9,0	8,5	8,4	8,9	9,8	10,9	11,9	12,5	12,6	12,1	11,2
5 m+	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0

Pour les profondeurs intermédiaires, la table doit être interpolée.

L'efficacité de l'échangeur de chaleur sol-eau est donnée par :

Eq. 177
$$e_{wt} = 1 - e^{-\frac{\alpha_{wt} A_{wt}}{1160 \cdot \dot{V}_w}} \quad (-)$$

avec :

a_{wt}	le coefficient de transmission thermique des conduites dans l'échangeur de chaleur sol-eau, tel que déterminé ci-dessous, en $W/(m^2.K)$;
A_{wt}	la surface d'échange des conduites, telle que déterminée ci-dessous, en m^2 ;
$\dot{V}_w$	le débit d'eau à travers l'échangeur de chaleur sol-eau, en m^3/h .

Le coefficient de transmission thermique des conduites α_{wt} est déterminé suivant :

$$\text{Eq. 178} \quad \alpha_{wt} = \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_{tube} + 2t_{tube}}{D_{tube}}\right)}{2\lambda_{tube}/D_{tube}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{tube} + 2t_{soil}}{D_{tube} + 2t_{tube}}\right)}{2\lambda_{soil}/D_{tube}} \right)^{-1}$$

$W/(m^2.K)$

avec :

α_i	le coefficient de convection interne de l'écoulement dans la conduite de l'échangeur de chaleur pour le pré-refroidissement, tel que déterminé ci-dessous, en $W/(m^2.K)$;
t_{soil}	l'épaisseur du massif de terre autour de la conduite considérée, telle que déterminée ci-dessous, en m ;
D_{tube}	le diamètre intérieur de la conduite, en m ;
t_{tube}	l'épaisseur de la paroi de la conduite, en m ;
λ_{tube}	la conductivité thermique de la conduite, en $W/(m.K)$;
λ_{soil}	la conductivité thermique du sol, considérée égale à 2, en $W/(m.K)$.

Le coefficient de convection interne est donné par :

- pour l'eau :

$$\text{Eq. 179} \quad \alpha_i = 0,58 \cdot \frac{Nu}{D_{tube}} \quad (W/(m^2.K))$$

- pour une solution eau/glycol (tous les types) :

$$\text{Eq. 180} \quad \alpha_i = 0,43 \cdot \frac{Nu}{D_{tube}} \quad (W/(m^2.K))$$

avec :

$$\text{Eq. 181} \quad Nu = (Nu_{lam}^5 + Nu_{turb}^5)^{1/5} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 182} \quad Nu_{lam} = \left[3,66^3 + 1,61^3 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot D_{tube}}{L_{tube}} \right) \right]^{1/3} \quad (-)$$

avec :

$$\text{Eq. 183} \quad \text{Nu}_{\text{turb}} = \frac{f_{\text{turb}} \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{2 \times \left(1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f_{\text{turb}}}{2}} \cdot \left(\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \right)} \quad (-)$$

avec :

$$\text{Eq. 184} \quad f_{\text{turb}} = (1,58 \cdot \ln \text{Re} - 3,28)^{-2} \quad (-)$$

avec :

- pour l'eau :

$$\text{Eq. 185} \quad \text{Re} = 996200 \cdot \frac{4}{3600 \cdot \pi \cdot n_{\text{tube}} \cdot D_{\text{tube}}} \cdot \frac{\dot{V}_w}{D_{\text{tube}}} \quad (-)$$

$$\text{Pr} = 7$$

- pour une solution eau/glycol (tous les types) :

$$\text{Eq. 186} \quad \text{Re} = 624200 \cdot \frac{4}{3600 \cdot \pi \cdot n_{\text{tube}} \cdot D_{\text{tube}}} \cdot \frac{\dot{V}_w}{D_{\text{tube}}} \quad (-)$$

$$\text{Pr} = 12,5$$

L'épaisseur du massif de terre autour de la conduite considérée, t_{soil} , est donnée par :

$$\text{Eq. 187} \quad t_{\text{soil}} = \frac{p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}}}{2} \quad \text{si } p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}} < 0,5$$

$$t_{\text{soil}} = 0,25 \quad \text{si } p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}} \geq 0,5 \quad (\text{m})$$

avec :

p_{tube} la distance entre les conduites parallèles, en m ;
 D_{tube} le diamètre intérieur de la conduite, en m.

La surface d'échange des conduites A_{wt} est donnée par :

$$\text{Eq. 188} \quad A_{\text{wt}} = \pi \cdot D_{\text{tube}} \cdot L_{\text{tube}} \cdot n_{\text{tube}} \quad (\text{m}^2)$$

D_{tube} le diamètre intérieur de la conduite, en m ;

L_{tube} la longueur de la conduite, en m ;

n_{tube} le nombre de conduites en parallèle, (-).

B.3 Refroidissement par évaporation

Le refroidissement par évaporation (ou refroidissement adiabatique) consiste en principe d'une méthode qui refroidit l'air de ventilation d'un bâtiment par injection de l'eau. Il existe de nombreuses variantes de cette technologie, avec des prétraitements et des techniques de récupération différentes. La performance

des systèmes de refroidissement par évaporation est fortement variable en fonction du type de conception de ces systèmes.

Si de l'eau ordinaire est injectée dans l'air de ventilation amené ou l'air de ventilation extrait, alors la méthode suivante peut être appliquée.

Pour tous les autres systèmes plus complexes, le facteur $r_{\text{precool},j,m}$ devra être déterminé sur base du principe d'équivalence.

B.3.1 Efficacité $e_{\text{precool},m}$ du système de pré-refroidissement

Pour du refroidissement par évaporation, la valeur par défaut pour l'efficacité vaut :

$$\text{Eq. 189} \quad e_{\text{precool},m} = 0,8 \cdot w_{\text{evap},m} \quad (-)$$

avec :

$w_{\text{evap},m}$ un facteur mensuel qui tient compte du temps de fonctionnement du refroidissement par évaporation, (-) :

$$\begin{aligned} \text{Eq. 190} \quad & \text{si } Q_{\text{cool},\text{net},m} \leq 0 \text{ alors } w_{\text{evap},m} = 0 \\ & \text{si } Q_{\text{cool},\text{net},m} > 0 \text{ alors } w_{\text{evap},m} = 1 \end{aligned} \quad (\text{MJ})$$

où :

$$\text{Eq. 191} \quad Q_{\text{cool},\text{net},m} = \sum Q_{\text{cool},\text{net},\text{sec } l,m} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$Q_{\text{cool},\text{net},\text{sec } i,m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement d'un secteur énergétique i , déterminés sans prendre en compte le système de refroidissement par évaporation considéré, en MJ.

Il faut faire la somme sur tous les secteurs énergétiques l de l'unité PEN qui sont reliés au refroidissement par évaporation.

B.3.2 Température de référence pour l'abaissement de température maximal $\theta_{\text{precool},\text{ref},\text{max},m}$

Si de l'eau ordinaire est injectée dans l'air de ventilation amené ou l'air de ventilation extrait, alors la température de référence est la température humide du débit d'air concerné. La valeur par défaut de $\theta_{\text{precool},\text{ref},\text{max},m}$ est égale à la température moyenne mensuelle humide, donnée au Tableau [39].

Tableau [39] : Température mensuelle moyenne humide (°C)

Jan	Fév	Mar	Avr	Mai	Juin	Juil	Août	Sep	Oct	Nov	Déc
1,9	1,7	3,0	5,9	9,3	12,7	14,6	14,7	12,0	9,7	4,8	2,3

Annexe C Détermination de la valeur de référence pour la consommation annuelle caractéristique d'énergie primaire

C.1 Introduction

Pour la détermination de la valeur de référence de la consommation annuelle caractéristique d'énergie primaire, on suit dans les grandes lignes les mêmes principes de calcul que pour la détermination de la consommation annuelle caractéristique d'énergie primaire. Par conséquent, cette annexe suit la même structure que dans le texte principal et détermine la valeur de référence finale pour la consommation annuelle caractéristique d'énergie primaire dans le dernier paragraphe de la présente annexe, voir § C.5.1.

C.2 Valeur de référence pour les besoins nets en énergie pour le chauffage, le refroidissement, l'eau chaude sanitaire et l'humidification

C.2.1 Valeur de référence pour la température intérieure pour les calculs de chauffage et de refroidissement et intermittence

C.2.1.1 Chauffage continu

Pour les parties fonctionnelles ayant l'une des fonctions suivantes :

- hébergement ;
- soins de santé - avec occupation nocturne ;
- soins de santé - salle d'opération ;
- installations sportives - hall de sport / gymnase ;

on a :

$$\text{Eq. 192 } \theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}} = \theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{avg}} = \theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{setpoint}} \quad (^\circ\text{C})$$

avec :

$\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence pour la température intérieure de calcul pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f, utilisée au § C.2.2 pour la détermination des déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation, en $^\circ\text{C}$;
$\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{avg}}$	la température intérieure moyenne pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f, telle que reprise au Tableau [4], en $^\circ\text{C}$;
$\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{setpoint}}$	la température intérieure de consigne pour le chauffage de la partie fonctionnelle f, telle que reprise au Tableau [4], en $^\circ\text{C}$.

C.2.1.2 Chauffage quasi-continu

C.2.1.2.1 Inertie faible

Pour les parties fonctionnelles qui ne sont pas couvertes par le § C.2.1.1, pour la détermination de la valeur de référence, le chauffage intermittent est considéré comme du chauffage continu si l'inertie de la partie fonctionnelle considérée est assez faible, c'est-à-dire si :

$$\text{Eq. 194 } T_{\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}} < 0,2 \cdot t_{\text{unocc},\text{min},\text{fct } f} \quad (\text{h})$$

alors on a :

$$\text{Eq. 195 } \theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}} = \theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{avg}} \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$T_{\text{heat,fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence pour la constante de temps pour le chauffage de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § C.2.2, en h ;
$t_{\text{unocc,min,fct } f}$	la plus courte période pendant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, telle que reprise au Tableau [5], en h ;
$\theta_{i,\text{heat,fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence pour la température intérieure de calcul pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f , utilisée au § C.2.2 pour la détermination des déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation, en °C ;
$\theta_{i,\text{heat,fct } f,\text{avg}}$	la température intérieure moyenne pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f , telle que reprise au Tableau [4], en °C.

C.2.1.2.2 Inertie importante

Pour les parties fonctionnelles qui ne sont pas couvertes par le § C.2.1.1, pour la détermination de la valeur de référence, le chauffage intermittent est considéré comme du chauffage continu si l'inertie de la partie fonctionnelle considérée est assez importante, c'est-à-dire si :

$$\text{Eq. 197 } T_{\text{heat,fct } f,\text{ref}} > 3 \cdot t_{\text{unocc,max,fct } f} \quad (\text{h}) \quad (-)$$

alors on a :

$$\text{Eq. 198 } \theta_{i,\text{heat,fct } f,\text{ref}} = \theta_{i,\text{heat,fct } f,\text{setpoint}} \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$T_{\text{heat,fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence pour la constante de temps pour le chauffage de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § C.2.2, en h ;
$t_{\text{unocc,max,fct } f}$	la plus longue période pendant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, telle que reprise au Tableau [5], en h ;
$\theta_{i,\text{heat,fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence pour la température intérieure de calcul pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f , utilisée au § C.2.2 pour la détermination des déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation, en °C ;
$\theta_{i,\text{heat,fct } f,\text{setpoint}}$	la température intérieure de consigne pour le chauffage de la partie fonctionnelle f , telle que reprise au Tableau [4], en °C.

C.2.1.3 Chauffage intermittent

Pour les parties fonctionnelles qui ne sont pas couvertes par le § C.2.1.1 et pour lesquelles aucune des conditions des § C.2.1.2.1 (Eq. 194) ou § C.2.1.2.2 (Eq. 197) n'est remplie, on a :

$$\begin{aligned} \theta_{i,\text{heat,fct } f,\text{ref}} &= \theta_{i,\text{heat,fct } f,\text{avg}} \\ \text{Eq. 379 } &+ \left(\frac{(\theta_{i,\text{heat,fct } f,\text{setpoint}} - \theta_{i,\text{heat,fct } f,\text{avg}}) \cdot \log_{10} \left[\frac{2 \cdot t_{\text{unocc,min,fct } f} - 3 \cdot t_{\text{unocc,max,fct } f} - 9 \cdot T_{\text{heat,fct } f,\text{ref}}}{0,2 \cdot t_{\text{unocc,min,fct } f} - 3 \cdot t_{\text{unocc,max,fct } f}} \right]}{1} \right) \quad (-) \end{aligned}$$

où :

$\theta_{i,heat,fct f,ref}$	la valeur de référence pour la température intérieure de calcul pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f, utilisée au § C.2.2 pour la détermination des déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation, en °C ;
$\theta_{i,heat,fct f,avg}$	la température intérieure moyenne pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f, telle que reprise au Tableau [4], en °C ;
$\theta_{i,heat,fct f,setpoint}$	la température intérieure de consigne pour le chauffage de la partie fonctionnelle f, telle que reprise au Tableau [4], en °C ;
$t_{unocc,min,fct f}$	la plus courte période pendant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, telle que reprise au Tableau [5], en h ;
$t_{unocc,max,fct f}$	la plus longue période pendant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, telle que reprise au Tableau [5], en h ;
$T_{heat,fct f,ref}$	la valeur de référence pour la constante de temps pour le chauffage de la partie fonctionnelle f, déterminée selon le § C.2.2, en h ;

C.2.1.4 Refroidissement continu

Pour les parties fonctionnelles ayant l'une des fonctions suivantes :

- hébergement ;
- soins de santé - avec occupation nocturne ;
- soins de santé - salle d'opération ;

on a :

$$\text{Eq. 347} \quad \theta_{i,cool,fct f,ref} = \theta_{i,cool,fct f,avg} = \theta_{i,cool,fct f,setpoint} \quad (^\circ\text{C})$$

$$\text{Eq. 348} \quad a_{cool,int,fct f,m,ref} = 1 \quad (-)$$

où :

$\theta_{i,cool,fct f,ref}$	la valeur de référence pour la température intérieure de calcul pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f, utilisée au § C.2.3 pour la détermination des déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation, en °C ;
$\theta_{i,cool,fct f,avg}$	la température intérieure moyenne pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f, telle que reprise au Tableau [44], en °C ;
$\theta_{i,cool,fct f,setpoint}$	la température intérieure de consigne pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f, telle que reprise au Tableau [44], en °C ;
$a_{cool,int,fct f,m,ref}$	la valeur de référence pour le facteur de réduction pour tenir compte de l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f, pour le mois m, (-).

C.2.1.5 Refroidissement quasi-continu

C.2.1.5.1 Inertie faible

Pour les parties fonctionnelles qui ne sont pas couvertes par le § C.2.1.4, pour la détermination de la valeur de référence, le refroidissement intermittent est

considéré comme du refroidissement continu si l'inertie de la partie fonctionnelle considérée est assez faible, c'est-à-dire si :

$$\text{Eq. 349} \quad t_{\text{cool,int,fct f,ref}} < 0,2 \cdot t_{\text{unocc,min,fct f}} \quad (\text{h})$$

alors on a :

$$\text{Eq. 350} \quad \theta_{\text{i,cool,fct f,ref}} = \theta_{\text{i,cool,fct f,avg}} \quad (^\circ\text{C})$$

$$\text{Eq. 351} \quad a_{\text{cool,int,fct f,m,ref}} = 1 \quad (-)$$

avec :

$t_{\text{cool,int,fct f,ref}}$	la valeur de référence de la constante de temps pour le calcul du niveau d'intermittence pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f, déterminée comme indiqué ci-dessous, en h ;
$t_{\text{unocc,min,fct f}}$	la plus courte période pendant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, telle que reprise au Tableau [5], en h ;
$\theta_{\text{i,cool,fct f,ref}}$	la valeur de référence pour la température intérieure pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f, utilisée au § C.2.3 pour la détermination des déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation, en $^\circ\text{C}$;
$\theta_{\text{i,cool,fct f,avg}}$	la température intérieure moyenne pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f, en $^\circ\text{C}$, telle que reprise au Tableau [44] ;
$a_{\text{cool,int,fct f,m,ref}}$	la valeur de référence pour le facteur de réduction pour tenir compte de l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f, pour le mois m, (-).

La valeur de référence pour la constante de temps pour le calcul du niveau d'intermittence pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f est calculée comme suit :

$$\text{Eq. 352} \quad t_{\text{cool,int,fct f,m,ref}} = \frac{C_{\text{fct f,ref}}}{3,6 \cdot (H_{\text{T,fct f,ref}} + H_{\text{V,hyg,cool,fct f,m,ref}})} \quad (\text{h})$$

où :

$C_{\text{fct f,ref}}$	la valeur de référence pour la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f, déterminée selon le § C.2.8, en kJ/K ;
$H_{\text{T,fct f,ref}}$	la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f, déterminé selon le § C.2.4, en W/K ;
$H_{\text{V,hyg,cool,fct f,m,ref}}$	la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § C.2.5.2, en W/K .

C.2.1.5.2 Inertie importante

Pour les parties fonctionnelles qui ne sont pas couvertes par le § C.2.1.4, pour la détermination de la valeur de référence, le refroidissement intermittent est considéré comme du refroidissement continu si l'inertie de la partie fonctionnelle considérée est assez importante, c'est-à-dire si :

$$\text{Eq. 353} \quad \tau_{\text{cool,int,fct f,ref}} > 3 \cdot \tau_{\text{unocc,max,fct f}} \quad (\text{h})$$

alors on a :

$$\text{Eq. 354} \quad \theta_{\text{i,cool,fct f,ref}} = \theta_{\text{i,cool,fct f,setpoint}} \quad (^\circ\text{C})$$

$$\text{Eq. 355} \quad a_{\text{cool,int,fct f,m,ref}} = 1 \quad (-)$$

avec :

$\tau_{\text{cool,int,fct f,ref}}$	la valeur de référence de la constante de temps pour le calcul du niveau d'intermittence pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f, déterminée selon le § C.2.1.5.1, en h ;
$\tau_{\text{unocc,max,fct f}}$	la plus longue période pendant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, telle que reprise au Tableau [5], en h ;
$\theta_{\text{i,cool,fct f,ref}}$	la valeur de référence pour la température intérieure pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f, utilisée au § C.2.3 pour la détermination des déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation, en $^\circ\text{C}$;
$\theta_{\text{i,cool,fct f,setpoint}}$	la température intérieure de consigne pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f, telle que reprise au Tableau [44], en $^\circ\text{C}$;
$a_{\text{cool,int,fct f,m,ref}}$	la valeur de référence pour le facteur de réduction pour tenir compte de l'intermittence de la partie fonctionnelle f, pour le mois m, (-).

C.2.1.6 Refroidissement intermittent

Pour les parties fonctionnelles qui ne sont pas couvertes par le § C.2.1.4 et qui ont une inertie moyenne, c'est-à-dire qu'aucune des conditions des § C.2.1.5.1 (Eq. 349) ou § C.2.1.5.2 (Eq. 353) n'est remplie, on a :

$$\text{Eq. 356} \quad \theta_{\text{i,cool,fct f,ref}} = \theta_{\text{i,cool,fct f,setpoint}} \quad (^\circ\text{C})$$

et :

$$\text{Eq. 357} \quad a_{\text{cool,int,fct f,m,ref}} = \max \left[f_{\text{cool,fct f}} ; 1 - 3 \cdot \left(\frac{\tau_{0,\text{cool}}}{\tau_{\text{cool,fct f,ref}}} \right) \cdot V_{\text{cool,fct f,m,ref}} \cdot (1 - f_{\text{cool,fct f}}) \right] \quad (-)$$

avec :

$\theta_{\text{i,cool,fct f,ref}}$	la valeur de référence pour la température intérieure pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f, utilisée au § C.2.3 pour la détermination des déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation, en $^\circ\text{C}$;
$\theta_{\text{i,cool,fct f,setpoint}}$	la température intérieure de consigne pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f, telle que reprise au Tableau [44], en $^\circ\text{C}$;
$a_{\text{cool,int,fct f,m,ref}}$	la valeur de référence pour le facteur de réduction pour tenir compte de l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f, pour le mois m, (-) ;
$f_{\text{cool,fct f}}$	la fraction du nombre de jours d'occupation par semaine pendant laquelle la partie fonctionnelle f est refroidie à la température de consigne (sans réduction). Cette fraction est

	égale au nombre de jours d'occupation par semaine selon l'affectation, repris au Tableau [2], divisé par 7, (-) ;
$T_{0,cool}$	une constante, reprise au Tableau [3], en h ;
$T_{cool,fct f,ref}$	la valeur de référence pour la constante de temps pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f, déterminée selon le § C.2.3, en h ;
$\lambda_{cool,fct f,m,ref}$	la valeur de référence pour le rapport mensuel déperdition-gain pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f, déterminé selon le § C.2.3, (-).

C.2.2 Valeur de référence pour les besoins nets en énergie pour le chauffage

On détermine la valeur de référence pour les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage par secteur énergétique comme suit :

$$\text{Eq. 380 } Q_{heat,net,sec i,m,ref} = \sum_f Q_{heat,net,fct f,m,ref} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$Q_{heat,net,sec i,m,ref}$	la valeur de référence pour les besoins nets en énergie pour le chauffage, en tenant compte de l'intermittence, du secteur énergétique i, pour le mois m, en MJ ;
$Q_{heat,net,fct f,m,ref}$	la valeur de référence pour les besoins net en énergie pour le chauffage, en tenant compte de l'intermittence, de la partie fonctionnelle f, pour le mois m, déterminés comme mentionné ci-dessous, en MJ.

Il faut faire une sommation sur toutes les parties fonctionnelles f du secteur énergétique i.

Particularité de la fonction "Locaux techniques" : la valeur de référence pour les besoins nets en énergie pour le chauffage tenant compte de l'intermittence des parties fonctionnelles ayant cette fonction, $Q_{heat,net,fct f,m,ref}$, est considérée être nulle durant toute l'année.

Particularité de la fonction "Enseignement" : la valeur de référence pour les besoins nets en énergie pour le chauffage tenant compte de l'intermittence des parties fonctionnelles ayant cette fonction, $Q_{heat,net,fct f,m,ref}$, est considérée être nulle durant les mois de juillet et d'août.

On détermine la valeur de référence pour les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage, en tenant compte de l'intermittence, par partie fonctionnelle comme suit :

Eq. 405 Si $\gamma_{heat,fct f,m,ref}$ est supérieur ou égal à 2,5, ou inférieur à 0, on a :

$$Q_{heat,net,fct f,m,ref} = 0 \quad (\text{MJ})$$

Si $\gamma_{heat,fct f,m,ref}$ est inférieur à 2,5 et supérieur ou égal à 0, on a :

$$Q_{heat,net,fct f,m,ref} = Q_{L,heat,fct f,m,ref} - \eta_{util,heat,fct f,m,ref} \cdot Q_{g,heat,fct f,m,ref} \quad (\text{MJ})$$

Exception : si $Q_{L,heat,fct f,m,ref}$ est nulle, on a :

$$Q_{heat,net,fct f,m,ref} = 0 \quad (\text{MJ})$$

avec :

$$\text{Eq. 205 } Q_{L,\text{heat},\text{fct } f,m,\text{ref}} = Q_{T,\text{heat},\text{fct } f,m,\text{ref}} + Q_{V,\text{heat},\text{fct } f,m,\text{ref}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 206 } Q_{g,\text{heat},\text{fct } f,m,\text{ref}} = Q_{i,\text{heat},\text{fct } f,m,\text{ref}} + Q_{s,\text{heat},\text{fct } f,m,\text{ref}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Y_{\text{heat},\text{fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence pour le rapport mensuel gain-déperdition de la partie fonctionnelle f, comme déterminé ci-dessous, (-) ;
$Q_{\text{heat},\text{net},\text{fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence pour le besoin net en énergie pour le chauffage de la partie fonctionnelle f, en tenant compte de l'intermittence, pour le mois m, en MJ ;
$Q_{L,\text{heat},\text{fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence pour la déperdition de chaleur mensuelle par transmission et ventilation de la partie fonctionnelle f pour le calcul du chauffage, en MJ ;
$\eta_{\text{util},\text{heat},\text{fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence pour le taux d'utilisation mensuel des gains de chaleur de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, tel que déterminé ci-après, (-) ;
$Q_{g,\text{heat},\text{fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence pour les gains de chaleur mensuels par ensoleillement et par production de chaleur interne de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, en MJ ;
$Q_{T,\text{heat},\text{fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence pour la déperdition de chaleur mensuelle par transmission de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, tel que déterminé ci-après, en MJ ;
$Q_{V,\text{heat},\text{fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence pour la déperdition de chaleur mensuelle par ventilation de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, tel que déterminée ci-après, en MJ ;
$Q_{i,\text{heat},\text{fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence pour la production de chaleur interne mensuelle de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, déterminée selon le § C.2.6, en MJ ;
$Q_{s,\text{heat},\text{fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence pour le gain de chaleur solaire mensuel de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, déterminé selon le § C.2.7, en MJ.

et :

$$\text{Eq. 207 } Q_{T,\text{heat},\text{fct } f,m,\text{ref}} = H_{T,\text{fct } f,\text{ref}} \cdot (\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}} - \theta_{e,\text{heat},m}) \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 208 } Q_{V,\text{heat},\text{fct } f,m,\text{ref}} = H_{V,\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}} \cdot (\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}} - \theta_{e,\text{heat},m}) \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

où :

$H_{T,\text{fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f, déterminé selon le § C.2.4, en W/K ;
$H_{V,\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par ventilation de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, déterminé selon le § C.2.5.1, en W/K ;
$\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence pour la température intérieure de calcul de la partie fonctionnelle f pour la détermination du besoin énergétique pour le chauffage, déterminée au § C.2.1, en °C ;
$\theta_{e,\text{heat},m}$	la température extérieure moyenne mensuelle, reprise au Tableau [1], en °C ;
t_m	la durée du mois, reprise au Tableau [1], en Ms.

On calcule la valeur de référence du taux d'utilisation pour le chauffage par partie fonctionnelle et par mois, $\eta_{\text{util,heat,fct f,m,ref}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 209} \quad \text{Si } Y_{\text{heat,fct f,m,ref}} \neq 1 : \eta_{\text{util,heat,fct f,m,ref}} = \frac{1 - (Y_{\text{heat,fct f,m,ref}})^{a_{\text{ref}}}}{1 - (Y_{\text{heat,fct f,m,ref}})^{a_{\text{ref}}+1}} \quad (-)$$

$$\text{si } Y_{\text{heat,fct f,m,ref}} = 1 : \eta_{\text{util,heat,fct f,m,ref}} = \frac{a_{\text{ref}}}{a_{\text{ref}} + 1} \quad (-)$$

où la valeur de référence du rapport mensuel gain-déperdition par partie fonctionnelle et par mois, $Y_{\text{heat,fct f,m,ref}}$, est défini comme :

$$\text{Eq. 210} \quad Y_{\text{heat,fct f,m,ref}} = \frac{Q_{\text{g,heat,fct f,m,ref}}}{Q_{\text{L,heat,fct f,m,ref}}} \quad (-)$$

et où la valeur de référence du paramètre numérique a relatif à la partie fonctionnelle f est donné par :

$$\text{Eq. 211} \quad a_{\text{ref}} = a_{0,\text{heat}} + \frac{T_{\text{heat,fct f,ref}}}{T_{0,\text{heat}}} \quad (-)$$

avec, comme valeur de référence pour la constante de temps pour le chauffage de la partie fonctionnelle f , $T_{\text{heat,fct f,ref}}$, en h :

$$\text{Eq. 212} \quad T_{\text{heat,fct f,ref}} = \frac{C_{\text{fct f,ref}}}{3,6 \cdot (H_{\text{T,fct f,ref}} + H_{\text{V,heat,fct f,ref}})} \quad (\text{h})$$

où :

$a_{0,\text{heat}}$	une constante, reprise au Tableau [3], (-) ;
$T_{0,\text{heat}}$	une constante, reprise au Tableau [3], en h ;
$C_{\text{fct f,ref}}$	la valeur de référence pour la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § C.2.8, en kJ/K ;
$H_{\text{T,fct f,ref}}$	la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, déterminé selon le § C.2.4, en kJ/K ;
$H_{\text{V,heat,fct f,ref}}$	la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par ventilation de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, déterminé selon le § C.2.5.1, en kJ/K.

C.2.3 Valeur de référence pour les besoins nets en énergie pour le refroidissement

On détermine la valeur de référence pour les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement par secteur énergétique comme suit :

$$\text{Eq. 213} \quad Q_{\text{cool,net,sec i,m,ref}} = \sum_f Q_{\text{cool,net,fct f,m,ref}} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$Q_{cool,net,sec\ i,m,ref}$	la valeur de référence pour les besoins nets en énergie pour le refroidissement du secteur énergétique i , pour le mois m , en MJ ;
$Q_{cool,net,fct\ f,m,ref}$	la valeur de référence pour les besoins nets en énergie pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f , pour le mois m , comme déterminés ci-dessous, en MJ.

Il faut faire une sommation sur toutes les parties fonctionnelles f du secteur énergétique i .

Particularité de la fonction "Sauna/Piscine" et "Locaux techniques" : la valeur de référence pour les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement des parties fonctionnelles ayant l'une de ces fonctions, $Q_{cool,net,fct\ f,m,ref}$, est considérée être nulle durant toute l'année.

Particularité de la fonction "Enseignement" : la valeur de référence pour les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement des parties fonctionnelles ayant cette fonction, $Q_{cool,net,fct\ f,m,ref}$, est considérée être nulle durant les mois de juillet et d'août.

On détermine la valeur de référence pour les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement par partie fonctionnelle comme suit :

Eq. 406 Si $\lambda_{cool,fct\ f,m,ref}$ est supérieur ou égal à 2,5, on a :

$$Q_{cool,net,fct\ f,m,ref} = 0 \quad (MJ)$$

Si $\lambda_{cool,fct\ f,m,ref}$ est inférieur à 2,5, on a :

$$Q_{cool,net,fct\ f,m,ref} = a_{cool,int,fct\ f,m,ref} \cdot (Q_{g,cool,fct\ f,m,ref} - \eta_{util,cool,fct\ f,m,ref} \cdot Q_{L,cool,fct\ f,m,ref}) \quad (MJ)$$

Exception : si $Q_{L,cool,fct\ f,m,ref}$ est nulle, on a :

$$Q_{cool,net,fct\ f,m,ref} = 0 \quad (MJ)$$

avec :

$$\text{Eq. 215 } Q_{g,cool,fct\ f,m,ref} = Q_{i,cool,fct\ f,m,ref} + Q_{s,cool,fct\ f,m,ref} \quad (MJ)$$

$$\text{Eq. 216 } Q_{L,cool,fct\ f,m,ref} = Q_{T,cool,fct\ f,m,ref} + Q_{V,cool,fct\ f,m,ref} \quad (MJ)$$

où :

$\lambda_{cool,fct\ f,m,ref}$	la valeur de référence pour le rapport mensuel déperdition-gain pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f , comme déterminé ci-dessous, (-) ;
$Q_{cool,net,fct\ f,m,ref}$	la valeur de référence pour le besoin mensuel net en énergie pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f , en MJ ;
$a_{cool,int,fct\ f,m,ref}$	la valeur de référence pour le facteur de réduction pour tenir compte de l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f , pour le mois m , déterminé selon le § C.2.1, (-).

$Q_{g,cool,fct\ f,m,ref}$	la valeur de référence pour les gains de chaleur mensuels de la partie fonctionnelle f par ensoleillement et production de chaleur interne pour les calculs de refroidissement, en MJ ;
$\eta_{util,cool,fct\ f,m,ref}$	la valeur de référence pour le taux d'utilisation mensuel pour les déperditions de chaleur de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, tel que déterminé ci-après, (-) ;
$Q_{L,cool,fct\ f,m,ref}$	la valeur de référence pour la déperdition de chaleur mensuelle par transmission et ventilation de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, en MJ ;
$Q_{T,cool,fct\ f,m,ref}$	la valeur de référence pour la déperdition de chaleur mensuelle par transmission de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, tel que déterminée ci-après, en MJ ;
$Q_{V,cool,fct\ f,m,ref}$	la valeur de référence pour la déperdition de chaleur mensuelle par ventilation de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, tel que déterminée ci-après, en MJ ;
$Q_{i,cool,fct\ f,m,ref}$	la valeur de référence pour la production de chaleur interne mensuelle de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminée selon le § C.2.6, en MJ ;
$Q_{s,cool,fct\ f,m,ref}$	la valeur de référence pour le gain de chaleur solaire mensuel de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § C.2.7, en MJ.

et :

$$\text{Eq. 359} \quad Q_{T,cool,fct\ f,m,ref} = H_{T,fct\ f,ref} \cdot (\theta_{i,cool,fct\ f,ref} - \theta_{e,cool,m}) \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 360} \quad Q_{V,cool,fct\ f,m,ref} = Q_{V,hyg,cool,fct\ f,m,ref} \quad (\text{MJ})$$

où :

$$\text{Eq. 361} \quad Q_{V,hyg,cool,fct\ f,m,ref} = \left[\begin{array}{c} H_{V,hyg,cool,fct\ f,m,ref} \cdot \\ (\theta_{i,cool,fct\ f,m,ref} - \theta_{e,V,cool,hyg,m}) \end{array} \right] \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

et où :

$H_{T,cool,fct\ f,ref}$	la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f pour le calcul de refroidissement, déterminée selon le § C.2.4, en W/K ;
$\theta_{i,cool,fct\ f,m,ref}$	la valeur de référence pour la température intérieure de calcul de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminée comme indiqué ci-dessous, in °C ;
$\theta_{e,cool,m}$	la température extérieure moyenne mensuelle pour le calcul de refroidissement, reprise au Tableau [1], en °C ;
$H_{V,hyg,cool,fct\ f,m,ref}$	la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § C.2.5.2, en W/K ;
$\theta_{e,V,cool,hyg,m}$	la valeur de calcul conventionnelle pour la température de l'air neuf pour la ventilation hygiénique pour les calculs de refroidissement, valant respectivement $\theta_{e,V,cool,m}$, $\theta_{e,V,cool,day,m}$ ou $\theta_{e,V,cool,night,m}$ selon que la partie fonctionnelle f présente une occupation permanente, diurne ou nocturne (voir Tableau [2]).

Ces valeurs sont définies au Tableau [45] en fonction du type de système de ventilation.

Pour les parties fonctionnelles ayant une fonction hébergement, bureaux et enseignement, la valeur de référence pour la température intérieure mensuelle de calcul pour les calculs de refroidissement est reprise au Tableau [46]. Pour les parties fonctionnelles ayant une autre fonction, cette température est déterminée par :

$$\text{Eq. 362} \quad \theta_{i,cool,fct f,m,ref} = \theta_{i,cool,fct f,ref} \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$\theta_{i,cool,fct f,ref}$ la valeur de référence pour la température intérieure de calcul de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement actif, déterminée selon le § C.2.1, en °C.

On calcule la valeur de référence du taux d'utilisation pour le refroidissement par partie fonctionnelle et par mois, $\eta_{util,cool,fct f,m,ref}$, comme suit :

Eq. 363 Si $\lambda_{cool,fct f,m,ref} \geq 0$ et $\lambda_{cool,fct f,m,ref} \neq 1$:

$$\eta_{util,cool,fct f,m,ref} = \frac{1 - (\lambda_{cool,fct f,m,ref})^{b_{m,ref}}}{1 - (\lambda_{cool,fct f,m,ref})^{b_{m,ref} + 1}} \quad (-)$$

$$\text{Si } \lambda_{cool,fct f,m,ref} = 1 : \eta_{util,cool,fct f,m,ref} = \frac{b_{m,ref}}{b_{m,ref} + 1} \quad (-)$$

$$\text{Si } \lambda_{cool,fct f,m,ref} < 0 : \eta_{util,cool,fct f,m,ref} = 1 \quad (-)$$

où la valeur de référence du rapport mensuel déperdition-gain par partie fonctionnelle, $\lambda_{cool,fct f,m,ref}$, est défini comme suit :

$$\text{Eq. 220} \quad \lambda_{cool,fct f,m,ref} = \frac{Q_{L,cool,fct f,m,ref}}{Q_{g,cool,fct f,m,ref}} \quad (-)$$

et où la valeur de référence du paramètre numérique $b_{m,ref}$ relatif à la partie fonctionnelle f est donné par :

$$\text{Eq. 221} \quad b_{m,ref} = b_{0,cool} + \frac{t_{cool,fct f,m,ref}}{t_{0,cool}} \quad (-)$$

avec, comme valeur de référence pour la constante de temps mensuelle pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f, $t_{cool,fct f,m,ref}$:

$$\text{Eq. 364} \quad t_{cool,fct f,m,ref} = \frac{C_{fct f,ref}}{3,6 \cdot (H_{T,fct f,ref} + H_{V,cool,fct f,m,ref})} \quad (h)$$

où :

$b_{0,cool}$ une constante, reprise au Tableau [3], (-) ;

$t_{0,cool}$ une constante, reprise au Tableau [3], en h ;

$C_{fct\ f,ref}$	la valeur de référence pour la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f, déterminée selon le § C.2.8, en kJ/K ;
$H_{T,fct\ f,ref}$	la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f, déterminé selon le § C.2.4, en W/K ;
$H_{V,cool,fct\ f,m,ref}$	la valeur de référence pour le coefficient mensuel de transfert thermique par ventilation hygiénique, in/exfiltration et par ventilation additionnelle mécanique ou par ouverture de fenêtre de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, déterminé comme indiqué ci-dessous, en W/K.

La valeur de référence pour le coefficient mensuel de transfert thermique par ventilation hygiénique, in/exfiltration et par ventilation additionnelle mécanique ou par ouverture de fenêtre de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, $H_{V,cool,fct\ f,m,ref}$, est donnée par :

$$\text{Eq. 365} \quad H_{V,cool,fct\ f,m,ref} = \frac{Q_{V,cool,fct\ f,m,ref}}{(\theta_{i,cool,fct\ f,setpoint} - \theta_{e,cool,m}) \cdot t_m} \quad (\text{W/K})$$

où :

$Q_{V,cool,fct\ f,m,ref}$	la déperdition de chaleur mensuelle par ventilation de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, tel que déterminée ci-avant, en MJ ;
$\theta_{i,cool,fct\ f,setpoint}$	la température intérieure de consigne pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f, telle que reprise au Tableau [44], en °C ;
$\theta_{e,cool,m}$	la température extérieure moyenne mensuelle pour les calculs de refroidissement, reprise au Tableau [1], en °C ;
t_m	la durée du mois reprise au Tableau [1], en Ms.

C.2.4 Valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par transmission par partie fonctionnelle

On détermine la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f comme suit :

$$\text{Eq. 223} \quad H_{T,fctf,ref} = H_{T,fctf,ref}^{constructions} + H_{T,fctf,ref}^{junctions} \quad (\text{W/K})$$

avec :

$H_{T,fctf,ref}^{constructions}$	la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par transmission à travers les parois de la surface de déperdition de la partie fonctionnelle f, déterminée comme ci-dessous, en W/K ;
$H_{T,fctf,ref}^{junctions}$	la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par transmission à travers les nœuds constructifs de la surface de déperdition de la partie fonctionnelle f, déterminée comme ci-dessous, en W/K.

On calcule la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par transmission à travers les parois de la partie fonctionnelle f comme suit :

$$\text{Eq. 418 } H_{T,fctf,ref}^{constructions} = f_{form} \cdot \left(0,5 \cdot (A_{T,E,fct f} - A_{T,E,fct f,tr}) + 2 \cdot f_{tr,fctf} \cdot A_{T,E,fctf,tr} \right) \quad (W/K)$$

avec :

$H_{T,fctf,ref}^{constructions}$	la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par transmission à travers les parois de la surface de déperdition de la partie fonctionnelle f, déterminée comme ci-dessous en W/K ;
f_{form}	un facteur qui prend en compte une efficacité de forme différente pour le volume protégé dans lequel la partie fonctionnelle f se trouve, comme déterminé ci-dessous, (-) ;
$A_{T,E,fct f}$	la surface totale de toutes les parois qui enveloppent la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles les pertes par transmission sont considérées lors de la détermination de la performance énergétique ¹⁴ , en m ² ;
$f_{tr,fct f}$	un facteur qui tient compte d'une proportion différente de parois transparentes dans la partie fonctionnelle f, comme déterminé ci-dessous, (-) ;
$A_{T,E,fct f,tr}$	la surface totale de toutes les parois transparentes qui enveloppent la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles les pertes par transmission sont considérées lors de la détermination de la performance énergétique ¹⁴ , en m ² . Les parois en briques de verre ne sont pas prises en considération dans cette surface.

On calcule la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par transmission à travers les nœuds constructifs de la surface de déperdition de la partie fonctionnelle f comme suit :

$$\text{Eq. 225 } H_{T,fctf,ref}^{junctions} = f_{form} \cdot \Delta U_{ref} \cdot A_{T,E,fctf} \quad (W/K)$$

où :

$$\text{Eq. 226 si } C \leq 1 : \Delta U_{ref} = \frac{\Delta B_{ref}}{100} \quad (W/(m^2.K))$$

$$\text{si } 1 < C < 4 : \Delta U_{ref} = \frac{\Delta B_{ref} \cdot (C + 2)}{300} \quad (W/(m^2.K))$$

$$\text{si } 4 \leq C : \Delta U_{ref} = \frac{\Delta B_{ref}}{50} \quad (W/(m^2.K))$$

et :

$$\text{Eq. 403 } C = \frac{V_{EPN}}{A_{T,E,EPN}} \quad (m)$$

avec :

¹⁴ Par conséquent, seules les constructions qui constituent la séparation entre la partie fonctionnelle f et des espaces contigus chauffés ne sont pas prises en considération dans la détermination de $A_{T,E,fct f,op}$, $A_{T,E,fct f,tr}$, $A_{T,E,fct f}$ et $A_{T,E,vol}$.

$H_{T,fctf,ref}^{junctions}$	la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par transmission à travers les nœuds constructifs de la surface de déperdition de la partie fonctionnelle f, déterminée comme ci-dessous en W/K ;
f_{form}	un facteur qui prend en compte une efficacité de forme différente pour le volume protégé dans lequel la partie fonctionnelle f se trouve, comme déterminé ci-dessous, (-) ;
$A_{T,E,fct f}$	la surface totale de toutes les parois qui enveloppent la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles les pertes par transmission sont considérées lors de la détermination de la performance énergétique ¹⁴ , en m ² ;
ΔU_{ref}	la valeur de référence pour le supplément sur le coefficient de transfert thermique de toutes les parois de l'unité PEN dans laquelle la partie fonctionnelle f se trouve pour tenir compte de l'impact des nœuds constructifs, en W/(m ² .K) ;
ΔB_{ref}	la valeur de référence pour le supplément sur le niveau d'isolation global de l'unité PEN dans laquelle la partie fonctionnelle f se trouve, pour tenir compte de l'impact des nœuds constructifs, égale à 3, (-) ;
C	la compacité de l'unité PEN dans laquelle la partie fonctionnelle f se trouve, en m ;
V_{EPN}	le volume de l'unité PEN dans laquelle la partie fonctionnelle f se trouve, en m ³ ;
$A_{T,E,EPN}$	la surface totale de toutes les parois qui enveloppent l'unité PEN dans laquelle la partie fonctionnelle f se trouve et à travers lesquelles les pertes par transmission sont considérées lors de la détermination de la performance énergétique ¹⁴ , en m ² .

On calcule le facteur qui tient compte d'une efficacité de forme différente, f_{form} , comme suit :

$$\text{Eq. 228 } f_{form} = \min \left[1; \frac{12}{A_{T,E,vol}} \cdot (V_{vol})^{2/3} \right] \quad (-)$$

avec :

f_{form}	un facteur qui prend en compte une efficacité de forme différente pour le volume protégé dans lequel la partie fonctionnelle f se trouve, (-) ;
$A_{T,E,vol}$	la surface totale de toutes les parois qui enveloppent le volume protégé dans lequel la partie fonctionnelle f se trouve et à travers lesquelles les pertes par transmission sont considérées lors de la détermination de la performance énergétique ¹⁴ , en m ² ;
V_{vol}	le volume du volume protégé dans lequel la partie fonctionnelle f se trouve, en m ³ .

On calcule le facteur qui tient compte d'une proportion différente de parois transparentes dans la partie fonctionnelle f, $f_{tr,fct f}$, comme suit :

$$\text{Eq. 229 Si } A_{T,E,fct f,tr} \text{ est égal à } 0, \text{ on a : } f_{tr,fct f} = 1 \quad (-)$$

Si $A_{T,E,fct f,tr}$ est supérieur à 0, on a :

$$f_{tr,fct f} = \min \left(1; \frac{A_{T,E,fctf,tr,ref}}{A_{T,E,fctf,tr}} \right) + 0,25 \cdot \left[1 - \min \left(1; \frac{A_{T,E,fctf,tr,ref}}{A_{T,E,fctf,tr}} \right) \right] \quad (-)$$

où :

$$\text{Eq. 230 } A_{T,E,fctf,tr,ref} = 0,30 \cdot A_{f,fctf} \quad (\text{m}^2)$$

avec :

$f_{tr,fct f}$ un facteur qui tient compte d'une proportion différente de parois transparentes dans la partie fonctionnelle f , (-) ;

$A_{T,E,fct f,tr,ref}$ la valeur de référence de la surface totale de toutes les parois transparentes qui enveloppent la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles les pertes par transmission sont considérées lors de la détermination de la performance énergétique, en m^2 ;

$A_{T,E,fct f,tr}$ la surface totale de toutes les parois transparentes qui enveloppent la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles les pertes par transmission sont considérées lors de la détermination de la performance énergétique¹⁴, en m^2 . Les parois en briques de verre ne sont pas prises en considération dans cette surface ;

$A_{f,fct f}$ la surface d'utilisation de la partie fonctionnelle f , en m^2 .

C.2.5 Valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par ventilation et par in/exfiltration par partie fonctionnelle

C.2.5.1 Valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par ventilation pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle

On calcule la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par ventilation, pour les calculs de chauffage, par partie fonctionnelle, comme suit :

$$\text{Eq. 231 } H_{V,heat,fct f,ref} = H_{V,in/exfilt,heat,fct f,ref} + H_{V,hyg,heat,fct f,ref} \quad (\text{W/K})$$

avec :

$H_{V,heat,fct f,ref}$ la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par ventilation pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f , en W/K ;

$H_{V,in/exfilt,heat,fct f,ref}$ la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par in/exfiltration pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f , déterminé selon le § C.2.5.1.1, en W/K ;

$H_{V,hyg,heat,fct f,ref}$ la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle f , déterminé selon le § C.2.5.1.2, en W/K .

C.2.5.1.1 Valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par in/exfiltration pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle

On calcule la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par in/exfiltration pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle comme suit :

$$\text{Eq. 232 } H_{V,in/exfilt,heat,fct f,ref} = 0,16 \cdot f_{form} \cdot A_{T,E,fct f} \quad (\text{W/K})$$

avec :

$H_{V,in/exfilt,heat,fct f,ref}$	la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par in/exfiltration de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, en W/K ;
f_{form}	un facteur qui prend en compte une efficacité de forme différente pour le volume protégé dans lequel la partie fonctionnelle f se trouve, comme déterminé au § C.2.4, (-) ;
$A_{T,E,fct f}$	la surface totale de toutes les parois qui enveloppent la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles les pertes par transmission sont considérées lors de la détermination de la performance énergétique ¹⁴ (voir aussi § C.2.4), en m².

C.2.5.1.2 Valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle

On détermine la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle comme suit :

$$\begin{aligned}
 H_{V,hyg,heat,fct f,ref} = & 0,34 \cdot f_{vent,heat,fct f} \cdot \sum_r \dot{V}_{hyg,min,r} \\
 & + 0,22 \cdot f_{vent,heat,fct f} \cdot \sum_r (\dot{V}_{hyg,r} - \dot{V}_{hyg,min,r})
 \end{aligned}
 \quad (W/K)$$

Eq. 233

avec :

$H_{V,hyg,heat,fct f,ref}$	la valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, en W/K ;
$f_{vent,heat,fct f}$	la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation est en service dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, tel que repris au

Tableau [7], (-) ;

$\dot{V}_{\text{hyg,min,rmr}}$	le débit minimum de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique de l'espace r , tel que défini par l'annexe C.3 au présent arrêté, conforme au débit de conception exigé, en supposant qu'il est interdit de fumer et que le bâtiment est peu polluant, en m ³ /h. Pour un espace spécial visé au § 6.4 de l'annexe C.3 au présent arrêté, alors $\dot{V}_{\text{hyg,min,rmr}}$ est pris égal à $\dot{V}_{\text{hyg,rmr}}$;
$\dot{V}_{\text{hyg,rmr}}$	le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique de l'espace r pour lequel l'installation est conçue, en m ³ /h.

Si le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique dans un espace est inférieur à la valeur minimale telle que définie par l'annexe C.3 au présent arrêté, on calcule $H_{V,\text{ref}}$ s'effectue avec le débit minimal exigé. Cette règle n'est toutefois pas d'application pour les espaces spéciaux visés au § 6.4 de l'annexe C.3 au présent arrêté.

Il faut faire une sommation sur toutes les espaces r de la partie fonctionnelle f .

C.2.5.2 Valeur de référence pour le coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique pour les calculs de refroidissement par partie fonctionnelle

On détermine la valeur de référence pour le coefficient mensuel de transfert thermique par ventilation hygiénique pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f comme suit :

$$\text{Eq. 235 } H_{V,\text{hyg,cool,fct } f,\text{m,ref}} = 0,34 \cdot f_{\text{vent,heat,fct } f} \cdot \sum_r \dot{V}_{\text{hyg,rmr}} \quad (\text{W/K})$$

avec :

$H_{V,\text{hyg,cool,fct } f,\text{m,ref}}$	la valeur de référence pour le coefficient mensuel de transfert thermique par ventilation hygiénique pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , en W/K ;
$f_{\text{vent,heat,fct } f}$	la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation est en service dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, tel que repris au

Tableau [7], (-) ;

$\dot{V}_{\text{hyg},r,mr}$ le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique de l'espace r pour lequel l'installation est conçue, en m³/h.

Si le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique dans un espace est inférieur à la valeur minimale telle que définie par l'annexe C.3 au présent arrêté, on calcule $H_{V,ref}$ s'effectue avec le débit minimal exigé. Cette règle n'est toutefois pas d'application pour les espaces spéciaux visés au § 6.4 de l'annexe C.3 au présent arrêté.

Il faut faire une sommation sur toutes les espaces r de la partie fonctionnelle f.

C.2.6 Valeur de référence pour la production de chaleur interne

On détermine la valeur de référence pour la production de chaleur interne mensuelle de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage et les calculs de refroidissement comme suit :

$$\text{Eq. 236 } Q_{i,heat,fct f,m,ref} = \Phi_{i,heat,fct f,m,ref} \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 237 } Q_{i,cool,fct f,m,ref} = \Phi_{i,cool,fct f,m,ref} \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

où :

$$\text{Eq. 238 } \Phi_{i,heat,fct f,m,ref} = 0,8 \cdot \left(q_{i,pers,fct f} \cdot f_{real,fct f} \cdot f_{pres,fct f} \cdot n_{design,fct f} + q_{i,app,fct f} \cdot A_{f,fct f} \right) + W_{light,fct f,m,ref} \cdot 3,6/t_m + 0,8 \cdot W_{fans,fct f,m,ref} \cdot 3,6/t_m \quad (\text{W})$$

$$\text{Eq. 239 } \Phi_{i,cool,fct f,m,ref} = \left(q_{i,pers,fct f} \cdot f_{real,fct f} \cdot f_{pres,fct f} \cdot n_{design,fct f} + q_{i,app,fct f} \cdot A_{f,fct f} \right) + W_{light,fct f,m,ref} \cdot 3,6/t_m + 0,6 \cdot W_{fans,fct f,m,ref} \cdot 3,6/t_m \quad (\text{W})$$

où :

$Q_{i,heat,fct f,m,ref}$ la valeur de référence pour la production de chaleur interne mensuelle de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, en MJ ;

$Q_{i,cool,fct f,m,ref}$ la valeur de référence pour la production de chaleur interne mensuelle de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, en MJ ;

$\Phi_{i,heat,fct f,m,ref}$ la valeur de référence pour le flux de chaleur moyen, dû à la production de chaleur interne dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, en W ;

$\Phi_{i,cool,fct f,m,ref}$ la valeur de référence pour le flux de chaleur moyen, dû à la production de chaleur interne dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, en W ;

$q_{i,pers,fct f}$ la production de chaleur interne spécifique moyenne dans la partie fonctionnelle f, résultant des personnes, reprise au Tableau [8], en W/pers ;

$f_{real,fct f}$ le rapport conventionnel entre l'occupation réelle moyenne pendant les heures d'utilisation et l'occupation maximale de

	conception, de la partie fonctionnelle f, repris au Tableau [8], (-) ;
$f_{pres,fct f}$	la fraction de temps conventionnelle pendant laquelle des personnes sont présentes dans le bâtiment, reprise au Tableau [2], (-) ;
$n_{design,fct f}$	le nombre de personnes qui se trouvent dans la partie fonctionnelle f considérée conformément à l'occupation maximale pour laquelle les systèmes de ventilation ont été conçus, (-) ;
$q_{i,app,fct f}$	la production interne spécifique moyenne de chaleur dans la partie fonctionnelle f considérée, résultant des équipements, reprise au Tableau [8], en W/m ² ;
$A_{f,fct f}$	la surface d'utilisation de la partie fonctionnelle f considérée, en m ² ;
$w_{light,fct f,m,ref}$	la valeur de référence pour la production de chaleur interne mensuelle dans la partie fonctionnelle f considérée, fournie par l'éclairage, déterminée selon le § C.4, en kWh ;
$w_{fans,fct f,m,ref}$	la valeur de référence pour la production de chaleur interne dans la partie fonctionnelle f considérée, fournie par les ventilateurs, en kWh, déterminée selon le § C.3.1, en kWh ;
t_m	la durée du mois, reprise au Tableau [1], en Ms.

C.2.7 Valeur de référence pour les gains de chaleur solaires

On détermine la valeur de référence pour les gains de chaleur solaires mensuels par partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage $Q_{s,heat,fct f,m,ref}$ et pour les calculs de refroidissement $Q_{s,cool,fct f,m,ref}$, comme suit :

$$Q_{s,heat,fct f,m,ref} = f'_{tr,fct f} \cdot 0,95 \cdot g_{fctf,ref} \cdot \sum_{j=1} (a_{c,m,j,ref} \cdot F_{c,fctf,ref} + (1 - a_{c,m,j,ref})) \cdot A_{tr,d,j} \cdot I_{s,m,j,shad,ref} \quad (MJ) \quad \text{Eq. 240}$$

$$Q_{s,cool,fct f,m,ref} = f'_{tr,fctf} \cdot 0,95 \cdot g_{fctf,ref} \cdot \sum_{j=1} (a_{c,m,j,ref} \cdot F_{c,fctf,ref} + (1 - a_{c,m,j,ref})) \cdot A_{tr,d,j} \cdot I_{s,m,j,shad,ref} \quad (MJ) \quad \text{Eq. 241}$$

avec :

$Q_{s,heat,fct f,m,ref}$	la valeur de référence pour les gains de chaleur solaires mensuels par partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, en MJ ;
$f'_{tr,fct f}$	un facteur qui tient compte d'une proportion différente de parois transparentes dans la partie fonctionnelle f, comme déterminé ci-dessous, (-) ;
$g_{fct f,ref}$	la valeur de référence pour la moyenne des facteurs solaires mensuels des parois transparentes de la partie fonctionnelle f, sans tenir compte de l'impact des protections solaires, reprise au Tableau [41], (-) ;
$F_{c,fct f,ref}$	la valeur de référence pour la moyenne des facteurs de réduction pour protection solaire des parois transparentes de la partie fonctionnelle f, sans tenir compte de l'impact des protections solaires, reprise au Tableau [41], (-) ;

$a_{c,m,j,ref}$	la valeur de référence pour le facteur d'utilisation mensuel de la protection solaire de la paroi transparente j , déterminé selon le Tableau [9] pour une commande manuelle, (-) ;
$A_{tr,d,j}$	la surface de l'ouverture-jour de la paroi transparente j , en m^2 ;
$I_{s,m,j,shad,ref}$	la valeur de référence pour l'ensoleillement sur la paroi transparente j pour le mois considéré, compte tenu de l'ombrage d'obstacles fixes, déterminé selon l'annexe C de l'annexe A.1 au présent arrêté, en MJ/m^2 et en tenant compte des valeurs par défaut pour les angles d'obstruction, telles que prévues au § C.2.4 de l'annexe A.1 au présent arrêté ;
$Q_{s,cool,fct f,m,ref}$	la valeur de référence pour les gains de chaleur solaires mensuels par partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, en MJ.

Il faut faire une sommation sur toutes les parois transparentes de la partie fonctionnelle f , à l'exception des parois en briques de verre.

Tableau [41] : Valeurs pour $F_{c,fctf,ref}$ et $g_{fctf,ref}$

Fonctions		$F_{c,fctf,ref}$ (-)	$g_{fctf,ref}$ (-)
Hébergement		0,90	0,41
Bureaux		0,90	0,27
Enseignement		0,90	0,44
Soins de santé	Avec occ. nocturne	0,90	0,41
	Sans occ. nocturne	0,90	0,41
	Salle d'opération	0,90	0,44
Rassemblement	Occupation importante	0,90	0,44
	Faible occupation	0,90	0,44
	Cafétéria / Réfectoire	1,00	0,44
Cuisine		1,00	0,41
Commerce / Services		1,00	0,47
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	1,00	0,44
	Fitness / Danse	1,00	0,44
	Sauna / Piscine	1,00	0,44
Locaux techniques		1,00	0,41
Communs		1,00	0,44
Autre		0,90	0,44
Inconnue		0,90	0,44

On détermine le facteur qui tient compte d'une proportion différente de parois transparentes dans la partie fonctionnelle f , $f'_{tr,fct f}$, comme suit :

Eq. 242 Si $A_{T,E,fct f,tr}$ est égal à 0, on a : $f'_{tr,fct f} = 1$ (-)

Si $A_{T,E,fct f,tr}$ est supérieur à 0, on a :

$$f'_{tr,fct f} = \min\left(1; \frac{A_{T,E,fctf,tr,ref}}{A_{T,E,fctf,tr}}\right) \quad (-)$$

avec :

$f'_{tr,fct f}$

un facteur qui tient compte d'une proportion différente de parois transparentes dans la partie fonctionnelle f , (-) ;

$A_{T,E,fct f,tr,ref}$

la valeur de référence pour la surface totale de toutes les parois transparentes qui enveloppent la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles les pertes par transmission sont considérées lors de la détermination de la performance énergétique, telle que déterminée au § C.2.4, en m^2 ;

$A_{T,E,fct\ f, tr}$ la surface totale de toutes les parois transparentes qui enveloppent la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles les pertes par transmission sont considérées lors de la détermination de la performance énergétique¹⁴, en m^2 . Les parois en briques de verre ne sont pas prises en considération dans cette surface.

C.2.8 Valeur de référence pour la capacité thermique effective

On détermine la valeur de référence pour la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f , $C_{fct\ f, ref}$, en kJ/K , comme suit :

$$\text{Eq. 243 } C_{fct\ f, ref} = 110 \cdot A_{f, fct\ f} \quad (kJ/K)$$

où :

$C_{fct\ f, ref}$ la valeur de référence pour la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f , en kJ/K ;

$A_{f, fct\ f}$ la surface d'utilisation de la partie j de la partie fonctionnelle f , en m^2 .

C.2.9 Valeur de référence pour les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification

Si les installations du bâtiment comprennent des dispositifs d'humidification de l'air neuf destiné à l'unité PEN (ou à une partie de celle-ci), la valeur de référence pour les besoins mensuels nets en énergie d'un appareil j destiné à l'humidification sont donnés par :

$$\text{Eq. 244 } Q_{hum, net, j, m, ref} = 2,5 \cdot \sum_f x_{h, fct\ f, m} \cdot \dot{V}_{supply, j, fct\ f, design} \quad (MJ)$$

où :

$Q_{hum, net, j, m, ref}$ la valeur de référence pour les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification d'un appareil j , en MJ ;

$x_{h, fct\ f, m}$ la quantité mensuelle d'humidité à fournir par unité de débit d'air fourni, pour la partie fonctionnelle f , en $kg.h/m^3$, reprise au Tableau [14] ;

$\dot{V}_{supply, j, fct\ f, design}$ le débit de conception d'air frais entrant à travers l'humidificateur j , pour la partie fonctionnelle f , en m^3/h .

Il faut effectuer une sommation sur toutes les parties fonctionnelles f alimentées par l'humidificateur j .

C.2.10 Valeur de référence pour la contribution au rendement du système des déperditions mensuelles d'une conduite de circulation ou d'un combilus

La valeur de référence pour la contribution au rendement du système des déperditions mensuelles d'une conduite de circulation ou d'un combilus est déterminée comme suit.

- Pour les points de puisage qui sont connectés au "combilus", la contribution au rendement de système est déterminée selon des spécifications complémentaires déterminées par le Ministre.

- Pour les points de puisage qui sont connectés sur une conduite de circulation qui dessert au moins un point de puisage dans une unité PER, une unité d'habitation qui n'est pas une unité PER, ou une partie fonctionnelle ayant la fonction "hébergement", "soins de santé avec occupation nocturne", "hall de sport / gymnase", "fitness / danse" ou "sauna / piscine", on a :
 - pour une douche ou baignoire i :

$$\text{Eq. 366} \quad \eta_{\text{water,circ,bath } i,m,\text{ref}} = 1,05 \cdot \frac{Q_{\text{water out,circ } k,m}}{Q_{\text{water out,circ } k,m} + t_m \cdot 1,3 \cdot \sum_j \frac{l_{\text{circ } k,j} \cdot (60 - \theta_{\text{amb},m,j})}{R_{l,j,\text{ref}}}} \quad (-)$$

- pour un évier de cuisine j :

$$\text{Eq. 367} \quad \eta_{\text{water,circ,sink } j,m,\text{ref}} = 1,20 \cdot \frac{Q_{\text{water out,circ } k,m}}{Q_{\text{water out,circ } k,m} + t_m \cdot 1,3 \cdot \sum_j \frac{l_{\text{circ } k,j} \cdot (60 - \theta_{\text{amb},m,j})}{R_{l,j,\text{ref}}}} \quad (-)$$

- pour un autre point de puisage l :

$$\text{Eq. 368} \quad \eta_{\text{water,circ,other } l,m,\text{ref}} = 1,60 \cdot \frac{Q_{\text{water out,circ } k,m}}{Q_{\text{water out,circ } k,m} + t_m \cdot 1,3 \cdot \sum_j \frac{l_{\text{circ } k,j} \cdot (60 - \theta_{\text{amb},m,j})}{R_{l,j,\text{ref}}}} \quad (-)$$

- Pour les autres points de puisage, on a :

$$\text{Eq. 248} \quad \eta_{\text{water,circ,bath } i,m,\text{ref}} = \eta_{\text{water,circ,sink } j,m,\text{ref}} = \eta_{\text{water,circ,other } l,m,\text{ref}} = 1$$

avec :

$Q_{\text{water out,circ } k,m}$	la chaleur fournie par la conduite de circulation k aux points de puisage connectés, telle que déterminée au § 9.3.2.2 de l'annexe A.1 ;
t_m	la durée du mois considéré, reprise au Tableau [1], en Ms ;
$l_{\text{circ } k,j}$	la longueur du segment j de la conduite de circulation k, en m ;
$\theta_{\text{amb},m,j}$	la température ambiante moyenne mensuelle du segment de conduite j, telle que déterminée au § 9.3.2.2 de l'annexe A.1 en °C ;
$R_{l,j,\text{ref}}$	la valeur de référence pour la résistance thermique linéaire du segment de conduite j reprise du Tableau [42] en fonction du diamètre extérieur du segment non isolée $D_{i,j}$, en m.K/W.

Il faut faire la somme sur tous les segments j de la conduite de circulation.

Tableau [42] : Valeur de référence pour la résistance thermique linéaire $R_{l,j,ref}$ en fonction du diamètre extérieur du segment non isolée $D_{i,j}$

$D_{i,j}$ (m)	$R_{l,j,ref}$ (m. K/W)	$D_{i,j}$ (m)	$R_{l,j,ref}$ (m. K/W)	$D_{i,j}$ (m)	$R_{l,j,ref}$ (m. K/W)
$\leq 0,0172$	5,21	$\leq 0,0603$	3,15	$\leq 0,2191$	1,61
$\leq 0,0213$	4,81	$\leq 0,0761$	2,84	$\leq 0,2730$	1,40
$\leq 0,0269$	4,42	$\leq 0,0889$	2,62	$\leq 0,3239$	1,26
$\leq 0,0337$	4,05	$\leq 0,1143$	2,31	$\leq 0,3556$	1,18
$\leq 0,0424$	3,69	$\leq 0,1397$	2,08	$> 0,3556$	1,08
$\leq 0,0483$	3,48	$\leq 0,1683$	1,87		

C.3 Valeur de référence pour la consommation d'énergie auxiliaire des ventilateurs et des pompes

C.3.1 Valeur de référence pour la consommation d'électricité des ventilateurs affectés à la ventilation et à la circulation

On détermine la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs de l'unité PEN comme suit :

$$\text{Eq. 249 } W_{fans,m,ref} = \sum_f W_{fans,fct f,m,ref} \quad (\text{kWh})$$

$$\text{Eq. 250 } W_{fans,fct f,m,ref} = 0,55 \cdot \dot{V}_{hyg,fct f} \cdot f_{vent,heat,fct f} \cdot \frac{t_m}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$W_{fans,m,ref}$ la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs dans l'unité PEN en kWh ;

$W_{fans,fct f,m,ref}$ la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'électricité de tous les ventilateurs au service de la partie fonctionnelle f , en kWh ;

$\dot{V}_{hyg,fct f}$ le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique dans la partie fonctionnelle f du secteur énergétique i , déterminé selon les principes spécifiés au § 5.6.2.2, en m^3/h ;

$f_{vent,heat,fct f}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation est en service dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, tel que repris au

Tableau [7], (-) ;

t_m la durée du mois considéré, reprise au Tableau [1], en Ms.

Il faut faire une sommation sur toutes les parties fonctionnelles f de l'unité PEN.

Particularité de la fonction "Enseignement" : la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'électricité de tous les ventilateurs au service des parties fonctionnelles f ayant cette fonction, $W_{fans,fct\ f,m,ref}$, est considérée être nulle durant les mois de juillet et d'août.

C.3.2 Valeur de référence pour la consommation d'électricité pour la distribution

On détermine la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'électricité pour la distribution dans l'unité PEN, $W_{aux,dis,m,ref}$, comme suit :

$$\text{Eq. 369 } W_{aux,dis,m,ref} = \frac{t_m}{7,2} \cdot \sum_j P_{pump,dis,instal,heat,j,ref} + \frac{t_m}{3,6} \cdot \sum_l P_{pump,dis,instal,water,l,ref} \quad (\text{kWh})$$

où :

$P_{pump,dis,instal,heat,j,ref}$ la valeur de référence pour la puissance installée du circulateur j servant au chauffage de l'unité PEN considérée, telle que définie au C.3.2.1, en W ;

$P_{pump,dis,instal,water,l,ref}$ la valeur de référence pour la puissance installée du circulateur l servant à la distribution d'eau chaude sanitaire dans l'unité PEN considérée, telle que définie au § C.3.2.2, en W ;

t_m la durée du mois considéré, reprise au Tableau [1], en Ms.

Il faut faire la somme sur tous les circulateurs j servant au chauffage de l'unité PEN considérée et tous les circulateurs l servant à la distribution d'eau chaude sanitaire de l'unité PEN et qui desservent au moins un point de puisage dans une unité PER ou une partie fonctionnelle ayant une fonction "hébergement", "soins de santé avec occupation nocturne", "hall de sport / gymnase", "fitness / danse" ou "sauna / piscine".

Un circulateur dans un système "comblis" est considéré à la fois comme un circulateur servant au chauffage et comme un circulateur servant à la distribution d'eau chaude sanitaire. Les valeurs de référence pour la puissance installée du circulateur dans un combilus $P_{pump,dis,instal,heat,j,ref}$ et $P_{pump,dis,instal,water,l,ref}$ sont déterminées selon des spécifications complémentaires déterminées par le Ministre.

C.3.2.1 Valeur de référence pour la puissance installée d'un circulateur servant au chauffage

On détermine la valeur de référence pour la puissance installée du circulateur j servant au chauffage de l'unité PEN considérée, $P_{pump,dis,instal,heat,j,ref}$, comme suit :

$$\text{Eq. 370 } P_{pump,dis,instal,heat,j,ref} = \text{MAX}(70 ; 0,3 \cdot \sum_i A_{f,sec\ i}) \quad (\text{W})$$

avec :

$A_{f,sec\ i}$ la surface d'utilisation du secteur énergétique i , en m^2 .

Il faut faire la somme sur tous secteurs énergétiques i qui sont desservis par le circulateur j .

Si un circulateur dessert plusieurs unités PEN et/ou PER, la valeur de référence pour la puissance du circulateur ($P_{\text{pumps,dis,instal,heat,j,ref}}$) doit être répartie de façon proportionnelle entre ces unités PEN et/ou PER sur base des besoins bruts en énergie pour le chauffage totaux des ces unités respectives.

Si un circulateur ne dessert que des parties fonctionnelles ayant la fonction "espaces techniques", alors $P_{\text{pumps,dis,instal,heat,j,ref}}$ est considérée comme nulle. Si un circulateur ne dessert que des parties fonctionnelles ayant la fonction "enseignement" ou la fonction "espaces techniques", alors la puissance calculée selon Eq. 370 doit être multipliée par un facteur 0,83.

C.3.2.2 Valeur de référence pour la puissance installée d'un circulateur servant à la distribution d'eau chaude sanitaire

On détermine la valeur de référence pour la puissance installée du circulateur l servant à la distribution d'eau chaude sanitaire dans l'unité PEN considérée, $P_{\text{pump,dis,instal,water,l,ref}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 371 } P_{\text{pump,dis,instal,water,l,ref}} = \text{MAX} \left(25 ; \frac{\sum_j l_{\text{circ } k,j}}{13,94 \cdot 10^3} \cdot \sum_j \frac{l_{\text{circ } k,j} \cdot (60 - \theta_{\text{amb,January},j})}{R_{l,j,\text{ref}}} \right) \quad (\text{W})$$

avec :

$l_{\text{circ } k,l}$	la longueur du segment l de la conduite de circulation k , en m ;
$\theta_{\text{amb,January},l}$	la température ambiante moyenne pour le mois de janvier du segment de conduite l , en °C, telle que déterminée au § 9.3.2.2 de l'annexe A.1 ;
$R_{l,j,\text{ref}}$	la valeur de référence pour la résistance thermique linéaire du segment de conduite j reprise du Tableau [42] en fonction du diamètre extérieur du segment non isolée $D_{i,j}$, en m.K/W.

Il faut faire la somme sur tous segments j de la conduite de circulation k qui sont desservis par le circulateur l .

Si un circulateur dessert plusieurs unités PEN et/ou PER, la valeur de référence pour la puissance du circulateur ($P_{\text{pumps,dis,instal,heat,l,ref}}$) doit être répartie de façon proportionnelle entre ces unités PEN et/ou PER sur base des besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire totaux des ces unités respectives.

C.4 Valeur de référence pour la consommation d'énergie pour l'éclairage

On détermine la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage de l'unité PEN comme suit :

$$\text{Eq. 253 } W_{\text{light,m,ref}} = \sum_f W_{\text{light,fct } f,\text{m,ref}} \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{\text{light,m,ref}}$	la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage, en kWh ;
$W_{\text{light,fct } f,\text{m,ref}}$	la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage de la partie fonctionnelle f , en kWh, comme déterminée ci-dessous.

Il faut faire une sommation sur toutes les parties fonctionnelles f de l'unité PEN.

Particularité de la fonction "Enseignement" : la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage des parties fonctionnelles ayant cette fonction, $W_{\text{light,fct } f,m,\text{ref}}$, est considérée être nulle durant les mois de juillet et d'août.

On détermine la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage de la partie fonctionnelle f comme suit :

$$\text{Eq. 254 } W_{\text{light,fct } f,m,\text{ref}} = \sum A_{f,\text{rmr}} \cdot p_{\text{light,rmr,ref}} \cdot (t_{\text{day,fct } f,m} + t_{\text{night,fct } f,m}) \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{\text{light,fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage de la partie fonctionnelle f , en kWh ;
$A_{f,\text{rmr}}$	la surface d'utilisation dans l'espace r , en m^2 ;
$p_{\text{light,rmr,ref}}$	la valeur de référence pour la puissance spécifique pour l'éclairage dans l'espace r , comme déterminée ci-dessous, en kW/m^2 ;
$t_{\text{day,fct } f,m}$	le nombre conventionnel d'heures d'utilisation par mois en période diurne, déterminé par partie fonctionnelle et repris au Tableau [31], en h ;
$t_{\text{night,fct } f,m}$	le nombre conventionnel d'heures d'utilisation par mois en période nocturne, déterminé par partie fonctionnelle et repris au Tableau [32], en h.

Il faut faire une sommation sur tous les espaces r de la partie fonctionnelle f .

On détermine la valeur de référence pour la puissance spécifique pour l'éclairage dans l'espace r comme suit :

$$\text{Eq. 255 } p_{\text{light,rmr,ref}} = \min \left[\frac{\phi_{\text{fctf,ref}} \cdot L_{\text{rmr}}}{1000 \cdot 100}, \frac{\phi_{\text{fctf,ref}} \cdot L_{\text{fctf,ref}}^{0,2}}{1000 \cdot 100}, \frac{(L_{\text{rmr}})^{0,8}}{100} \right] \quad (\text{kW}/\text{m}^2)$$

où :

$p_{\text{light,rmr,ref}}$	la valeur de référence pour la puissance spécifique pour l'éclairage dans l'espace r , en kW/m^2 ;
$\phi_{\text{fctf,ref}}$	la valeur de référence pour la puissance spécifique par 100 lx dans la partie fonctionnelle f à laquelle l'espace r appartient, reprise au Tableau [43], en $\text{W}/\text{m}^2 \cdot 100 \text{ lx}$;
$L_{\text{fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence pour l'éclairement dans la partie fonctionnelle f à laquelle l'espace r appartient, reprise au Tableau [43], en lx ;
L_{rmr}	une variable auxiliaire adimensionnelle pour l'espace r , telle que déterminée au § 9.2.1 ou au § 9.3.1, (-).

Tableau [43] : Valeurs pour les paramètres $\phi_{fctf,ref}$ et $L_{fctf,ref}$ par fonction

Fonctions		$\phi_{fctf,ref}$ (W/m ² 100 lx)	$L_{fctf,ref}$ (lx)
Hébergement		3,50	200
Bureaux		2,40	500
Enseignement		2,40	500
Soins de santé	Avec occ. nocturne	3,75	300
	Sans occ. nocturne	3,75	300
	Salle d'opération	3,50	1000
Rassemblement	Occupation importante	3,50	200
	Faible occupation	3,50	200
	Cafétéria / Réfectoire	3,50	200
Cuisine		2,40	500
Commerce / Services		3,60	500
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	3,50	300
	Fitness / Danse	3,00	300
	Sauna / Piscine	3,00	300
Locaux techniques		2,50	200
Communs		2,50	300
Autre		2,50	200
Inconnue		3,00	200

C.5 Valeur de référence pour la consommation d'énergie primaire

C.5.1 Valeur de référence pour la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire

On détermine valeur de référence pour la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de l'unité PEN comme suit :

$$\text{Eq. 256 } E_{\text{charannprimencons,ref}} = \sum_{m=1}^{12} \left(E_{p,\text{heat},m,\text{ref}} + E_{p,\text{cool},m,\text{ref}} + E_{p,\text{water},m,\text{ref}} + E_{p,\text{aux},m,\text{ref}} + E_{p,\text{light},m,\text{ref}} \right) \quad (\text{MJ})$$

où :

$E_{\text{char ann prim en cons,ref}}$ la valeur de référence pour la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire, en MJ ;

$E_{p,\text{heat},m,\text{ref}}$ la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'énergie primaire pour le chauffage, calculée selon le § C.5.2, en MJ ;

$E_{p,\text{cool},m,\text{ref}}$ la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'énergie primaire pour le refroidissement, calculée selon le § C.5.2, en MJ ;

$E_{p,\text{water},m,\text{ref}}$ la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'énergie primaire pour la préparation d'eau chaude sanitaire, calculée selon le § C.5.3, en MJ ;

$E_{p,aux,m,ref}$	la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'énergie primaire pour les ventilateurs et les pompes, calculée selon le § C.5.4, en MJ ;
$E_{p,light,m,ref}$	la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'énergie primaire pour l'éclairage, calculée selon le § C.5.5, en MJ.

C.5.2 Valeur de référence pour la consommation d'énergie primaire pour le chauffage, humidification et le refroidissement

On détermine la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'énergie primaire de l'unité PEN pour le chauffage et le refroidissement comme suit :

$$\text{Eq. 257 } E_{p,heat,m,ref} = \sum_i 1,29 \cdot Q_{heat,net,seci,m,ref} + \sum_j 1,29 \cdot Q_{hum,net,j,m,ref} \quad (\text{MJ})$$

et :

$$\text{Eq. 258 } E_{p,cool,m,ref} = \sum_i 0,5 \cdot Q_{cool,net,seci,m,ref} \quad (\text{MJ})$$

où :

$E_{p,heat,m,ref}$	la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'énergie primaire pour le chauffage de l'unité PEN, en MJ ;
$Q_{heat,net,seci,m,ref}$	la valeur de référence pour les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage (tenant compte de l'intermittence) du secteur énergétique i, déterminés selon le § C.2.2, en MJ ;
$Q_{hum,net,j,m,ref}$	la valeur de référence pour les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification d'un appareil j, déterminée selon § C.2.9, en MJ ;
$E_{p,cool,m,ref}$	la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'énergie primaire pour le refroidissement de l'unité PEN, en MJ ;
$Q_{cool,net,seci,m,ref}$	la valeur de référence pour les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement du secteur énergétique i, déterminés selon le § C.2.3, en MJ.

Il faut faire une sommation sur tous les secteurs énergétiques i et tous les humidificateurs j de l'unité PEN.

C.5.3 Valeur de référence pour la consommation d'énergie primaire pour la préparation d'eau chaude sanitaire

On détermine la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'énergie primaire pour la préparation d'eau chaude sanitaire comme suit :

$$\begin{aligned}
 E_{p,water,m,ref} = & \sum_i 2,20 \times \frac{Q_{water,bath\ i,net,m}}{r_{water,bath\ i,net} \times \eta_{water,circ,bath\ i,m,ref}} \\
 & + \sum_j 3,00 \times \frac{Q_{water,sink\ j,net,m}}{r_{water,sink\ j,net} \times \eta_{water,circ,sink\ j,m,ref}} \\
 & + \sum_k 4,00 \times \frac{Q_{water,other\ k,net,m}}{r_{water,other\ k,net} \times \eta_{water,circ,other\ k,m,ref}}
 \end{aligned}
 \tag{MJ}$$

où :

$Q_{water,bath\ i,net,m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de la douche ou de la baignoire i , tels que déterminés au § 5.10, en MJ ;
$r_{water,bath\ i,net}$	un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers la douche ou la baignoire i par récupération thermique de l'écoulement, tel que déterminé au § 5.10, (-) ;
$\eta_{water,circ,bath\ i,m,ref}$	la valeur de référence pour la contribution au rendement du système des déperditions mensuelles de la conduite de circulation ou du combilus pour la douche ou la baignoire i , telle que déterminée au § C.2.10, (-) ;
$Q_{water,sink\ j,net,m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de l'évier de cuisine j , tels que déterminés au § 5.10, en MJ ;
$r_{water,sink\ j,net}$	un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers l'évier de cuisine j par récupération thermique de l'écoulement, tel que déterminé au § 5.10, (-) ;
$\eta_{water,circ,sink\ j,m,ref}$	la valeur de référence pour la contribution au rendement du système des déperditions mensuelles de la conduite de circulation ou du combilus pour l'évier de cuisine j , telle que déterminée au § C.2.10, (-) ;
$Q_{water,other\ k,net,m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un autre point de puisage d'eau chaude k , tels que déterminés au § 5.10, en MJ ;
$r_{water,other\ k,net}$	un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers le point de puisage d'eau chaude k par récupération thermique de l'écoulement, tel que déterminé au § 5.10, (-) ;
$\eta_{water,circ,other\ k,m,ref}$	la valeur de référence pour la contribution au rendement du système des déperditions mensuelles de la conduite de circulation ou du combilus pour l'autre point de puisage d'eau chaude k , telle que déterminée au § C.2.10, (-).

Il faut faire une sommation sur toutes les douches et baignoires i , sur tous les éviers de cuisine j et sur tous les autres points de puisage d'eau chaude k de l'unité PEN.

C.5.4 Valeur de référence pour la consommation d'énergie primaire des auxiliaires

On détermine la valeur de référence pour consommation mensuelle d'énergie primaire des auxiliaires, $E_{p,aux,m,ref}$, comme suit

$$E_{p,aux,m,ref} = f_p \cdot 3,6 \cdot \left(\frac{W_{fans,m,ref} + W_{aux,dis,m,ref} + W_{throttle/fans,gen,m} + W_{electr,gen,m}}{1} \right)$$

Eq. 374

(MJ)

où :

f_p	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire pour l'électricité, tel qu'établi dans l'annexe F de l'annexe A.1 au présent arrêté, (-) ;
$W_{fans,m,ref}$	la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'électricité pour les ventilateurs dans l'unité PEN, déterminée selon le § C.3.1, en kWh ;
$W_{aux,dis,m,ref}$	la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'électricité pour la distribution dans l'unité PEN, déterminée selon le § C.3.2, en kWh.
$W_{throttle/fans,gen,m}$	la consommation mensuelle d'électricité des vannes gaz et/ou ventilateurs pour la production de chaleur dans l'unité PEN considérée, définie selon le § 8.5.2.2, en kWh ;
$W_{electr,gen,m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour l'électronique de l'unité PEN considérée, définie selon le § 8.5.2.4, en kWh.

C.5.5 Valeur de référence pour la consommation d'énergie primaire pour l'éclairage

On détermine la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'énergie primaire pour l'éclairage comme suit :

$$\text{Eq. 261 } E_{p,light,m,ref} = f_p \cdot 3,6 \cdot W_{light,m,ref} \quad (\text{MJ})$$

où :

$E_{p,light,m,ref}$	la valeur de référence pour la consommation mensuelle d'énergie primaire pour l'éclairage, en MJ ;
f_p	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire pour l'électricité, tel qu'établi dans l'annexe F de l'annexe A.1 au présent arrêté, (-) ;
$W_{light,m,ref}$	la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage dans l'unité PEN, déterminée selon le § C.4, en kWh.

Vu pour être annexé à l'arrêté du Gouvernement wallon du XXXX modifiant l'arrêté du Gouvernement wallon du 15 mai 2014 portant exécution du décret du 28 novembre 2013 relatif à la performance énergétique des bâtiments.

Namur, le XXXX

Pour le Gouvernement :

Le Ministre-Président,

Elio DI RUPO

Le Ministre de l'Energie,

Philippe HENRY

Vu pour être annexé à l'arrêté du Gouvernement wallon du XXXX modifiant l'arrêté du Gouvernement wallon du 15 mai 2014 portant exécution du décret du 28 novembre 2013 relatif à la performance énergétique des bâtiments.

Namur, le XXXX

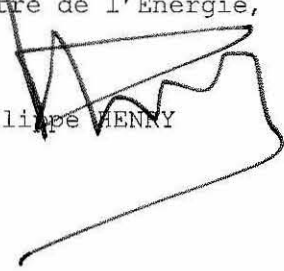
Pour le Gouvernement :

Le Ministre-Président,

Elio DI RUPO

Le Ministre de l'Energie,

Philippe HENRY



Annexe 1 à l'arrêté du Gouvernement wallon du XXXX modifiant l'arrêté du Gouvernement wallon du 15 mai 2014 portant exécution du décret du 28 novembre 2013 relatif à la performance énergétique des bâtiments.

Annexe A1 à l'arrêté du Gouvernement wallon du 15 mai 2014 portant exécution du décret du 28 novembre 2013 relatif à la performance énergétique des bâtiments.

**MÉTHODE DE DÉTERMINATION DU NIVEAU DE CONSOMMATION
D'ÉNERGIE PRIMAIRE DES UNITES RESIDENTIELLES
(Méthode PER)**

Table des matières

AVANT-PROPOS	6
1 RÉFÉRENCES VERS D'AUTRES TEXTES.....	7
1.1 Listes des annexes au présent arrêté	7
1.2 Normes	7
2 DÉFINITIONS.....	10
3 SYMBOLES, ABRÉVIATIONS ET INDICES.....	16
3.1 Symboles et abréviations	16
3.2 Indices	19
4 STRUCTURE DE LA MÉTHODE.....	23
5 SCHÉMATISATION DU BÂTIMENT.....	24
5.1 Principe	24
5.2 Subdivision du bâtiment	24
5.3 Subdivision de l'unité PER en zones de ventilation et en secteurs énergétiques	25
5.3.1 Principe.....	25
5.3.2 Division en zones de ventilation et en secteurs énergétiques.....	25
5.3.3 Volume et surfaces des parois d'un secteur énergétique.....	27
5.3.4 Absence de système de chauffage.....	27
6 INDICATEURS DE CONSOMMATION D'ÉNERGIE PRIMAIRE.....	28
6.1 Niveau de consommation d'énergie primaire	28
6.2 Consommation spécifique annuelle d'énergie primaire	29
7 BESOINS NETS EN ÉNERGIE POUR LE CHAUFFAGE ET L'EAU CHAUDE SANITAIRE.....	31
7.1 Principe	31
7.2 Besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux par secteur énergétique	31
7.3 Besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire	32
7.4 Déperditions de chaleur mensuelles par transmission et ventilation	33
7.4.1 Principe.....	33
7.4.2 Règle de calcul.....	33
7.5 Gains de chaleur mensuels par ensoleillement et par production interne de chaleur 34	
7.6 Taux d'utilisation des gains de chaleur mensuels	34
7.6.1 Calcul détaillé de la capacité thermique effective du secteur énergétique i	35

7.6.2	Calcul simplifié de la capacité thermique effective du secteur énergétique i	35
7.7	Coefficient de transfert thermique par transmission	36
7.7.1	Principe	36
7.7.2	Règle de calcul	37
7.8	Coefficient de transfert thermique par ventilation	38
7.8.1	Principe	38
7.8.2	Règle de calcul	39
7.8.3	Coefficient de déperdition de chaleur par in/exfiltration	40
7.8.4	Débit d'infiltration et d'exfiltration	40
7.8.5	Coefficient de déperdition de chaleur par ventilation hygiénique	41
7.8.6	Débit de ventilation hygiénique	42
7.8.7	Coefficient de déperdition de chaleur par surventilation	43
7.8.8	Coefficient de déperdition de chaleur par ventilation par l'ouverture manuelle des parties ouvrantes	43
7.8.9	Potentiel de ventilation intensive	45
7.9	Gains de chaleur internes mensuels	46
7.9.1	Principe	46
7.9.2	Règle de calcul	46
7.10	Gains solaires mensuels	47
7.10.1	Principe	47
7.10.2	Règle de calcul	47
7.10.3	Gains solaires par une paroi transparente	47
7.10.4	Gains solaires par un système d'énergie solaire passif non ventilé	51
8	RISQUE DE SURCHAUFFE ET REFROIDISSEMENT	53
8.1	Principe	53
8.2	Détermination de l'indicateur de surchauffe	54
8.3	Probabilité conventionnelle que du refroidissement actif soit installé	56
8.4	Paragraphe vide	57
8.5	Refroidissement	57
8.6	Systèmes de refroidissement par géo-cooling	59
9	BESOINS BRUTS EN ÉNERGIE POUR LE CHAUFFAGE ET L'EAU CHAUDE SANITAIRE	63
9.1	Préambule	63
9.2	Besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage	64
9.2.1	Principe	64
9.2.2	Rendement mensuel moyen du système	64
9.3	Besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire	68
9.3.1	Principe	68
9.3.2	Rendement du système pour l'eau chaude sanitaire	69
10	CONSOMMATION FINALE D'ÉNERGIE POUR LE CHAUFFAGE, L'EAU CHAUDE SANITAIRE ET LE REFROIDISSEMENT	77
10.1	Préambule	77
10.2	Consommation finale mensuelle d'énergie pour le chauffage des locaux ..	77
10.2.1	Principe	77
10.2.2	Règle de calcul	77
10.2.3	Rendement de production pour le chauffage des locaux et l'humidification	84
10.3	Consommation finale mensuelle d'énergie pour l'eau chaude sanitaire ..	110
10.3.1	Principe	110

10.3.2 Règle de calcul	110
10.3.3 Rendements de production et de stockage pour l'eau chaude sanitaire 113	
10.4 Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique	123
10.4.1 Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique au chauffage des locaux et à la production d'eau chaude sanitaire	123
10.4.2 Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique pour l'eau chaude sanitaire	126
10.4.3 Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique pour l'eau chaude sanitaire, compte tenu des pertes de stockage	126
10.4.4 Energie mensuelle utile pour le chauffage des locaux par un système solaire thermique	132
10.5 Consommation d'énergie mensuelle équivalente pour le refroidissement .	134
11 CONSOMMATION MENSUELLE D'ÉNERGIE DES AUXILIAIRES.....	136
11.1 Consommation mensuelle d'énergie pour les fonctions auxiliaires	136
11.1.1 Consommation d'énergie auxiliaire électrique pour la distribution	136
11.1.2 Energie auxiliaire électrique pour la production	139
11.1.3 Consommation d'énergie auxiliaire d'un système solaire thermique .	142
11.2 Consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs	143
11.2.1 Principe	143
11.2.2 Consommation électrique mensuelle des ventilateurs - méthode simplifiée (méthode 1)	144
11.2.3 Consommation électrique mensuelle des ventilateurs - calcul détaillé 147	
11.3 Consommation mensuelle d'électricité pour le pré-refroidissement de l'alimentation en air	155
11.3.1 Consommation mensuelle d'électricité de l'échangeur sol-eau	156
11.3.2 Consommation mensuelle d'électricité pour le refroidissement par évaporation	156
11.4 Consommation mensuelle d'électricité des systèmes de refroidissement par géo-cooling	157
12 PRODUCTION MENSUELLE D'ÉLECTRICITÉ DES SYSTÈMES D'ÉNERGIE SOLAIRE PHOTOVOLTAÏQUE SUR SITE ET DES INSTALLATIONS DE COGÉNÉRATION SUR SITE	158
12.1 Systèmes d'énergie solaire photovoltaïque	158
12.1.1 Principe	158
12.1.2 Règle de calcul	158
12.1.3 Facteur de correction pour l'ombrage	158
12.1.4 Facteur de réduction du système d'énergie solaire photovoltaïque .	159
12.2 Cogénération	160
12.2.1 Principe	160
12.2.2 Production d'électricité	160
13 CONSOMMATION CARACTÉRISTIQUE D'ÉNERGIE PRIMAIRE.....	162
13.1 Préambule	162
13.2 La consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire	162
13.3 La consommation d'énergie primaire pour le chauffage des locaux	162
13.4 La consommation d'énergie primaire pour la préparation d'eau chaude sanitaire	163
13.5 La consommation d'énergie primaire des auxiliaires	164
13.6 La consommation équivalente d'énergie primaire pour le refroidissement	165

13.7 L'économie d'énergie primaire résultant de la production d'électricité d'une installation solaire photovoltaïque	165
13.8 L'économie d'énergie primaire résultant de la production d'électricité des installations de cogénération sur site	165
14 EMISSIONS DE CO ₂	167
14.1 Préambule	167
14.2 Emissions caractéristiques annuelles de CO ₂	167
14.3 Emissions mensuelles de CO ₂ résultant du chauffage des locaux	167
14.4 Emissions mensuelles de CO ₂ résultant de la préparation d'eau chaude sanitaire	168
14.5 Emissions mensuelles de CO ₂ résultant de la consommation d'énergie auxiliaire	169
14.6 Emissions mensuelles de CO ₂ résultant du refroidissement	169
14.7 Emissions mensuelles de CO ₂ évitées résultant de la production d'électricité d'une installation solaire photovoltaïque sur site	170
14.8 Emissions mensuelles de CO ₂ évitées résultant de la production d'électricité des installations de cogénération sur site	170
ANNEXE A TRAITEMENT DES ESPACES ADJACENTS NON CHAUFFÉS	172
A.1 Possibilité 1	172
A.2 Possibilité 2	172
ANNEXE B LE DÉBIT DE VENTILATION HYGIÉNIQUE	174
B.1 Détermination du facteur de multiplication $m_{\text{sec } i}$ pour le débit	175
B.1.1 Ventilation naturelle	175
B.1.2 Ventilation mécanique simple flux par insufflation	177
B.1.3 Ventilation mécanique simple flux par extraction	180
B.1.4 Ventilation mécanique double flux	182
B.2 Facteur de réduction pour préchauffage	183
B.3 Pré-refroidissement de l'air de ventilation	187
B.3.1 Règle de calcul	187
B.3.2 Echangeur de chaleur sol-eau	188
B.3.3 Refroidissement par évaporation	192
ANNEXE C L'ENSOLEILLEMENT MENSUEL	193
C.1 Introduction	193
C.2 Schématisation de l'ombrage	193
C.2.1 Généralités	193
C.2.2 Géométrie d'un obstacle	193
C.2.3 Géométrie des saillies	193
C.2.4 Valeurs par défaut	194
C.3 Ensoleillement mensuel d'un plan non ombragé	194
C.3.1 Ensoleillement total	194
C.3.2 Ensoleillement direct	195
C.3.3 Ensoleillement diffus	197
C.3.4 Ensoleillement réfléchi	198
C.4 Ensoleillement mensuel d'un plan ombragé	198
C.4.1 Pour un angle d'obstruction $\alpha_h \leq 60^\circ$	198
C.4.2 Pour un angle d'obstruction $\alpha_h > 60^\circ$	200
C.5 Facteur d'utilisation $a_{c,m,j}$: tableaux	203
ANNEXE D LE RENDEMENT D'ÉMISSION	210
D.1 Temps de fonctionnement conventionnel du système d'émission de chaleur	210
D.2 Température moyenne de l'eau dans le circuit d'émission	210

D.3	Radiateurs	211
D.4	Chauffage par le sol	214
D.5	Chauffage mural	215
ANNEXE E	LES DÉPERDITIONS DE DISTRIBUTION.....	217
E.1	Rendement de distribution	217
E.2	Les déperditions de chaleur du réseau de distribution de chaleur	218
E.3	Détermination de la résistance thermique linéaire	219
E.3.1	<i>Conduites et gaines rondes.....</i>	<i>219</i>
E.3.2	<i>Gainés rectangulaires.....</i>	<i>220</i>
E.3.3	<i>Conduites souterraines.....</i>	<i>220</i>
ANNEXE F	FACTEURS FIXÉS POUR LES VECTEURS ÉNERGÉTIQUES.....	221
ANNEXE G	DÉTERMINATION DU RENDEMENT THERMIQUE D'UN RÉCUPÉRATEUR DE CHALEUR..	222
G.1	Mesure	222
G.1.1	<i>Spécifications lors d'un essai selon la norme NBN EN 308.....</i>	<i>222</i>
G.1.2	<i>Spécifications lors d'un essai selon la norme NBN EN 13141-7 ou selon la norme NBN EN 13141-8</i>	<i>223</i>
G.2	Calcul	224

Avant-propos

La présente annexe décrit la méthode de détermination du niveau de consommation d'énergie primaire (niveau E_w) d'un bâtiment résidentiel. Le niveau E_w tient compte à la fois du bâtiment et des installations de chauffage, de ventilation, d'eau chaude sanitaire, de refroidissement ainsi que de l'utilisation d'une énergie durable. Cette combinaison de possibilités constructives, de choix au niveau des techniques d'installation et de production d'énergie durable permet à l'auteur de projet d'adopter les moyens les plus appropriés pour satisfaire aux exigences imposées.

Le Ministre peut déterminer des spécifications complémentaires pour calculer l'impact des atriums ou des doubles façades ventilées sur les performances énergétiques d'une unité PER.

1 Références vers d'autres textes

1.1 Listes des annexes au présent arrêté

Dans ce texte, il est fait référence aux annexes au présent arrêté. Les titres complets de ces annexes sont les suivants.

- Annexe A.1 : Méthode de détermination du niveau de consommation d'énergie primaire des bâtiments résidentiels ;
- Annexe A.2 : Méthode de détermination du niveau de consommation d'énergie primaire des unités non résidentielles ;
- Annexe B.1 : Document de référence pour les pertes par transmission ;
- Annexe B.2 : Traitement des nœuds constructifs ;
- Annexe C.1 : Valeurs U maximales admissibles ou valeurs R minimales à réaliser ;
- Annexe C.2 : Dispositifs de ventilation dans les bâtiments résidentiels ;
- Annexe C.3 : Dispositifs de ventilation des immeubles non résidentiels ;
- Annexe E.1 : Détermination des amendes administratives.

1.2 Normes

Les annexes A.1, A.2, B.2, C.1 et C.2 au présent arrêté font référence aux normes suivantes. Seule la version de norme portant la date mentionnée est d'application, à moins que le Ministre ne signale explicitement son remplacement par une autre version. Les références normatives dans l'annexe C.3 au présent arrêté sont données dans cette annexe.

ARI Standard 560:2000	Absorption water chilling and water heating packages (ARI : Air-Conditioning and Refrigeration Institute)
ISO 15099:2003	Thermal performance of windows, doors and shading devices - Detailed calculations
NBN D 50-001:1991	Dispositifs de ventilation dans les bâtiments d'habitation
NBN EN 303-5	Heating boilers - Part 5 : Heating boilers for solid fuels, manually and automatically stoked, nominal heat output of up to 500 kW - Terminology, requirements, testing and marking
NBN EN 308:1997	Heat exchangers - Test procedures for establishing performance of air to air and flue gases heat recovery devices
NBN EN 410	Glass in building - Determination of luminous and solar characteristics of glazing
NBN EN 1873:2016	Prefabricated accessories for roofing - Individual rooflights of plastics - Product specification and test methods
NBN EN 1027:2000	Windows and doors - Watertightness - Test method
NBN EN 12309-2:2000	Gas-fired absorption and adsorption air-conditioning and/or heat pump appliances with a net heat input not exceeding 70 kW - Part 2 : Rational use of energy
NBN EN 12977-3:2012	Thermal solar systems and components - Custom built systems - Part 3 : Performance test methods for solar water heater stores
NBN EN 13141-1:2004	Ventilation for buildings - Performance testing of components/products for residential ventilation - Part 1 : Externally and internally mounted air transfer devices.

NBN EN 13229	Foyers ouverts et inserts à combustibles solides - Exigences et méthodes d'essai
NBN EN 13240	Poêles à combustible solide - Exigences et méthodes d'essai
NBN EN 13363-1:2007	Solar protection devices combined with glazing. Calculation of solar and light transmittance - Part 1 : Simplified method
NBN EN 13363-2:2005	Solar protection devices combined with glazing - Calculation of solar and light transmittance - Part 2 : Detailed calculation method
NBN EN 13141-7	Ventilation for buildings - Performance testing of components/products for residential ventilation - Part 7 : Performance testing of a mechanical supply and exhaust ventilation units (including heat recovery) for mechanical ventilation systems intended for single family dwellings
NBN EN 13141-8	Ventilation for buildings - Performance testing of components/products for residential ventilation - Part 8 : Performance testing of un-ducted mechanical supply and exhaust ventilation units (including heat recovery) for mechanical ventilation systems intended for a single room
NBN EN 13829:2001	Thermal performance of buildings - Determination of air permeability of buildings - Fan pressurization method
NBN EN 14134:2004	Ventilation for buildings - Performance testing and installation checks of residential ventilation systems
NBN EN 14785	Appareils de chauffage domestique à convection à granulés de bois - Exigences et méthodes d'essai
NBN EN 14511:2011	Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling
NBN EN 14825:2013	Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling - Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance
NBN EN 15250	Appareils de chauffage domestique à combustible solide à libération lente de chaleur - Exigences et méthodes d'essai
NBN EN 60034-1:2010	Rotating electrical machines - Part 1 : Rating and performance
NBN EN 60904-1:2007	Photovoltaic devices - Part 1 : measurement of photovoltaic current-voltage characteristics.
NBN EN ISO 9488:1998	Solar energy - Vocabulary
NBN EN ISO 9806:2014	Solar energy - Solar thermal collectors - Test methods
NBN EN ISO 10211:2008	Thermal bridges in building construction - Heat flows and surface temperatures - Detailed calculations
NBN EN ISO 12241:1998	Thermal insulation for building equipment and industrial installations - Calculation rules
NBN EN ISO 13786:2017	Thermal performance of building components - Dynamic thermal characteristics - Calculation methods

NBN EN ISO 13789:2008	Thermal performance of buildings - Transmission and ventilation heat transfer coefficients - Calculation method
NBN EN ISO 13790:2004	Thermal performance of buildings - Calculation of energy use for heating (supersedes EN 832)
NBN EN ISO 14683:2008	Thermal bridges in building construction - Linear thermal transmittance - Simplified methods and default values
NBN EN ISO 52022-1	Energy performance of buildings -- Thermal, solar and daylight properties of building components and elements -- Part 1: Simplified calculation method of the solar and daylight characteristics for solar protection devices combined with glazing
NBN EN ISO 52022-1	Energy performance of buildings -- Thermal, solar and daylight properties of building components and elements -- Part 1: Simplified calculation method of the solar and daylight characteristics for solar protection devices combined with glazing
NBN EN ISO 52022-3	Energy performance of buildings -- Thermal, solar and daylight properties of building components and elements -- Part 3: Detailed calculation method of the solar and daylight characteristics for solar protection devices combined with glazing

2 Définitions

- **Appareil de chauffage local à foyer ouvert** : un dispositif de chauffage décentralisé utilisant les combustibles gazeux ou liquides, dont le lit de combustion et les gaz de combustion ne sont pas isolés de façon étanche du local dans lequel le produit est installé, et qui est raccordé de façon étanche à un conduit de cheminée ou à une sortie de foyer ou nécessite un conduit de fumée pour l'évacuation des produits de la combustion.
- **Appareil de chauffage local à foyer fermé** : un dispositif de chauffage décentralisé utilisant les combustibles gazeux ou liquides, dont le lit de combustion et les gaz de combustion sont isolés de façon étanche du local dans lequel le produit est installé, et qui est raccordé de façon étanche à un conduit de cheminée ou à une sortie de foyer ou nécessite un conduit de fumée pour l'évacuation des produits de la combustion.
- **Arrêté du 15 mai 2014** : arrêté du Gouvernement wallon du 15 mai 2014 portant exécution du décret du 28 novembre 2013 relatif à la performance énergétique des bâtiments.
- **Appareils de production connectés en série** : appareils de production connectés de telle sorte que la sortie du fluide caloporteur de l'appareil connecté comme premier est connecté avec l'entrée du fluide caloporteur de l'appareil suivant. La configuration où la sortie de l'appareil connecté comme premier est connecté avec l'évaporateur d'une pompe à chaleur, n'est pas considérée comme une configuration avec des appareils de production connectés en série.
- **Besoins bruts en énergie pour le chauffage des locaux** : énergie transmise au système de distribution (ou au système de stockage) de chaleur destinée au chauffage des locaux par l'installation de production de chaleur destinée au chauffage.
- **Besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire** : énergie transmise au système de distribution d'eau chaude sanitaire (ou au système de stockage) par l'installation de production de chaleur destinée à l'eau chaude sanitaire.
- **Besoins nets en énergie pour le chauffage** : énergie qui serait nécessaire pour maintenir le volume protégé à température intérieure pendant une certaine période (en l'occurrence, 1 mois dans la présente annexe) en cas d'utilisation d'une installation avec un rendement égal à 1 pour le système et la production.
- **Besoins nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire** : énergie qui serait nécessaire pour amener l'eau chaude sanitaire à la température souhaitée pendant une certaine période (en l'occurrence, 1 mois dans la présente annexe) en cas d'utilisation d'une installation avec un rendement égal à 1 pour le système et la production.
- **Biocarburant** : combustible gazeux ou liquide produit à titre principal (plus de 50%) à partir de la biomasse comme, par exemple, le biogaz.
- **Boucle d'eau** : un circuit d'eau fermé qui parcourt le bâtiment. Ce circuit est utilisé par une (ou plusieurs) pompe(s) à chaleur en tant que source de chaleur ou de froid. Dans ce processus, chaque pompe à chaleur connectée extrait ou injecte de la chaleur dans la boucle d'eau.
- **Chauffage commandé à distance ("slave heater")** : un dispositif de chauffage décentralisé électrique qui ne peut pas fonctionner de manière autonome et doit recevoir des signaux d'une centrale de commande externe qui ne fait pas partie du produit mais est connectée à celui-ci par fil pilote, liaison sans fil, communication par ligne électrique ou une technique équivalente, de façon à réguler l'émission de chaleur dans la pièce dans laquelle le produit est installé.
- **Chauffage central** : installation de chauffage où un fluide caloporteur transporte la chaleur produite à plus d'un espace à l'intérieur du volume protégé.
- **Chauffage collectif** : installation destinée au chauffage de plus d'une unité PEB.

- **Chauffage local** : installation de chauffage où la chaleur est émise dans l'espace où elle est produite.
- **Coefficient de déperditions de chaleur par transmission** : déperditions de chaleur par transmission à travers un ensemble de parois pour une différence de température de 1 Kelvin entre les ambiances qu'elles séparent.
- **Coefficient de déperditions de chaleur par ventilation** : déperditions de chaleur pour une différence de température de 1 Kelvin résultant du réchauffement du débit d'air qui pénètre dans le volume protégé par ventilation et par infiltration par unité de temps.
- **Coefficient de performance (COP)** : rapport entre la puissance de chauffe et la puissance absorbée d'une pompe à chaleur (coefficient of performance).
- **Coefficient de transmission thermique** : transmission thermique à travers un élément de construction plan, par unité de surface, unité de temps et unité de différence de température, entre les ambiances des deux côtés de l'élément.
- **Cogénération** : production combinée de chaleur et d'électricité.
- **Combilus** : une conduite de circulation qui sert aussi bien pour l'eau chaude sanitaire que pour le chauffage.
- **Consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire** : consommation annuelle d'énergie primaire pour le chauffage des locaux, la production d'eau chaude sanitaire, le refroidissement (fictif), les auxiliaires ainsi que l'éclairage dans le cas des bureaux et des écoles, calculée selon la méthode décrite dans la présente annexe pour les unités PER et dans l'annexe A.2 au présent arrêté pour les unités PEN. L'économie d'énergie primaire procurée par l'électricité auto produite à l'aide d'un système photovoltaïque ou d'une installation de cogénération est décomptée.
- **Consommation d'énergie finale pour le chauffage** : énergie finale nécessaire pour couvrir les besoins bruts en énergie pour le chauffage.
- **Consommation d'énergie finale pour l'eau chaude sanitaire** : énergie finale nécessaire pour couvrir les besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire.
- **Couches minces** : deuxième génération de technologies solaires photovoltaïques ; les cellules solaires sont constituées d'un empilement de couches minces sur un substrat de type silicium amorphe (a-Si), ou un alliage de cuivre, d'indium de gallium et de sélénium (CIGS) ou du tellure de cadmium (CdTe).
- **Débit de ventilation** : quantité d'air extérieur amenée par ventilation par unité de temps.
- **Débit d'infiltration/exfiltration** : quantité d'air extérieur qui pénètre/qui sort par infiltration/ppar exfiltration dans le/hors du volume protégé ou dans un/hors d'un secteur énergétique par unité de temps.
- **Déperditions de chaleur** : quantité de chaleur que perd en moyenne le volume protégé par unité de temps.
- **Déperditions de chaleur par transmission** : déperditions de chaleur résultant de la transmission de chaleur.
- **Déperditions de chaleur par ventilation** : déperditions de chaleur résultant du réchauffement du débit de ventilation et d'infiltration dans le volume protégé jusqu'à obtention de la température intérieure imposée par l'annexe.
- **Espace adjacent chauffé** : espace adjacent situé à l'intérieur d'un volume protégé. On peut distinguer 3 contextes différents :
 - Espace chauffé adjacent au volume protégé considéré. Par exemple, un espace situé à l'intérieur du volume protégé d'un bâtiment existant sur une parcelle attenante ou à l'intérieur du volume protégé d'une partie de bâtiment existante sur la même parcelle. Ce dernier cas peut s'appliquer, par exemple, lors de l'agrandissement d'un bâtiment.
 - Espace chauffé adjacent à l'unité PEB considérée. Par exemple :

- un espace situé dans une unité PEB adjacente (à l'intérieur du même volume protégé) ;
- un autre espace (auquel aucune exigence de performance énergétique n'est imposée) situé à l'intérieur du même volume protégé (par exemple, une cage d'escalier commune dans un immeuble à appartements) ;
- un espace situé dans un volume protégé adjacent.
- Espace chauffé adjacent au secteur énergétique considéré. Par exemple :
 - un espace situé dans un secteur énergétique adjacent (à l'intérieur de la même unité PEB) ;
 - un espace situé dans une unité PEB adjacente ;
 - un autre espace situé à l'intérieur du même volume protégé ;
 - un espace situé dans un volume protégé adjacent.

REMARQUE : voir également le § 5.2 en ce qui concerne les conventions relatives aux espaces situés dans des bâtiments ou parties de bâtiments existants adjacents.

- **Espace adjacent non chauffé (EANC)** : espace adjacent situé en-dehors d'un volume protégé et qui est non chauffé.
- **Facteur de performance saisonnier** : rapport entre la chaleur émise et l'énergie consommée par une pompe à chaleur pendant une certaine période.
- **Facteur solaire d'un vitrage** : rapport entre le flux d'ensoleillement qui pénètre par un vitrage et le flux d'ensoleillement qui frappe le vitrage. Le facteur solaire inclut aussi bien la transmission directe et diffuse que les gains indirects résultant de l'absorption du flux d'ensoleillement. La comparaison entre systèmes de vitrage utilise le rayonnement direct sur une surface perpendiculaire aux rayons du soleil pour des raisons de technique de mesure.
- **Fluide caloporteur** : liquide ou gaz avec lequel de l'énergie thermique est déplacée d'un endroit à un autre comme, par exemple, l'eau dans un circuit de radiateurs ou une solution antigel dans l'échangeur de chaleur d'une pompe à chaleur.
- **Fourniture de chaleur externe** : fourniture de chaleur qui n'est pas produite sur la même parcelle.
- **Gains de chaleur** : somme des gains solaires qui pénètrent dans le volume protégé par les parois transparentes et de la production interne de chaleur.
- **Niveau de consommation d'énergie primaire (niveau E_w)** : rapport entre la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire du volume protégé et une consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de référence, multiplié par 100.
- **Opaque** : qui s'oppose au passage des rayons du soleil (par opposition à "transparent").
- **Panneau solaire photovoltaïque non ventilé (intégré au bâti)** : élément constructif multifonction, intégré en façade ou en toiture en remplacement d'éléments de couverture ou de vitrage traditionnels ; parallèle au plan de la paroi, il assure l'étanchéité de celle-ci.
- **Panneau solaire photovoltaïque ventilé (non intégré au bâti)** : tout type de panneaux montés sur une structure portante spécifique, en surimposition par rapport à la paroi du bâtiment, permettant une circulation d'air sur la face arrière du panneau. L'inclinaison du panneau peut être différente de celle de la paroi sur laquelle il est monté.
- **Paroi extérieure** : construction ou partie de construction qui constitue la séparation entre le volume protégé et l'air extérieur, le sol ou l'eau.
- **Paroi intérieure** : construction ou partie de construction qui sépare le volume protégé et un espace adjacent, chauffé ou non.
- **Paroi transparente** : une paroi complètement ou partiellement transparente.

- **Perméabilité caractéristique à l'air** : débit d'air pour une différence de pression de 50 Pa, déduit de la courbe caractéristique pression / débit du bâtiment résidentiel considéré ou calculé suivant la méthode par défaut indiquée dans la présente annexe.
- **Poêle à accumulation (ou à libération lente de chaleur)** : poêle avec une capacité de stockage de chaleur permettant d'encore fournir de la chaleur après l'extinction du feu. Lors de la réalisation d'un test selon la norme NBN EN 15250, l'intervalle de temps séparant le moment où la température de surface maximale est atteinte et le moment où la température de surface chute à la moyenne entre la température maximale et la température de l'environnement doit être au moins de 4 heures.
- ~~• **Position nominale** : position de réglage du système de ventilation (du(des) ventilateur(s) et des autres composants éventuels) telle que le débit d'alimentation mécanique des systèmes B et D soit au moins égal au débit d'alimentation en air neuf exigé dans cet espace et que le débit d'évacuation mécanique des systèmes C et D soit au moins égal au débit d'évacuation vers l'extérieur exigé dans cet espace, et ce, pour tous les espaces.~~
- **Position nominale (de l'installation de ventilation)** : la position de régulation (des ventilateurs et/ou des organes de régulation) qui est prévue pour réaliser les débits minima exigés. Sauf mention explicite contraire sur le panneau de commande, la position maximale est considérée comme la position nominale.
- **Pouvoir calorifique inférieur (PCI)** : quantité de chaleur dégagée par la combustion complète d'une unité de combustible, la vapeur d'eau étant supposée non condensée et la chaleur non récupérée.
- **Pouvoir calorifique supérieur (PCS)** : quantité de chaleur dégagée par la combustion complète d'une unité de combustible, la vapeur d'eau étant supposée condensée et la chaleur récupérée.
- **Production de chaleur interne** : chaleur dégagée par les personnes, l'éclairage, les ventilateurs, les pompes et tous les autres appareils à l'intérieur du volume protégé.
- **Puissance électrique maximale d'un moteur électrique (ou d'une combinaison moteur électrique - ventilateur)** : c'est la puissance électrique maximale que le moteur électrique (ou la combinaison moteur électrique - ventilateur) peut absorber en régime continu, y compris le cas échéant tous les éléments auxiliaires. La puissance électrique est dès lors mesurée à hauteur de l'alimentation du réseau. Le régime continu est défini dans la norme NBN EN 60034-1 (Service type S1).
- **Régulation** :
 - **Régulation locale** : les débits sont régulés pour chaque espace individuellement.
 - **Régulation par zones** :
 - les débits sont régulés pour chaque zone séparément ;
 - les espaces sont répartis en au moins deux zones différentes, dont une ou plusieurs zones jour et une ou plusieurs zones nuit ;
 - tous les séjours doivent appartenir aux zones jour et toutes les chambres à coucher doivent appartenir aux zones nuit.
 - **Régulation centrale** : les débits sont régulés ensembles pour tous les espaces de l'unité PER.
Remarque : dans un système à la demande, la régulation de l'alimentation peut être locale, par zone ou centrale et la régulation de l'évacuation peut être locale, par zone ou centrale.
- **Rendement à charge partielle** : rendement de production d'une installation à charge partielle.

- **Rendement à pleine charge** : rendement de production d'une installation de production de chaleur à la puissance nominale.
- **Rendement de distribution** : fraction de la chaleur ou du froid produit, effectivement fournie aux éléments de chauffage. Si, dans le cas d'une production sur site, l'appareil de production ne se trouve pas dans le bâtiment, le rendement de distribution inclut également les déperditions de chaleur des conduites entre l'endroit de production et le bâtiment.
- **Rendement de production** : rapport entre la chaleur fournie par un appareil producteur de chaleur et l'énergie utilisée.
- **Rendement du système** : fraction de la chaleur utile produite effectivement utilisée.
- **Secteur énergétique** : un ensemble d'espaces du volume protégé qui :
 - appartiennent à la même zone de ventilation ;
 - sont dotés du même type de système d'émission de chaleur (à moins que, dans le cas de chauffage central, l'on calcule avec le rendement d'émission le plus mauvais) ;
 - et sont chauffés par le même appareil producteur de chaleur (ou, le cas échéant, la même combinaison d'appareils producteurs de chaleur).
- **Surface d'utilisation** : la surface au sol, déterminée tel que prescrit au chapitre 2 de l'annexe A.2 au présent arrêté.
- **Surface totale de plancher chauffée ou climatisée (A_{ch})** : la somme des surfaces de planchers de chaque niveau de la construction situés dans le volume protégé, mesurées entre les faces externes des murs extérieurs. Sont comptabilisées les surfaces présentant une hauteur sous plafond minimale de 1,50 m, pour autant que l'espace considéré présente au moins en un point une hauteur minimale de 2,20 m.
- **Système d'énergie solaire photovoltaïque** : dispositif qui capte l'énergie solaire et la transforme en électricité.
- **Système d'énergie solaire photovoltaïque commun** : dispositif qui capte l'énergie solaire et la transforme en électricité, physiquement connecté à un ou plusieurs compteurs desservant les parties communes d'un bâtiment ou à un compteur commun à plusieurs unités PER au sein d'un projet PEB.
- **Système d'énergie solaire thermique** : dispositif qui capte l'énergie solaire et la convertit en chaleur.
- **Taux d'utilisation des gains de chaleur** : fraction des gains de chaleur procurés par l'ensoleillement et les sources internes, qui réduit les besoins nets en énergie pour le chauffage du volume protégé.
- **Température extérieure** : température moyenne de l'air extérieur mesurée sur une période donnée, en l'occurrence 1 mois dans la présente annexe.
- **Transformateur à isolation galvanique** : ce type de transformateur permet l'isolation galvanique de deux types de circuits n'ayant aucune connexion électrique entre eux. un onduleur photovoltaïque avec transformateur dispose d'une séparation galvanique constituant une barrière de sécurité entre le circuit solaire (courant continu) et le raccordement au réseau (courant alternatif).
- **Transparent** : qui laisse passer en tout ou en partie les rayons du soleil, avec ou non le maintien d'une image nette (par opposition à opaque). 'Transparent' inclut donc aussi bien la notion de 'transparent' que celle de 'translucide'.
- **Ventilation mécanique** : ventilation réalisée par un ou plusieurs ventilateurs.
- **Ventilation naturelle** : ventilation réalisée sous l'effet du vent et de la différence de température entre l'air extérieur et l'air intérieur.
- **Volume protégé** : volume de tous les espaces d'un bâtiment qui est protégé, du point de vue thermique, de l'environnement extérieur (air ou eau), du sol et de tous les espaces adjacents qui ne font pas partie d'un volume protégé.

- **Zone de ventilation** : partie fermée d'une unité PEB, dotée d'un système indépendant de ventilation.

3 Symboles, abréviations et indices

3.1 Symboles et abréviations

< signifie : dérivé de

Symbole	Signification	Unités
A	surface (projetée) (synonymes : aire, superficie)	m ²
A	air	–
B	largeur	m
B	fluide antigel (brine)	–
C	compacité	m
C	capacité thermique effective	J/K
COP	coefficient de performance d'une pompe à chaleur (coefficient of performance)	–
D	diamètre	m
E	consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire	MJ
E _w	niveau de la consommation d'énergie primaire	–
EANC	espace adjacent non chauffé	–
EEI	indice d'efficacité énergétique	–
EER	efficacité frigorifique (energy efficiency ratio)	–
F	facteur (de réduction)	–
G	terme symbolisant un gain de performance	–
H	coefficient de transfert thermique	W/K
I	ensoleillement	MJ/m ²
L	profondeur	m
I	indicateur (pour la surchauffe)	Kh
IAM	coefficient modificateur d'angle d'incidence	–
Nu	nombre de Nusselt	–
P	périmètre	m
P	puissance	W
P	pression	Pa
Pr	nombre de Prandtl	–
Q	quantité de chaleur ou d'énergie	MJ
R	résistance thermique	m ² .K/W
Re	nombre de Reynolds	(–)
RF	facteur de réduction	–
SAEF	facteur énergétique saisonnier des auxiliaires d'une pompe à chaleur gaz (seasonal auxiliary efficiency factor)	–
SCOP	coefficient de performance saisonnier d'une pompe à chaleur électrique (seasonal coefficient of performance)	–
SGUE	rendement saisonnier d'une pompe à chaleur gaz (seasonal gas utility efficiency)	–
SPF	coefficient de performance saisonnière	–
U	tension	V
U	coefficient de transmission thermique	W/(m ² .K)
V	volume	m ³
$\dot{V}$	débit d'air, débit de ventilation	m ³ /h
W	quantité d'électricité	kWh
W	eau	–

X	variable auxiliaire pour les systèmes à énergie solaire thermique	-
Y	variable auxiliaire pour les systèmes à énergie solaire thermique	-
a	coefficient de déperdition thermique	W/(m ² .K) ou W/(m ² .K ²)
a	coefficient, paramètre numérique, facteur d'utilisation	-
b	coefficient, paramètre numérique	-
c	facteur de correction	-
c	chaleur spécifique	J/(kg.K)
c	coefficient	-
d	épaisseur	m
d	numéro du jour caractéristique	-
e	facteur adimensionnel	-
f	facteur	-
g	facteur solaire	-
h	hauteur	m
l	longueur	m
m	facteur de multiplication	-
m	rang du mois	-
n	taux de ventilation	h ⁻¹
n	nombre (quantité)	-
p	distance	m
q	flux de chaleur	W/m ²
q	débit volumique	m ³ /h
r	facteur de réduction, facteur de correction	-
s	facteur de multiplication	-
t	temps, pas de temps	s ou h
w	facteur de multiplication	-
z	profondeur	m
α	coefficient d'absorption	-
α	angle	degrés
α_h	angle d'obstacle	degrés
$\alpha_v, \alpha_{sL}, \alpha_{sR}$	angles de saillie	degrés
β	angle d'élévation du soleil	degrés
β	rapport	-
δ	inclinaison	degrés
$\Delta...$	supplément sur...	...
γ	rapport gains-déperditions	-
η	rendement	-
λ	rapport gains-déperditions	-
λ	conductivité thermique	W/(m.K)
ω	angle horaire	degrés
θ	température	°C
θ	angle	degrés
φ	latitude	degrés
Φ	flux de chaleur, puissance	W

ρ	masse volumique	kg/m ³
τ	constante de temps	s
Ψ	coefficient de transmission thermique linéaire	W/(m.K)
χ	angle d'incidence	degrés
χ	coefficient de transmission thermique ponctuelle	W/K

3.2 Indices

< signifie : dérivé de

3D	tridimensionnel
a	année
A	espace adjacent chauffé (< adjacent)
abs	en absence
add	ventilation additionnelle
add m	ventilation additionnelle mécanique
add w	ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres
adj	réglage (< adjustment)
AHU	caisson de traitement d'air (< air handling unit)
al	couche d'air
all	tous
amb	ambient
ann	annuel
annih	annihilation
app	appareil
artif	artificiel
artif area zone d'éclairage artificiel	
as	système d'énergie solaire active (< active solar)
aux	(énergie) auxiliaire
ave	moyen
b	eau dans chaudière
B	référence à l'option B
bath	salle de bains
bf	sous-sol
boiler	chaudière
bw	mur de cave
c	conventionnel
C	protection solaire
C	référence à l'option C
calc	calculé
CCH	chauffage du carter (< crank case heating)
ch	chauffé
char	caractéristique
circ	circulation, conduite de circulation

co	condenseur
CO2	émissions de CO ₂
cogen	cogénération
coldwater	eau froide
combi	combilus
compac	compacité
cons	consommation
constructions parois de la surface de déperdition	
contact	contact
cool	refroidissement
ct	tour de refroidissement
ctrl	contrôle
cw	mur-rideau
d	ouverture-jour
D	diamètre
D	vers air extérieur et eau
D	porte
day	jour
dayl	lumière du jour
dayl area zone de lumière du jour	
def	par défaut
demand	demande en énergie
depth	profondeur
design	conception
dh	fourniture de chaleur externe (< district heating)
dif	diffus
dim	dimensionnement
dir	direct
distr	distribution
duct	gaine
e	extérieur, externe
eb	température extérieure de base
eff	effectif
elec	électrique
electr	électronique
em	émission (< emission)
en	énergie

env obst	obstacles environnants	hor	horizontal
enveloppe	enveloppe du bâtiment	HP	pompe à chaleur (< heat pumps)
EPstor	stockage, au niveau d'une unité PEB	horshad	ombrage par l'horizon (< horizon shading)
EPR	unité PER (< energy performance of residential buildings)	hum	humidification
eq	équivalent	hx	échangeur de chaleur (< heat exchanger)
ev	évaporateur	hyg	hygiénique
evap	évaporation	i	interne
exc	exception	i	nombre ordinal
excess	excédentaire	i	partie opaque
exh	bouche d'évacuation	in	entrant
extr	extraction	in/exfilt	in/exfiltration
f	plancher (< floor)	inst	installation
f	profilé de fenêtre (< frame)	instal	installé
f	utilisation	insul	isolation (< insulation)
fans	ventilateur(s)	insulating part	partie isolante
fct	fonction	int	intérieur
final	consommation finale	int	intermittence
first	(connecté comme) premier	j	nombre ordinal
fitting	armature	January	janvier
flat	projection horizontale	junctions	nœuds constructifs
flow	débit	k	nombre ordinal
fl.h	chauffage par le sol	kitchen	cuisine
free	ouverture manuelle des parties ouvrantes	L	longueur
g	vitrage (< glazing)	L	déperditions de chaleur (transmission + ventilation) (< loss)
g	gains (de chaleur) (< gain)	l	linéaire
g	sol (< ground)	leak	fuite, défaut d'étanchéité
gasHP	pompe à chaleur gaz (< gas heat pump)	length	longueur de conduite
GCV	pouvoir calorific supérieur (< gross caloric value)	LTHP	pompe à chaleur basse température selon EcoDesign (<low temperature heat pump)
gen	production	light	éclairage
geo	géo-cooling	lim	limite
go	vitrage de la partie ouvrante	loc	place (< localisation)
gross	brut	loop	circuit capteur
h	rayonnement hémisphérique	loss	pertes (< losses)
h	humidité	m	nombre
heat	chauffage (de l'espace)	m	mensuel (sur base mensuelle)
hr	récupération de chaleur (< heat recovery)	max	maximal
		meas	mesuré

mech	mécanique	princ	principal
min	minimal	prim	primaire
mod	modulant	ps	système d'énergie solaire passif
n	nombre ordinal, nombre	pumps	pompes
nat	naturel	pv	photovoltaïque
nat.gas	gaz naturel (< natural gas)	r	nombre
ncalc	(dans une) unité pas calculée	r	rayonnement
NCV	pouvoir calorifique inférieur (< net calorific value)	r	lanterneau sans costière
net	net	rad	radiateur
netw	réseau de distribution de chaleur (< network)	rc	lanterneau avec costière
night	nuit	real	réel
norm	normalisé	rec	récupération
nom	nominal	red	réduction
npref	non préférentiel	reduc	réduction
nres	non résidentiel	ref	référence
OAR	ouverture d'alimentation réglable	refl	réflexion
obst from build	obstacles liés au bâtiment	req	exigé
occ	occupation (période d')	res	résidentiel
off	éteint	return	retour
on	allumé	rm	(par) espace
oper	en service	rl	lanterneau (< rooflight)
operation	prenant en compte les limites des conditions de fonctionnement	ro	grille de ventilation de la partie opaque
out	hors tension	s	saison
over	surventilation	s	soleil, ensoleillement
overh	surchauffe (< overheating)	s	par le sol (< soil)
p	panneau	SB	veille (< stand-by)
p	primaire	se	flux de chaleur sortant de la construction
p	projetée	sec	secteur énergétique
part	charge partielle (< part load)	setpoint	Point de consigne
path	chemin	sh+wh	chauffage de l'air ambiant et de l'eau (< space heating + water heating)
perm	permanent	shad	ombragé (< shaded)
po	panneau opaque de la partie ouvrante	si	flux de chaleur entrant dans la construction
precool	pré-refroidissement	sink	évier
pref	préférentiel	sizing	pas de limitation sur les conditions de fonctionnement
preh	préchauffage	slab	dalle
pres	présent	soil	sol (< soil)
		source	source

spec	spécifique	wall	façade
sphere	sphère	wall.h	chauffage mural
stack	gaine d'extraction	water	eau chaude sanitaire
stor	stockage	wC	avec protection solaire (< with curtain)
supply	amenée, insuflation	well	source
switch	commutation	win	ouverture de fenêtre
sys	système (d'installation)	woC	sans protection solaire (< without curtain)
T	transmission	woC	sans conduites de circulation ou combilus
t	transparent	woL	sans pertes (< without loss)
tap	élément de robinetterie (< tap)	ws	combinaison fenêtre & volet
te	de la surface à l'environnement extérieur	wt	échangeur de chaleur sol-eau
tech	technologie	x	vide sanitaire ou cave
test	en conditions d'essai	z	nombre ordinal
th	thermique	zone	zone de ventilation
thresh	valeur de seuil (< threshold)		
throttle	vanne gaz		
TL	sans transformateur (<transformerless)		
TO	thermostat éteint (< thermostat off)		
tot	total		
tr	transparent		
tube	conduit		
tubing	tuyauterie		
turb	flow turbulent		
U	espace adjacent non chauffé (< unheated)		
unit	unité résidentielle		
unocc	inoccupation (période d') (< unoccupied)		
unshad	non ombragé (< unshaded)		
usable	utilisable		
util	utilisation		
V	ventilation		
vent	ventilation		
vert	vertical		
vrf	débit de réfrigération variable (< variable refrigerant flow)		
w	fenêtre (< window)		
W	eau		

4 Structure de la méthode

La détermination de la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire et du niveau de consommation d'énergie primaire (niveau E_w) s'effectue en plusieurs étapes.

Dans une première étape, on calcule les besoins énergétiques mensuels nets pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire. Ce calcul fait intervenir les déperditions par transmission, les déperditions par ventilation, les gains solaires, les gains de chaleur internes et la consommation d'eau chaude sanitaire. Les risques de surchauffe font l'objet d'un contrôle séparé.

Dans une deuxième étape, les besoins énergétiques mensuels nets pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire sont convertis en besoins énergétiques mensuels bruts. Cette conversion s'effectue en divisant les besoins nets par le rendement de système, respectivement de l'installation de chauffage et de l'installation d'eau chaude sanitaire.

Dans une troisième étape, on détermine la consommation (finale) mensuelle d'énergie pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire. Pour ce faire, on soustrait, le cas échéant, l'apport énergétique mensuel d'un système d'énergie solaire thermique des besoins bruts en énergie pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire. La différence ainsi obtenue est divisée par le rendement de production de l'installation de production de chaleur. Par ailleurs, on calcule aussi la consommation (finale) mensuelle d'énergie pour les fonctions auxiliaires et on détermine la consommation (finale) mensuelle d'énergie équivalente pour le refroidissement. Si de l'électricité est produite dans le bâtiment à l'aide d'un système d'énergie solaire photovoltaïque ou par cogénération, on calcule la production d'électricité caractéristique mensuelle.

Dans une quatrième étape, on calcule la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire. Pour ce faire, on commence par multiplier chacune des consommations finales mensuelles d'énergie (pour le chauffage, l'eau chaude sanitaire et les fonctions auxiliaires) par le facteur de conversion pour l'énergie primaire de la source d'énergie correspondante pour obtenir les consommations d'énergie primaires mensuelles. En ce qui concerne l'électricité auto produite, on calcule l'économie d'énergie primaire réalisée dans les centrales électriques en effectuant la multiplication par le facteur de conversion d'application. On additionne ensuite les consommations caractéristiques mensuelles d'énergie primaire sur les 12 mois de l'année, moins l'économie caractéristique mensuelle d'énergie primaire procurée par l'électricité auto produite.

Dans une cinquième étape, on calcule, sur la base de la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire, du volume protégé, de la surface totale de plancher chauffée ou climatisée (A_{ch}) et de la surface à travers laquelle se produisent des déperditions par transmission ($A_{T,E}$), le niveau de consommation d'énergie primaire (niveau E_w).

A différentes étapes des calculs, on a le choix entre une 'approche simple' et un 'calcul plus détaillé'. L'approche simple repose sur des valeurs par défaut. Le calcul détaillé nécessite des données d'entrée supplémentaires et la fourniture d'informations par les entreprises.

5 Schématisation du bâtiment

5.1 Principe

La performance énergétique concerne souvent un sous-volume d'un bâtiment, selon, par exemple, que les espaces sont chauffés (et/ou refroidis) ou non, selon la destination des différentes parties et la présence éventuelle de plusieurs unités d'habitation. C'est pourquoi, pour déterminer la performance énergétique, on subdivise par convention le bâtiment en différentes parties. Chaque sous-volume qui doit satisfaire en soi à une exigence de performance énergétique relative à un bâtiment résidentiel est appelé "unité PER". Au besoin, on procède à une subdivision supplémentaire en zones de ventilation et en secteurs énergétiques afin de pouvoir intégrer correctement différents types d'installations dans les calculs.

Remarque :

La subdivision de l'ensemble du bâtiment considéré pour la détermination de la performance énergétique peut différer de la division à réaliser éventuellement pour l'exigence (les exigences) d'isolation thermique globale (destination industrielle ou non industrielle des différentes parties du bâtiment).

Une autre subdivision peut encore s'appliquer pour la conception des dispositifs de ventilation (voir annexes C.2 et C.3 au présent arrêté) : le cas échéant, il faut distinguer les parties de bâtiment à destination résidentielle des parties de bâtiment à destination non résidentielle.

5.2 Subdivision du bâtiment

On considère l'ensemble du bâtiment ou l'ensemble de l'extension (d'un bâtiment existant) et l'on procède successivement aux subdivisions suivantes :

- On définit le volume protégé. Le volume protégé doit comprendre au moins tous les espaces chauffés du bâtiment considéré ou de l'extension envisagée qui sont équipés d'éléments de chauffe et/ou de refroidissement (radiateurs, chauffage par le sol, bouches d'amenée d'air chaud, ventilo-convecteurs, etc.).
- On divise le volume protégé, selon le cas, en une ou plusieurs parties ayant chacune une des destinations suivantes :
 - partie de bâtiment destinée au logement : les exigences en matière de performance énergétique pour les bâtiments résidentiels sont d'application ;
 - destinations non résidentielles pour lesquelles les exigences en matière de performance énergétique sont d'application (voir l'annexe A.2 au présent arrêté) ;
 - autres destinations : des exigences en matière de performance énergétique ne s'y appliquent pas, à moins que ces autres destinations ne soient considérées comme une partie d'une des deux destinations précédentes.
- On considère la partie du volume protégé destinée à l'habitation.
 - Au cas où cette partie dans son ensemble sert au logement individuel (par exemple, habitation individuelle), l'ensemble de cette partie sera décrite par la suite comme unité PER. Cette unité PER doit satisfaire à l'exigence en matière de performance énergétique imposée aux bâtiments résidentiels.
 - Au cas où plus d'une unité d'habitation individuelle se trouve dans cette partie (par exemple, appartements individuels dans un immeuble à appartements), chaque unité d'habitation constitue en soi une unité PER qui doit satisfaire à l'exigence en matière de performance énergétique imposée aux bâtiments résidentiels. Les parties collectives de ce genre d'immeuble (par exemple, cage d'escalier et couloirs communs) ne sont pas prises en

considération dans la détermination de la performance énergétique et ne doivent pas satisfaire à une exigence en matière de performance énergétique. (Mais d'autres exigences peuvent s'appliquer à ces parties collectives comme, par exemple, des valeurs U maximum).

- Seule la consommation d'énergie d'une unité PER est considérée dans la présente méthode de détermination. Si nécessaire ou si souhaité, on divise ce volume en plusieurs secteurs énergétiques tel que décrit au § 5.3.

Remarque :

Les espaces du bâtiment considéré ou de l'extension considérée, qui ne sont pas repris dans le volume protégé, sont donc non chauffés par définition.

IMPORTANT :

Espaces adjacents chauffés

Dans le cadre de cette réglementation, on peut toujours partir de l'hypothèse que tous les espaces des bâtiments adjacents existants sont des espaces chauffés (même si ce n'est pas nécessairement le cas physiquement).

Lors de la détermination du niveau de consommation d'énergie primaire, on suppose qu'aucun flux de chaleur n'a lieu à travers les parois mitoyennes avec des espaces adjacents chauffés.

En dehors de ces parois mitoyennes avec des espaces adjacents chauffés, on tient bien compte, dans la détermination de la performance énergétique, des flux par transmission à travers toutes les autres parois du volume protégé, même si ces parties de l'enveloppe donnent sur une parcelle adjacente.

5.3 Subdivision de l'unité PER en zones de ventilation et en secteurs énergétiques

5.3.1 Principe

Le volume protégé de l'unité PER est divisé en zone de ventilation et en secteurs énergétiques selon la définition mentionnée ci-dessus et selon les règles ci-dessous.

5.3.2 Division en zones de ventilation et en secteurs énergétiques

Généralement, dans une unité PER, il n'y a qu'une seule installation de ventilation, tous les espaces individuels sont chauffés de la même façon et un seul appareil central produit la chaleur. Dans ces cas, il n'est pas nécessaire de subdiviser l'unité PER en zones de ventilation et en secteurs énergétiques : l'ensemble de l'unité PER constitue alors la seule zone de ventilation et le seul secteur énergétique.

C'est uniquement quand plusieurs types d'installations sont présents (ce qui est beaucoup moins fréquent), qu'il faut effectuer une subdivision en zones de ventilation et/ou en secteurs énergétiques tel que décrit ci-dessous.

Les systèmes de ventilation sont subdivisés en quatre types différents (voir également les annexes C.2 et C.3 au présent arrêté) :

- système A : ventilation naturelle,
- système B : ventilation mécanique simple flux par insufflation,

- système C : ventilation mécanique simple flux par extraction,
- système D : ventilation mécanique double flux.

Si des installations de ventilation indépendantes sont présentes dans différentes parties fermées de l'unité PER, de type différent selon la subdivision ci-dessus, chacune de ces parties constitue une zone de ventilation. Un secteur énergétique ne peut pas s'étendre sur différentes zones de ventilation. Il y a donc toujours au moins autant de secteurs énergétiques que de zones de ventilation.

Si on applique un chauffage local (par exemple, chauffage à résistance électrique) dans un espace et que des éléments d'émission de chaleur d'un système de chauffage central y sont également présents, on ne tient pas compte du système de chauffage central présent dans cet espace pour la détermination de la performance énergétique : on s'intéresse uniquement aux caractéristiques du système local. Mais, en présence de feux ouverts ou de poêles à bois, c'est quand même le système de chauffage central qui est pris en considération.

Si différents espaces de la zone de ventilation sont chauffés de différentes façons (après application de la convention ci-dessus en matière de chauffage central et local combiné) de telle sorte que les différents systèmes tombent dans une autre catégorie du Tableau [43], il faut procéder à une subdivision en secteurs énergétiques. Mais cette subdivision n'est pas obligatoire en cas de chauffage central. Dans ce cas, on peut faire les calculs avec le rendement d'émission le plus faible du Tableau [43] dans tout le secteur énergétique et on ne peut plus opter pour la méthode de calcul détaillée selon l'Annexe D de la présente annexe.

Enfin, le fait que plusieurs générateurs de chaleur centraux fournissent séparément de la chaleur à différentes parties de la zone de ventilation entraîne, en principe, une nouvelle subdivision en secteurs énergétiques. Mais cette subdivision n'est pas nécessaire si les générateurs de chaleur ont (arithmétiquement) le même rendement de production (par exemple, dans le cas de l'utilisation de deux chaudières de chauffage identiques pour différentes parties de la zone de ventilation).

(Les mêmes règles de subdivision s'appliquent également quand chaque partie de la zone de ventilation est chauffée par une combinaison de générateurs de chaleur centraux, au lieu d'un seul appareil.)

Il est permis de subdiviser l'unité PER en un plus grand nombre de secteurs énergétiques, mais ce n'est pas obligatoire. Un plus grand nombre de secteurs énergétiques entraîne, généralement, davantage de travail de calcul (nécessité de données d'entrée supplémentaires), mais n'influence peu ou pas la valeur calculée de la consommation caractéristique annuelle d'énergie.

Si l'unité PER contient des espaces qui ne sont pas équipés d'un système d'émission de chaleur (par exemple, W.-C., couloirs, rangements, espaces qui ne sont pas immédiatement utilisés comme des chambres à coucher,...), ces espaces doivent être affectés à un secteur énergétique d'un espace adjacent du même étage. Si aucun dispositif d'alimentation en air neuf n'est présent dans l'espace non chauffé considéré mais qu'il y a des dispositifs de transfert d'air montés en intérieur depuis des espaces adjacents (il s'agit, par exemple, d'un espace de passage ou d'extraction, ou d'un espace de rangement), on affecte l'espace au (à un des) secteur(s) énergétique(s) adjacent(s) d'où le local considéré est approvisionné en air fourni. Si un étage entier d'une unité PER est non chauffé, il doit être affecté à un secteur énergétique d'un étage adjacent.

On détermine la consommation caractéristique annuelle et de référence d'énergie primaire de l'unité PER selon la présente méthode de détermination.

5.3.3 Volume et surfaces des parois d'un secteur énergétique

Lors de la détermination du volume $V_{\text{sec } i}$ et des surfaces des parois (tous deux sur la base des dimensions extérieures), la limite entre deux secteurs énergétiques est formée par l'axe de la paroi intermédiaire.

5.3.4 Absence de système de chauffage

Si l'unité PER n'est pas chauffée, c.-à-d. si aucun espace de l'unité PER n'est équipé d'un système d'émission de chaleur, alors il faut considérer, par convention et dans chaque espace, un chauffage local par convecteur électrique avec régulation électronique.

6 Indicateurs de consommation d'énergie primaire

6.1 Niveau de consommation d'énergie primaire

Le niveau de consommation d'énergie primaire de l'unité PER est donné par le rapport entre la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de cette unité PER et une valeur de référence, multiplié par 100 :

$$\text{Eq. 5} \quad E_w = 100 \frac{E_{\text{char ann prim en cons}}}{E_{\text{char ann prim en cons,ref,w}}} \quad (-)$$

avec :

E_w le niveau de consommation d'énergie primaire de l'unité PER, (-) ;

$E_{\text{char ann prim en cons}}$ la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de l'unité PER, calculée selon le § 13.2, en MJ ;

$E_{\text{char ann prim en cons,ref,w}}$ la valeur de référence pour la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire, en MJ.

Le résultat doit être arrondi à l'unité supérieure.

La valeur de référence pour la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire est donnée par :

$$\text{Eq. 6} \quad E_{\text{char ann prim en cons,ref,w}} = \left(\begin{array}{l} E_{\text{char ann prim en cons,ref,heat}} \\ + E_{\text{char ann prim en cons,ref,water}} \\ + E_{\text{char ann prim en cons,ref,aux}} \end{array} \right) \cdot A_{\text{ch}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$$\text{Eq. 7} \quad E_{\text{char ann prim en cons,ref,heat}} = Q_{\text{heat,net,ann,ref}} / 0,728 \quad (\text{MJ/m}^2)$$

représente la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de référence pour le chauffage.

avec :

$$\text{Eq. 8} \quad Q_{\text{heat,net,ann,ref}} = Q_{\text{L,heat,ann,ref}} - 4500/A_{\text{ch}} - 100 \quad (\text{MJ/m}^2)$$

qui donne les besoins annuels nets de référence pour le chauffage en MJ/m².

où :

A_{ch} est la surface totale de plancher chauffée ou climatisée de l'unité PER, en m² ;

$Q_{\text{L,heat,ann,ref}}$ donne les besoins annuels nets en énergie dus aux pertes par transmission et par ventilation et est calculé en fonction de la compacité ($V_{\text{EPR}}/A_{\text{T,E}}$) par les relations suivantes :

Eq. 9 Si $V_{EPR}/A_{T,E} \leq 1$: $Q_{L,heat,ann,ref} = 407/(V_{EPR}/A_{T,E}) + 248.\beta_{hyg,ref}$

Si $1 \leq V_{EPR}/A_{T,E} \leq 4$: $Q_{L,heat,ann,ref} = 298/(V_{EPR}/A_{T,E}) + 109 + 248.\beta_{hyg,ref}$

Si $V_{EPR}/A_{T,E} > 4$: $Q_{L,heat,ann,ref} = 735/(V_{EPR}/A_{T,E}) + 248.\beta_{hyg,ref}$ (MJ/m²)

avec :

$A_{T,E}$ la surface totale de toutes les parois qui enveloppent l'unité PER et à travers lesquelles des déperditions par transmission sont considérées lors de la détermination de la performance énergétique¹ (voir également le § 5.2), en m² ;

V_{EPR} le volume total de l'unité PER, en m³ ;

$\beta_{hyg,ref}$ le taux de ventilation hygiénique de référence dans l'unité PER, en h⁻¹.

On a :

Eq. 10 $V_{EPR} = \sum_i V_{seci}$ (m³)

et :

Eq. 11 $\beta_{dedic,ref} = 1,5.[0,2 + 0,5.exp(-A_{ch}/167)]$ (h⁻¹)

avec :

$V_{sec i}$ le volume du secteur énergétique i, en m³.

Dans l'Eq. 10, il faut faire une somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER.

Eq. 12 $E_{char ann prim en cons,ref,water} = \max[9793,36/A_{ch}; 3324,5/A_{ch} + 100,95]$ (MJ/m²)

représente la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de référence pour l'eau chaude sanitaire.

Eq. 13 $E_{char ann prim en cons,ref,aux} = 53$ (MJ/m²)

représente la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de référence pour les auxiliaires.

6.2 Consommation spécifique annuelle d'énergie primaire

La consommation spécifique annuelle d'énergie primaire de l'unité PER est donnée par le rapport entre la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de cette unité PER et la surface totale de plancher chauffée ou climatisée de cette unité PER :

¹ Par conséquent, seules les constructions qui constituent la séparation entre l'unité PER et des espaces adjacents chauffés ne sont pas prises en considération dans les calculs pour la détermination de $A_{T,E}$.

Eq. 14 $E_{\text{spec}} = \frac{1}{3,6} \cdot \frac{E_{\text{char ann prim en cons}}}{A_{\text{ch}}} \quad (\text{kWh/m}^2)$

avec :

E_{spec} la consommation spécifique annuelle d'énergie primaire de l'unité PER, en kWh/m² par an ;

$E_{\text{char ann prim en cons}}$ la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de l'unité PER, calculée selon le § 13.2, en MJ ;

A_{ch} la surface totale de plancher chauffée ou climatisée de l'unité PER, en m².

7 Besoins nets en énergie pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire

7.1 Principe

Les besoins nets en énergie pour le chauffage sont calculés par secteur énergétique pour tous les mois de l'année. A cette fin, on détermine chaque fois les déperditions mensuelles totales par transmission et par ventilation à une température conventionnelle, ainsi que les gains mensuels totaux par gains de chaleur internes et solaires. On établit ensuite le bilan énergétique mensuel à l'aide du taux d'utilisation des gains de chaleur.

Les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire sont calculés de manière forfaitaire en fonction du volume de l'unité PER. On peut également tenir compte d'une récupération de chaleur. Seuls les points de consommation suivants sont pris en considération :

- les points de puisage des cuisines ;
- la ou les douche(s) et/ou la ou les baignoire(s) dans la ou les salle(s) de bain.

Tous les autres points de puisage de l'unité PER (y compris donc le ou les lavabo(s) dans les salles de bains) ne sont pas pris en considération.

7.2 Besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux par secteur énergétique

On détermine les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage par secteur énergétique comme suit :

Eq. 15 Si $\gamma_{\text{heat,sec } i,m}$ est supérieur ou égal à 2,5, on a :

$$Q_{\text{heat,net,sec } i,m} = 0$$

Si $\gamma_{\text{heat,sec } i,m}$ est inférieur à 2,5, on a :

$$Q_{\text{heat,net,sec } i,m} = Q_{L,\text{heat,sec } i,m} - \eta_{\text{util,heat,sec } i,m} \cdot Q_{g,\text{heat,sec } i,m} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$\gamma_{\text{heat,sec } i,m}$	le rapport entre les gains de chaleur mensuels et les déperditions de chaleur mensuelles du secteur énergétique i , (-), déterminé selon le § 7.6 ;
$Q_{\text{heat,net,sec } i,m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage du secteur énergétique i , en MJ ;
$Q_{L,\text{heat,sec } i,m}$	les déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation du secteur énergétique i , en MJ, déterminées selon le § 7.4 ;
$\eta_{\text{util,heat,sec } i,m}$	le taux d'utilisation mensuel des gains de chaleur du secteur énergétique i , (-), déterminé selon le § 7.6 ;
$Q_{g,\text{heat,sec } i,m}$	les gains de chaleur mensuels par ensoleillement et production de chaleur interne dans le secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.5.

7.3 Besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire

Les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une baignoire i sont donnés par :

$$\text{Eq. 16} \quad Q_{\text{water,bath } i, \text{net}, m} = r_{\text{water,bath } i, \text{net}} \cdot f_{\text{bath } i} \cdot \max[64; 64 + 0,220 (V_{\text{EPR}} - 192)] \cdot t_m \text{ (MJ)}$$

Les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier i dans une cuisine² sont donnés par :

$$\text{Eq. 17} \quad Q_{\text{water,sink } i, \text{net}, m} = r_{\text{water,sink } i, \text{net}} \cdot f_{\text{sink } i} \cdot \max[16; 16 + 0,055 (V_{\text{EPR}} - 192)] \cdot t_m \text{ (MJ)}$$

avec :

$Q_{\text{water,bath } i, \text{net}, m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une baignoire i , en MJ ;
$Q_{\text{water,sink } i, \text{net}, m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine i , en MJ ;
$r_{\text{water,bath } i, \text{net}}$	un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers la douche ou la baignoire i par récupération thermique de l'écoulement, à calculer selon des règles déterminées par le Ministre, (-) ;
$r_{\text{water,sink } i, \text{net}}$	un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers l'évier de cuisine i par récupération thermique de l'écoulement, à calculer selon des règles déterminées par le Ministre, (-) ;
$f_{\text{bath } i}$	la part de la douche ou de la baignoire i dans les besoins totaux nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de toutes les douches et de toutes les baignoires de l'unité PER, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
$f_{\text{sink } i}$	la part de l'évier de cuisine i dans les besoins totaux nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de la (de toutes les) cuisine(s) de l'unité PER, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
V_{EPR}	le volume total de l'unité PER, voir le § 6, en m ³ ;
t_m	la longueur du mois considéré en Ms, voir le Tableau [1].

S'il ne devait y avoir aucune douche ni baignoire dans l'unité PER³, on n'envisage pas de consommation d'eau chaude sanitaire destinée à cette fin. De même, s'il ne devait y avoir aucun évier de cuisine dans l'unité PER³, on n'envisage pas non plus de consommation d'eau chaude sanitaire destinée à cette fin.

Les parts des différents points de puisage sont déterminées comme suit :

$$\text{Eq. 18} \quad f_{\text{bath } i} = 1/N_{\text{bath}} \text{ et } f_{\text{sink } i} = 1/N_{\text{sink}} \quad (-)$$

avec :

N_{bath}	le nombre total de douches et de baignoires dans l'unité PER ;
N_{sink}	le nombre total d'éviers de cuisine dans l'unité PER.

² D'éventuels autres points de puisage d'eau chaude (par exemple, pour le lave-vaisselle ou le lave-linge) ne sont pas pris en considération. Le cas échéant, plusieurs éviers dans une cuisine sont considérés séparément.

³ Par exemple dans le cas d'une extension à laquelle une exigence de performance énergétique est imposée.

Tableau [1] : Le numéro du jour caractéristique, la longueur du mois, la température extérieure moyenne et l'ensoleillement total et diffus moyen sur une surface horizontale non ombragée

Mois	Jour caractéristique	Longueur du mois t_m (Ms)	Température extérieure moyenne du mois $\theta_{e,m}$ (°C)	$I_{s,tot,hor,m}$ (MJ/m ²)	$I_{s,dif,hor,m}$ (MJ/m ²)
Janvier	15	2,6784	3,2	71,4	51,3
Février	46	2,4192	3,9	127,0	82,7
Mars	74	2,6784	5,9	245,5	155,1
Avril	105	2,5920	9,2	371,5	219,2
Mai	135	2,6784	13,3	510,0	293,5
Juin	166	2,5920	16,2	532,4	298,1
Juillet	196	2,6784	17,6	517,8	305,8
Août	227	2,6784	17,6	456,4	266,7
Septembre	258	2,5920	15,2	326,2	183,6
Octobre	288	2,6784	11,2	194,2	118,3
Novembre	319	2,5920	6,3	89,6	60,5
Décembre	349	2,6784	3,5	54,7	40,2

7.4 Déperditions de chaleur mensuelles par transmission et ventilation

7.4.1 Principe

Les déperditions de chaleur mensuelles par transmission dans un secteur énergétique sont obtenues en multipliant le coefficient de transfert thermique par transmission par la longueur du mois considéré et par l'écart entre la température intérieure moyenne et la température extérieure mensuelle moyenne.

Le calcul des déperditions de chaleur mensuelles par ventilation s'effectue de façon similaire.

7.4.2 Règle de calcul

On détermine les déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation comme suit :

$$\text{Eq. 19} \quad Q_{L,heat,sec i,m} = Q_{T,heat,sec i,m} + Q_{V,heat,sec i,m} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$$\text{Eq. 20} \quad Q_{T,heat,sec i,m} = H_{T,heat,sec i} \cdot (18 - \theta_{e,m}) \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 21} \quad Q_{V,heat,sec i,m} = H_{V,heat,sec i} \cdot (18 - \theta_{e,m}) \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

et avec :

$Q_{T,heat,sec\ i,m}$	les déperditions de chaleur mensuelles par transmission du secteur énergétique i, en MJ ;
$Q_{V,heat,sec\ i,m}$	les déperditions de chaleur mensuelles par ventilation du secteur énergétique i, en MJ ;
$H_{T,heat,sec\ i}$	le coefficient de transfert thermique par transmission du secteur énergétique i, en W/K, déterminé selon le § 7.7 ;
$H_{V,heat,sec\ i}$	le coefficient de transfert thermique par ventilation du secteur énergétique i, en W/K, déterminé selon le § 7.8 ;
18	la valeur de calcul imposée par la présente annexe pour la température intérieure, en °C ;
$\theta_{e,m}$	la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, déterminée selon le Tableau [1] ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, déterminée selon le Tableau [1].

7.5 Gains de chaleur mensuels par ensoleillement et par production interne de chaleur

On détermine les gains de chaleur mensuels par ensoleillement et par production interne de chaleur du secteur énergétique i comme suit :

$$\text{Eq. 22} \quad Q_{g,heat,sec\ i,m} = Q_{i,sec\ i,m} + Q_{s,heat,sec\ i,m} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$Q_{i,sec\ i,m}$	les gains de chaleur mensuels par production interne de chaleur dans le secteur énergétique i, en MJ, déterminés selon le § 7.9 ;
$Q_{s,heat,sec\ i,m}$	les gains de chaleur mensuels par ensoleillement dans le secteur énergétique i, en MJ, déterminés selon le § 7.10.

7.6 Taux d'utilisation des gains de chaleur mensuels

On détermine le taux d'utilisation des gains de chaleur mensuels par secteur énergétique comme suit :

$$\text{Eq. 23} \quad \eta_{util,heat,sec\ i,m} = a/(a+1) \quad \text{pour } Y_{heat,sec\ i,m} = 1$$

$$\eta_{util,heat,sec\ i,m} = \frac{1 - (Y_{heat,sec\ i,m})^a}{1 - (Y_{heat,sec\ i,m})^{a+1}} \quad \text{pour tous les autres cas} \quad (-)$$

avec :

$$\text{Eq. 24} \quad Y_{heat,sec\ i,m} = Q_{g,heat,sec\ i,m} / Q_{L,heat,sec\ i,m} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 25} \quad a = 1 + \frac{T_{heat,sec\ i}}{54000} \quad (-)$$

où :

$Y_{heat,sec\ i,m}$	le rapport entre les gains de chaleur mensuels et les déperditions de chaleur mensuelles du secteur énergétique i, (-) ;
---------------------	--

$Q_{g,heat,sec\ i,m}$	les gains de chaleur mensuels par ensoleillement et par production interne de chaleur du secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.5 ;
$Q_{L,heat,sec\ i,m}$	les déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation du secteur énergétique i , en MJ, déterminées selon le § 7.4 ;
a	un paramètre numérique, (-) ;
$T_{heat,sec\ i}$	la constante de temps du secteur énergétique i , en s.

On suppose que la constante de temps du secteur énergétique i est égale à :

$$\text{Eq. 26} \quad T_{heat,sec\ i} = \frac{C_{sec\ i}}{H_{T,heat,sec\ i} + H_{V,heat,sec\ i}} \quad (s)$$

avec :

$C_{sec\ i}$	la capacité thermique effective du secteur énergétique i , en J/K ;
$H_{T,heat,sec\ i}$	le coefficient de transfert thermique par transmission, en W/K, déterminé selon le § 7.7 ;
$H_{V,heat,sec\ i}$	le coefficient de transfert thermique par ventilation, en W/K, déterminé selon le § 7.8.

La capacité thermique effective du secteur énergétique i , $C_{sec\ i}$, peut être déterminée de manière détaillée ou simplifiée.

7.6.1 Calcul détaillé de la capacité thermique effective du secteur énergétique i

La capacité thermique effective du secteur énergétique i , $C_{sec\ i}$, est déterminée selon la méthode détaillée de la norme NBN EN ISO 13786, pour une période de variations thermiques (T) d'un jour (dans ce cas, $C_{sec\ i}$ correspond à C_m de la norme).

7.6.2 Calcul simplifié de la capacité thermique effective du secteur énergétique i

La capacité thermique effective du secteur énergétique i , $C_{sec\ i}$, est déterminée en trois étapes :

- premièrement, on évalue le caractère "massif" de chaque élément de construction présents dans le secteur énergétique ;
- deuxièmement, on évalue le type de construction du secteur énergétique en fonction du caractère massif des éléments de construction présents dans le secteur énergétique ;
- troisièmement, la capacité thermique effective du secteur énergétique i , $C_{sec\ i}$, est déterminé en fonction du type de construction du secteur énergétique.

1^{re} étape : caractère "massif" d'un élément de construction

Le caractère "massif" d'un élément de construction peut être évalué de manière simplifiée ou détaillée.

Méthode simplifiée

Un élément de construction est considéré comme massif si sa masse, déterminée en partant de l'intérieur jusqu'à une lame d'air ou une couche de conductivité thermique inférieure à $0,20 \text{ W/(m.K)}$, est d'au moins 100 kg/m^2 .

Méthode détaillée

Un élément de construction est considéré comme massif si sa capacité thermique spécifique (κ_m) calculée conformément à la norme NBN EN ISO 13786, pour une période de variations thermiques (T) d'un jour, est supérieure à 45 kJ/m^2 .

2^e étape : type de construction du secteur énergétique

- Le terme 'lourd' s'applique aux secteurs énergétiques dont au moins 90% de la surface des éléments de construction horizontaux, inclinés et verticaux sont massifs.
- Le terme 'mi-lourd' s'applique aux secteurs énergétiques dont au moins 90% des éléments de construction horizontaux sont massifs sans être protégés par une isolation intérieure, ou aux secteurs énergétiques dont au moins 90% des éléments de construction verticaux et inclinés sont massifs.
- Le terme 'peu-lourd' s'applique aux secteurs énergétiques dont 50 à 90% des éléments de construction horizontaux sont massifs sans être protégés par une isolation intérieure, ou aux secteurs énergétiques dont 50 à 90% des éléments de construction verticaux et inclinés sont massifs.
- Le terme 'léger' s'applique à tous les autres secteurs énergétiques.

Dans le présent contexte, un élément de construction est considéré comme :

- horizontal si sa pente est égale à 0° ;
- incliné si sa pente est strictement supérieure à 0° et inférieure à 60° ;
- vertical si sa pente est supérieure ou égale à 60° .

3^e étape : capacité thermique effective du secteur énergétique i, $C_{\text{sec } i}$

La capacité thermique effective du secteur énergétique i, $C_{\text{sec } i}$, est reprise du Tableau [41] en fonction du type de construction.

Tableau [41] : Valeur de la capacité thermique effective $C_{\text{sec } i}$ du secteur énergétique i, méthode simplifiée

Type de construction	$C_{\text{sec } i} \text{ (J/K)}$
Lourd	$123000 V_{\text{sec } i}$
Mi-lourd	$87000 V_{\text{sec } i}$
Peu-lourd	$55000 V_{\text{sec } i}$
Léger	$37000 V_{\text{sec } i}$

avec :

$V_{\text{sec } i}$ le volume du secteur énergétique i, en m^3 .

7.7 Coefficient de transfert thermique par transmission

7.7.1 Principe

Le coefficient de transfert thermique par transmission se développe, comme la géométrie du bâtiment, en trois dimensions. Il faut donc le calculer de manière

tridimensionnelle, voir les normes NBN EN ISO 13789 et NBN EN ISO 10211. Ce genre de calcul tridimensionnel sert de référence.

Le calcul tridimensionnel de référence est remplacé, dans la présente annexe, par un calcul simplifié basé sur les principes suivants :

- l'élément principal des déperditions par transmission est unidimensionnel ;
- la surface entourant le volume protégé est continue sauf au droit des parois mitoyennes avec des espaces adjacents chauffés ;
- et les parois sont planes.

Une paroi plane de surface A se caractérise par un coefficient de transmission thermique U . Tous les nœuds constructifs linéaires de longueur l entre deux parois sont affectés d'un coefficient linéaire de transmission thermique Ψ et tous les nœuds constructifs ponctuels sont affectés d'un coefficient ponctuel de transmission thermique χ . Les nœuds constructifs linéaires et ponctuels, propres à une paroi et répartis sur toute la surface de cette paroi, sont repris dans le coefficient de transmission thermique de cette paroi.

Le coefficient de transfert thermique par transmission est déterminé pour toutes les parois entre le secteur énergétique et l'environnement extérieur (air ou eau), le secteur énergétique et le sol, et le secteur énergétique et les espaces adjacents non chauffés. Il faut également prendre ces parois en considération dans la détermination du coefficient de transfert thermique si elles donnent sur une parcelle attenante, voir également le § 5.2. On suppose qu'il n'y a aucune pertes par transmission vers des espaces adjacents chauffés.

7.7.2 Règle de calcul

On détermine le coefficient de transfert thermique total par transmission pour chaque secteur énergétique comme suit :

$$\text{Eq. 27} \quad H_{T,heat,seci} = H_{T,seci}^{construct\grave{e}ns} + H_{T,seci}^{junctions} \quad (W/K)$$

avec :

$H_{T,seci}^{construct\grave{e}ns}$ le coefficient de transfert thermique total par transmission au travers des parois de la surface de déperdition du secteur énergétique i , en W/K ;

$H_{T,seci}^{junction}$ le coefficient de transfert thermique total par transmission due aux nœuds constructifs du secteur énergétique i , en W/K .

On trouvera davantage d'explications sur les différentes manières de tenir compte des nœuds constructifs (linéaires comme ponctuels) dans l'annexe B.2 au présent arrêté.

On détermine le coefficient de transfert thermique par transmission au travers des parois de la surface de déperdition du secteur énergétique i comme suit :

$$\text{Eq. 28} \quad H_{T,seci}^{construct\grave{e}ns} = H_{D,seci}^{construct\grave{e}ns} + H_{g,seci}^{construct\grave{e}ns} + H_{U,seci}^{construct\grave{e}ns} \quad (W/K)$$

avec :

$H_{T,seci}^{constructions}$	le coefficient de transfert thermique total par transmission au travers des parois de la surface de déperdition du secteur énergétique i, en W/K ;
$H_{D,seci}^{constructions}$	le coefficient de transfert thermique par transmission directe entre le secteur énergétique i et l'air extérieur et entre le secteur énergétique i et l'eau, au travers des parois de la surface de déperdition, en W/K ;
$H_{g,seci}^{constructions}$	le coefficient de transfert thermique par transmission au travers des parois de la surface de déperdition du secteur énergétique i vers le sol, en W/K ;
$H_{U,seci}^{constructions}$	le coefficient de transfert thermique par transmission au travers des parois de la surface de déperdition du secteur énergétique i vers l'extérieur via un espace adjacent non chauffé, en W/K.

Les différents termes sont calculés selon les spécifications plus précises de l'annexe B.1 au présent arrêté.

En ce qui concerne les éléments dont les propriétés thermiques ne sont pas connues ou ne peuvent pas être déterminées (par exemple, couches à structure complexe dans les éléments muraux, etc.), on peut toujours supposer que la résistance thermique propre de la couche ou de l'élément est égale à zéro. Le coefficient de transmission thermique totale est alors entièrement déterminé par les résistances des surfaces de contact avec l'environnement intérieur et extérieur (compte tenu des surfaces développées), et, éventuellement, par les résistances thermiques des autres couches de l'élément.

Il ne faut pas tenir compte des passages de conduites (eau, gaz, électricité, égouts, etc.) et des éléments analogues présents dans les parois extérieures, pour autant que leur surface totale ne dépasse pas 0,25% de la surface totale ($A_{T,E}$) de l'unité PER concernée, à travers laquelle surviennent des déperditions par transmission (donc, à l'exception des parois adjacentes à des espaces adjacents chauffés). Dans ce cas, les éléments susmentionnés se voient attribuer la même valeur U que les parois dans lesquels ils se trouvent.

Quant aux volets, il faut supposer par convention qu'ils sont fermés 8 heures par jour⁴.

7.8 Coefficient de transfert thermique par ventilation

7.8.1 Principe

On détermine le coefficient de transfert thermique par ventilation en multipliant la capacité thermique sensible de 1 m³ d'air par la somme des débits d'air suivants :

- le débit d'air moyen résultant de l'infiltration et de l'exfiltration ;
- le débit d'air moyen résultant de la ventilation hygiénique, compte tenu d'un éventuel facteur de réduction pour le préchauffage ou de multiplication pour le prérefroidissement ;

⁴ Si les volets ne sont pas commandés depuis l'intérieur, aucune réduction ne s'applique.

- le cas échéant, le débit d'air moyen résultant d'une surventilation en cas d'application d'une pompe à chaleur sur l'air de ventilation rejeté pour la préparation d'eau chaude sanitaire ;
- et, pour l'évaluation du risque de surchauffe, le débit d'air moyen résultant de la ventilation par ouverture manuelle des parties ouvrantes.

L'extraction mécanique qui évacue la vapeur d'eau pendant la cuisson d'aliments est ignorée. Il en va de même pour l'extraction mécanique présente dans les toilettes ou la salle de bains, lorsque celle-ci assure une extraction plus élevée de manière temporaire mais n'est pas nécessaire pour satisfaire aux exigences de ventilation des annexes C.2 ou C.3 au présent arrêté. En ce qui concerne la consommation d'énergie des ventilateurs des systèmes mécaniques, on se reportera au § 11.2.

7.8.2 Règle de calcul

On détermine le coefficient de transfert thermique par ventilation du secteur énergétique i comme suit :

- pour les calculs de chauffage :

$$\text{Eq. 29} \quad H_{V,\text{heat},\text{sec } i} = H_{V,\text{inf/exfilt},\text{heat},\text{sec } i} + H_{V,\text{hyg},\text{heat},\text{sec } i} + H_{V,\text{over},\text{heat},\text{sec } i} \quad (\text{W/K})$$

- pour les calculs de refroidissement :

$$\text{Eq. 30} \quad H_{V,\text{cool},\text{sec } i,\text{m}} = \left(\begin{array}{c} H_{V,\text{inf/exfilt},\text{cool},\text{sec } i} + H_{V,\text{hyg},\text{cool},\text{sec } i,\text{m}} \\ + H_{V,\text{over},\text{cool},\text{sec } i} \end{array} \right) \quad (\text{W/K})$$

- pour les calculs de l'indicateur de surchauffe :

$$\text{Eq. 31} \quad H_{V,\text{overh},\text{sec } i,\text{m}} = \left(\begin{array}{c} H_{V,\text{inf/exfilt},\text{overh},\text{sec } i} + H_{V,\text{hyg},\text{overh},\text{sec } i,\text{m}} \\ + H_{V,\text{over},\text{overh},\text{sec } i} + H_{V,\text{free,nat},\text{overh},\text{sec } i} \end{array} \right) \quad (\text{W/K})$$

avec :

$H_{V,\text{heat},\text{sec } i}$	le coefficient de déperdition de chaleur par ventilation du secteur énergétique i pour les calculs de chauffage, en W/K ;
$H_{V,\text{cool},\text{sec } i,\text{m}}$	le coefficient de déperdition mensuel de chaleur par ventilation du secteur énergétique i pour les calculs de refroidissement, en W/K ;
$H_{V,\text{overh},\text{sec } i,\text{m}}$	le coefficient de déperdition mensuel de chaleur par ventilation du secteur énergétique i pour les calculs de l'indicateur de surchauffe, en W/K ;
$H_{V,\text{in/exfilt},\text{heat},\text{sec } i}$, $H_{V,\text{in/exfilt},\text{cool},\text{sec } i}$ et $H_{V,\text{in/exfilt},\text{overh},\text{sec } i}$	le coefficient de déperdition de chaleur par in/exfiltration pour la détermination des besoins de chauffage, de refroidissement et pour l'indicateur de surchauffe, déterminé selon le § 7.8.3, en W/K ;
$H_{V,\text{hyg},\text{heat},\text{sec } i}$	le coefficient de déperdition de chaleur par ventilation hygiénique pour la détermination des besoins de chauffage, déterminé selon le § 7.8.5, en W/K ;
$H_{V,\text{hyg},\text{cool},\text{sec } i,\text{m}}$ et $H_{V,\text{hyg},\text{overh},\text{sec } i,\text{m}}$	le coefficient de déperdition mensuel de chaleur par ventilation hygiénique pour la détermination des

besoins de refroidissement et pour l'indicateur de surchauffe, déterminé selon le § 7.8.5, en W/K ;

$H_{V,over,heat,sec i}$, $H_{V,over,cool,sec i}$ et $H_{V,over,overh,sec i}$ le coefficient de déperdition de chaleur par surventilation pour la détermination des besoins de chauffage, de refroidissement et pour l'indicateur de surchauffe, déterminé selon le § 7.8.7, en W/K ;

$H_{V,free,nat,overh,sec i}$ le coefficient de déperdition de chaleur par ventilation par l'ouverture manuelle des parties ouvrantes pour la détermination de l'indicateur de surchauffe, déterminé selon le § 7.8.8, en W/K.

7.8.3 Coefficient de déperdition de chaleur par in/exfiltration

Les expressions pour les coefficients de déperdition de chaleur par infiltration/exfiltration pour le secteur énergétique i sont les suivantes :

- pour les calculs de chauffage :

$$\text{Eq. 32} \quad H_{V,in/exfilt,heat,sec i} = 0,34 \cdot \dot{V}_{in/exfilt,heat,sec i} \quad (\text{W/K})$$

- pour les calculs de refroidissement :

$$\text{Eq. 33} \quad H_{V,in/exfilt,cool,sec i} = 0,34 \cdot \dot{V}_{in/exfilt,cool,sec i} \quad (\text{W/K})$$

- pour les calculs de l'indicateur de surchauffe :

$$\text{Eq. 34} \quad H_{V,in/exfilt,overh,sec i} = 0,34 \cdot \dot{V}_{in/exfilt,overh,sec i} \quad (\text{W/K})$$

avec :

$\dot{V}_{in/exfilt,heat,sec i}$, $\dot{V}_{in/exfilt,cool,sec i}$ et $\dot{V}_{in/exfilt,overh,sec i}$ le débit d'in/exfiltration à travers l'enveloppe non étanche du bâtiment dans le secteur énergétique i , respectivement pour les calculs de chauffage, pour les calculs de refroidissement et pour l'indicateur de surchauffe, tel que déterminé ci-après, en m³/h.

7.8.4 Débit d'infiltration et d'exfiltration

Le débit moyen d'in/exfiltration à appliquer dans le secteur énergétique i , en m³/h, est donné de manière conventionnelle par :

- pour les calculs de chauffage :

$$\text{Eq. 35} \quad \dot{V}_{in/exfilt,heat,sec i} = 0,04 \cdot \dot{V}_{50,heat} \cdot A_{T,E,sec i} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

- pour les calculs de refroidissement :

$$\text{Eq. 36} \quad \dot{V}_{in/exfilt,cool,sec i} = 0,04 \cdot \dot{V}_{50,cool} \cdot A_{T,E,sec i} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

- pour les calculs de l'indicateur de surchauffe :

$$\text{Eq. 37} \quad \begin{aligned} &\text{si } H_{V,\text{freon},\text{overh},\text{seci}} = 0 : \dot{V}_{\text{in/exfil},\text{overh},\text{seci}} = 0,04 \cdot \dot{V}_{50,\text{overh}} \cdot A_{T,E,\text{seci}} \\ &\text{si } H_{V,\text{freon},\text{overh},\text{seci}} > 0 : \dot{V}_{\text{in/exfil},\text{overh},\text{seci}} = 0 \end{aligned} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

avec :

$\dot{V}_{50,\text{heat}}$, $\dot{V}_{50,\text{cool}}$ et $\dot{V}_{50,\text{overh}}$ le débit de fuite à 50 Pa par unité de surface, respectivement pour les calculs de chauffage, les calculs de refroidissement et pour l'indicateur de surchauffe, tel que déterminé ci-après, en $\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$;

$A_{T,E,\text{seci}}$ la surface totale de toutes les parois qui enveloppent le secteur énergétique i et à travers lesquelles des déperditions par transmission sont considérées lors de la détermination de la performance énergétique⁵ (voir également les § 5 et 7.7), en m^2 .

Si une mesure de l'étanchéité à l'air de l'ensemble de l'unité PER (ou le cas échéant d'une partie plus grande du volume protégé) est réalisée, le débit de fuite à 50 Pa par unité de surface, $\dot{V}_{50,\text{heat}}$ et $\dot{V}_{50,\text{cool}}$, en $\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$, est de :

$$\text{Eq. 38} \quad \dot{V}_{50,\text{heat}} = \dot{V}_{50,\text{cool}} = \dot{V}_{50,\text{overh}} = \frac{\dot{V}_{50}}{A_{\text{test}}} \quad (\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2))$$

avec :

A_{test} la surface totale (sur base des dimensions extérieures) des parois qui enveloppent le volume mesuré lors de l'essai d'étanchéité à l'air, à l'exception des parois contigües à des espaces adjacents chauffés, en m^2 ;

$\dot{V}_{50}$ le débit de fuite à 50 Pa de l'enveloppe extérieure, en m^3/h , déduit de l'essai d'étanchéité à l'air mesuré conformément à la méthode A de la norme NBN EN 13829 et aux spécifications complémentaires déterminées par le Ministre.

Sinon, les valeurs par défaut suivantes sont d'application, en $\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$:

- pour les calculs de chauffage : $\dot{V}_{50,\text{heat}} = 12$;
- pour les calculs de refroidissement : $\dot{V}_{50,\text{cool}} = 0$;
- pour les calculs de l'indicateur de surchauffe : $\dot{V}_{50,\text{overh}} = 0$.

Le Ministre peut déterminer des spécifications complémentaires concernant les mesures d'étanchéité à l'air.

7.8.5 Coefficient de déperdition de chaleur par ventilation hygiénique

Le coefficient de déperdition de chaleur par ventilation hygiénique est donné par :

- pour les calculs de chauffage :

⁵ Par conséquent, seules les constructions qui constituent la séparation entre le secteur énergétique et des espaces adjacents chauffés, ne sont pas prises en compte dans le calcul de $A_{T,E,\text{seci}}$.

$$\text{Eq. 39} \quad H_{V,\text{hyg,heat,sec } i} = 0,34 \, r_{\text{preh,heat,sec } i} \, \dot{V}_{\text{hyg,heat,sec } i} \quad (\text{W/K})$$

- pour les calculs de refroidissement :

$$\text{Eq. 40} \quad H_{V,\text{hyg,cool,seci,m}} = 0,34 \, r_{\text{preh,cool,seci}} \, r_{\text{precool,seci,m}} \, \dot{V}_{\text{hyg,cool,seci}} \quad (\text{W/K})$$

- pour les calculs de l'indicateur de surchauffe :

$$\text{Eq. 41} \quad H_{V,\text{hyg,overh,seci,m}} = 0,34 \, r_{\text{preh,overh,seci}} \, r_{\text{precool,seci,m}} \, \dot{V}_{\text{hyg,overh,seci}} \quad (\text{W/K})$$

avec :

$r_{\text{preh,heat,sec } i}$, $r_{\text{preh,cool,sec } i}$ et $r_{\text{preh,overh,sec } i}$ la valeur du facteur de réduction pour l'effet du préchauffage sur les besoins nets en énergie, respectivement pour les calculs de chauffage, pour les calculs de refroidissement et pour l'indicateur de surchauffe, calculé selon l'Annexe B de la présente annexe, (-) ;

$\dot{V}_{\text{hyg,heat,seci}}$, $\dot{V}_{\text{hyg,cool,seci}}$ et $\dot{V}_{\text{hyg,overh,seci}}$ le débit de ventilation hygiénique dans le secteur énergétique i , respectivement pour les calculs de chauffage, pour les calculs de refroidissement et pour l'indicateur de surchauffe, tel que déterminé ci-après, en m^3/h ;

$r_{\text{precool,seci,m}}$ un facteur de multiplication mensuel pour l'effet de pré-refroidissement de l'air de ventilation pour les calculs de refroidissement et pour l'indicateur de surchauffe, calculée selon l'Annexe B de la présente annexe, (-).

7.8.6 Débit de ventilation hygiénique

On détermine le débit de ventilation hygiénique du secteur énergétique i comme suit :

$$\text{Eq. 42} \quad \dot{V}_{\text{hyg,heat,seci}} = \left[0,2 + 0,5 \cdot e^{\left(\frac{-V_{\text{EPR}}}{500} \right)} \right] \cdot f_{\text{reduc,vent,heat,seci}} \cdot m_{\text{heat,seci}} \cdot V_{\text{seci}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$$\text{Eq. 43} \quad \dot{V}_{\text{hyg,cool,seci}} = \left[0,2 + 0,5 \cdot e^{\left(\frac{-V_{\text{EPR}}}{500} \right)} \right] \cdot f_{\text{reduc,vent,cool,seci}} \cdot m_{\text{cool,seci}} \cdot V_{\text{seci}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$$\text{Eq. 44} \quad \dot{V}_{\text{hyg,overh,seci}} = \left[0,2 + 0,5 \cdot e^{\left(\frac{-V_{\text{EPR}}}{500} \right)} \right] \cdot f_{\text{reduc,vent,overh,seci}} \cdot m_{\text{overh,seci}} \cdot V_{\text{seci}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

avec :

V_{EPR} le volume total de l'unité PER, voir le § 6 , en m^3 ;

$f_{\text{reduc,vent,heat,seci}}$, $f_{\text{reduc,vent,cool,seci}}$ et $f_{\text{reduc,vent,overh,seci}}$ un facteur de réduction pour la ventilation dans le secteur énergétique i , respectivement pour les calculs de chauffage, pour les calculs de refroidissement et pour l'indicateur de surchauffe, comme déterminé ci-dessous, (-) ;

$m_{\text{heat,sec } i}$, $m_{\text{cool,sec } i}$ et $m_{\text{overh,sec } i}$ un facteur multiplicateur qui est fonction du système de ventilation dans le secteur énergétique i et de la qualité d'exécution de ce dernier, respectivement pour les calculs

de chauffage, pour les calculs de refroidissement et pour l'indicateur de surchauffe comme déterminé ci-dessous ;

$V_{\text{sec } i}$ le volume du secteur énergétique i , en m^3 .

La valeur par défaut de $f_{\text{reduc,vent,heat,sec } i}$, $f_{\text{reduc,vent,cool,sec } i}$ et $f_{\text{reduc,vent,overh,sec } i}$ est 1. Des valeurs plus favorables sont à déterminer selon des règles déterminées par le Ministre ou, à défaut, sur base d'une demande d'équivalence.

La valeur du facteur multiplicateur $m_{\text{heat,sec } i}$, $m_{\text{cool,sec } i}$ et $m_{\text{overh,sec } i}$ peut varier entre 1,0 et 1,5. La valeur par défaut de $m_{\text{heat,sec } i}$ est de 1,5. La valeur par défaut pour $m_{\text{cool,sec } i}$ et $m_{\text{overh,sec } i}$ est de 1,0. Pour déterminer des valeurs plus favorables, on se référera à l'Annexe B de la présente annexe.

7.8.7 Coefficient de déperdition de chaleur par surventilation

Pour un système de ventilation mécanique où l'air est extrait mécaniquement, l'air rejeté peut être utilisé par une pompe à chaleur comme source de chaleur pour la préparation d'eau chaude sanitaire.

Dans ce cas, on parle de surventilation lorsque la quantité d'air repris, nécessaire pour le bon fonctionnement de la pompe à chaleur à un moment donné, se situe au-dessus du débit de ventilation hygiénique à ce moment.

L'expression pour les coefficients de déperdition de chaleur par surventilation pour le secteur énergétique i est la suivante :

$$\text{Eq. 45} \quad H_{V,\text{over,heat,sec } i} = H_{V,\text{over,cool,sec } i} = H_{V,\text{over,overh,sec } i} = 0,34 \cdot \dot{V}_{\text{over,sec } i} \quad (\text{W/K})$$

avec :

$\dot{V}_{\text{over,sec } i}$ le débit d'air supplémentaire déterminé tel que ci-après, résultant d'une surventilation dans le secteur énergétique i , dans le cas des systèmes à extraction mécanique où une pompe à chaleur utilise l'air rejeté comme source de chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire, en m^3/h .

L'effet de la surventilation n'est pas encore pris en compte. On considère donc : $\dot{V}_{\text{over,sec } i} = 0$.

7.8.8 Coefficient de déperdition de chaleur par ventilation par l'ouverture manuelle des parties ouvrantes

L'expression pour le coefficient de perte de chaleur par ventilation par l'ouverture manuelle des parties ouvrantes est la suivante :

$$\text{Eq. 46} \quad H_{V,\text{free,nat,overh,sec } i} = 0,34 \cdot \dot{V}_{\text{free,nat,overh,sec } i} \quad (\text{W/K})$$

avec :

$\dot{V}_{\text{free,nat,overh,sec } i}$ le débit de ventilation utilisé pour la détermination de l'indicateur de surchauffe dans le cas de la ventilation par l'ouverture manuelle des parties ouvrantes, déterminé selon le § 7.8.9, en m^3/h .

Le débit de ventilation utilisé pour la détermination de l'indicateur de surchauffe dans le cas de la ventilation par l'ouverture manuelle des parties ouvrantes est déterminé sur base du Tableau [37] en fonction du potentiel de ventilation intensive.

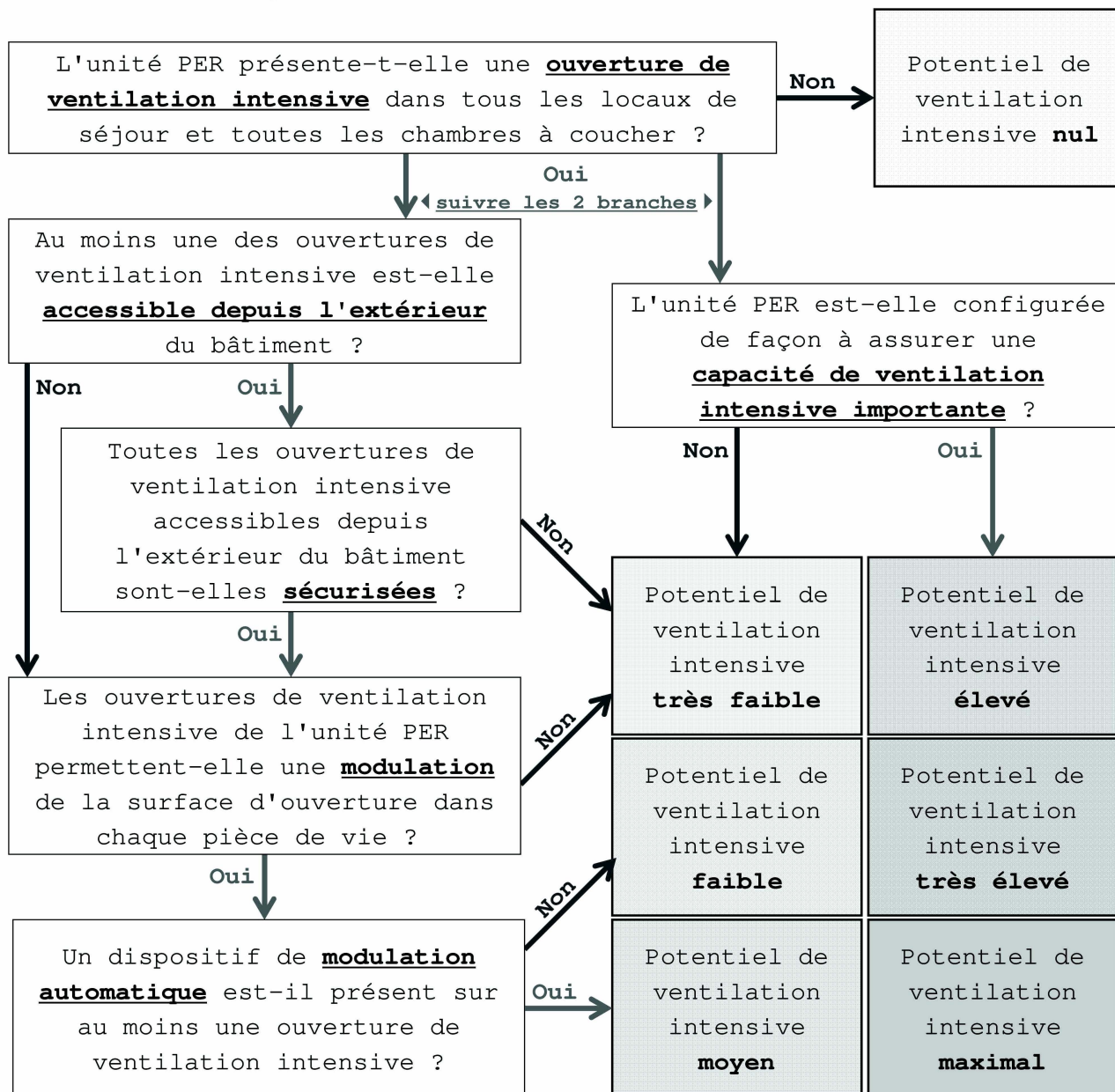
Tableau [37] : Valeurs du débit de ventilation par ouverture des fenêtres selon le potentiel de ventilation intensive

Potentiel de ventilation intensive	$\dot{V}_{\text{free, nat, overh, sec i}}$ (m ³ /h)
Potentiel de ventilation intensive nul	0
Potentiel de ventilation intensive très faible	0,15 . V _{seci}
Potentiel de ventilation intensive faible	0,20 . V _{seci}
Potentiel de ventilation intensive moyen	0,40 . V _{seci}
Potentiel de ventilation intensive élevé	0,55 . V _{seci}
Potentiel de ventilation intensive très élevé	0,70 . V _{seci}
Potentiel de ventilation intensive maximal	1,10 . V _{seci}

7.8.9 Potentiel de ventilation intensive

La détermination du potentiel de ventilation intensive se fait pour l'ensemble de l'unité PER sur base de l'organigramme de la Figure [2] ci-dessous dont les différents termes sont définis ci-après :

Figure [2] : Potentiel de ventilation intensive



Une ouverture de ventilation intensive s'apparente à un, ou la combinaison de plusieurs, élément ouvrant de type fenêtre, panneau, porte, porte-fenêtre ou grille, dont la surface cumulée permettant le passage d'air est supérieure à 6.4% de la superficie plancher nette totale du local d'implantation.

Le caractère d'accessibilité depuis l'extérieur d'une ouverture de ventilation intensive est établi selon les règles déterminées par le Ministre ou, par défaut, une ouverture est considérée comme étant accessible depuis l'extérieur du bâtiment.

Une ouverture de ventilation intensive est considérée sécurisée si soit elle offre la possibilité d'une position d'ouverture fixe permettant un passage d'air d'une hauteur ou largeur ne dépassant pas 15 cm, soit elle est équipée d'un dispositif, fixe ou mobile mais présentant des positions fixes, divisant l'ouverture en éléments dont la hauteur ou la largeur de passage d'air ne dépasse pas 15 cm. L'impact de la présence de l'élément de sécurisation sur la surface de passage d'air et la réduction de débit liée sont négligés.

Une ouverture de ventilation intensive permet une modulation de la surface d'ouverture si elle offre au moins une configuration d'ouverture fixe entre les configurations complètement ouverte et complètement fermée.

Une ouverture est équipée d'un dispositif de modulation automatique si elle est équipée d'un dispositif de robotisation dont le module de gestion intègre les données d'une sonde de température intérieure.

Une unité PER est configurée de façon à assurer une capacité de ventilation intensive importante si elle permet une ventilation soit traversante par des ouvertures distribuées sur au moins deux façades dont l'orientation diffère de 90° ou plus, soit par effet cheminée par des ouvertures dont les hauteurs moyennes sont distantes d'au moins 3 m selon un axe vertical.

7.9 Gains de chaleur internes mensuels

7.9.1 Principe

Les gains de chaleur internes sont égaux à toute la chaleur produite dans un secteur énergétique par des sources internes, à l'exception du système de chauffage des locaux : par exemples l'émission de chaleur des personnes, de l'éclairage et des appareils. Dans le cadre de la réglementation, on établit leur valeur de manière forfaitaire. Dans les espaces adjacents non chauffés, les gains de chaleur internes sont par hypothèse égaux à zéro.

7.9.2 Règle de calcul

On détermine les gains de chaleur internes dans un secteur énergétique i pendant un mois donné comme suit :

$$\begin{aligned} \text{Eq. 50} \quad \text{si } V_{\text{EPR}} \leq 192 \text{ m}^3 : Q_{i,\text{seci},m} &= (1,41.V_{\text{EPR}} + 78) \cdot \frac{V_{\text{seci}}}{V_{\text{EPR}}} \cdot t_m \\ \text{si } V_{\text{EPR}} > 192 \text{ m}^3 : Q_{i,\text{seci},m} &= (0,67.V_{\text{EPR}} + 220) \cdot \frac{V_{\text{seci}}}{V_{\text{EPR}}} \cdot t_m \quad (\text{MJ}) \end{aligned}$$

avec :

V_{EPR} le volume total de l'unité PER, voir le § 6 , en m³ ;
 $V_{\text{sec } i}$ le volume du secteur énergétique i , en m³ ;
 t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1].

7.10 Gains solaires mensuels

7.10.1 Principe

Les gains solaires relatifs à un mois donné se composent de la somme de 3 termes :

- les gains solaires par les parois transparentes, à l'exception des parois en briques de verre ;
- les gains solaires par les systèmes d'énergie solaire passifs non ventilés ;
- les gains solaires provenant d'espaces adjacents non chauffés.

Les systèmes d'énergie solaire passifs ventilés avec de l'air extérieur ou intérieur doivent être déterminés selon des règles déterminées par le Ministre ou, à défaut, sur base d'une demande d'équivalence et se baser sur l'annexe F de la norme NBN EN 13790.

7.10.2 Règle de calcul

On détermine les gains solaires dans un secteur énergétique i pendant un mois donné comme suit :

$$\text{Eq. 51} \quad Q_{s, \text{heat}, \text{sec } i, m} = \sum_{j=1}^m Q_{s, \text{heat}, \text{tr}, m, j} + \sum_{k=1}^n Q_{s, \text{heat}, \text{ps}, m, k} + \sum_{l=1}^p Q_{s, \text{heat}, \text{sec } i, U, m, l} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$Q_{s, \text{heat}, \text{tr}, m, j}$	les gains solaires par une paroi transparente j pendant le mois considéré, en MJ, déterminés selon le § 7.10.3 ;
$Q_{s, \text{heat}, \text{ps}, m, k}$	les gains solaires par un système d'énergie solaire passif non ventilé k pendant le mois considéré, en MJ, déterminés selon le § 7.10.4 ;
$Q_{s, \text{heat}, \text{sec } i, U, m, l}$	la part des gains solaires, pendant le mois considéré, de l'espace adjacent non chauffé l qui profite indirectement au secteur énergétique i , en MJ, déterminée selon les Annexe A et Annexe C de la présente annexe.

A cette fin, il faut effectuer une somme sur toutes les parois transparentes j à l'exception des parois en briques de verre, tous les systèmes d'énergie solaire passifs non ventilés k et tous les espaces adjacents non chauffés l du secteur énergétique i . La façon de traiter les espaces adjacents non chauffés se trouve à l'Annexe A de la présente annexe.

L'indice 'heat' (c.-à-d. la valeur utilisée pour la détermination des besoins nets en énergie pour le chauffage) est remplacé par l'indice 'cool' pour la détermination des besoins nets en énergie pour le refroidissement et par l'indice 'overh' pour la détermination de l'indicateur de surchauffe.

7.10.3 Gains solaires par une paroi transparente

7.10.3.1 Principe

L'importance des gains solaires par une paroi transparente dépend de l'écran formé par des éléments de l'environnement étrangers au bâtiment ou liés au bâtiment, par des protections solaires fixes et par des protections solaires mobiles. L'écran formé par des éléments de l'environnement est pris en compte dans le calcul de l'ensoleillement incident ; l'écran formé par une protection solaire l'est par adaptation du facteur solaire g .

7.10.3.2 Règle de calcul

Les gains solaires par la paroi transparente j , $Q_{s,heat,tr,m,j}$, sont donnés par :

$$\text{Eq. 52} \quad Q_{s,heat,tr,m,j} = 0,95 \cdot g_{m,j} \cdot A_{g,j} \cdot I_{s,m,j,shad} \quad (\text{MJ})$$

avec :

0,95	le facteur de réduction lié à la salissure ;
$g_{m,j}$	le facteur solaire mensuel de la paroi transparente j , déterminé selon le § 7.10.3.3, (-) ;
$A_{g,j}$	la surface vitrée de la paroi transparente j en m^2 ;
$I_{s,m,j,shad}$	l'ensoleillement de la paroi transparente j pour le mois considéré, compte tenu de l'ombrage d'obstacles fixes, en MJ/m^2 , déterminé selon l'Annexe C de la présente annexe.

Pour les lanterneaux, la surface vitrée $A_{g,j}$ de l'Eq. 52 $Q_{s,heat,tr,m,j} = 0,95 \cdot g_{m,j} \cdot A_{g,j} \cdot I_{s,m,j,shad}$ est remplacée par la surface de la projection horizontale de la surface extérieure éclairante $A_{t,flat}$ telle que définie dans la norme NBN EN 1873.

Si la paroi transparente j est une fenêtre dont la valeur U est déterminée avec la méthode simplifiée, il faut toujours prendre :

$$\begin{aligned} \text{Eq. 53} \quad & \text{Si } U_g \leq U_f : A_{g,j} = 0,7 \cdot A_{w,d,j} \\ & \text{Si } U_g > U_f : A_{g,j} = 0,8 \cdot A_{w,d,j} \end{aligned} \quad (\text{m}^2)$$

avec :

$A_{w,d,j}$	la surface de l'ouverture de jour de la fenêtre j , en m^2 .
-------------	---

7.10.3.3 Facteur solaire mensuel $g_{m,j}$ d'une paroi transparente

7.10.3.3.1 Principe

Le facteur solaire mensuel d'une paroi transparente ($g_{m,j}$) est déterminé par le facteur solaire de la partie transparente de cette paroi transparente et par la nature de la protection solaire. A cet égard, il convient d'établir une distinction entre protection solaire intérieure, protection solaire extérieure et protection solaire intégrée. Une protection solaire intérieure se trouve du côté intérieur de la paroi transparente, une protection solaire extérieure se trouve du côté extérieur, et une protection solaire intégrée se trouve entre les vitres qui constituent ensemble la partie transparente. Les protections solaires peuvent se situer dans le plan et en-dehors du plan de la paroi transparente. Les volets, volets roulants, stores et persiennes sont des exemples de protections solaires situées dans le plan de la paroi transparente. Les marquises, stores à projection et bannes solaires sont des exemples de protections solaires hors du plan de la paroi transparente. Une protection solaire composée exclusivement d'écrans architectoniques est traitée comme un élément de l'environnement lié au bâtiment. Par ailleurs, les protections solaires peuvent être fixes, à commande manuelle ou automatique (distinction importante pour la détermination du facteur d'utilisation $a_{c,m,j}$). La position d'une protection solaire fixe est immuable ; les protections solaires à commande manuelle ou automatique ont au moins deux positions. Une commande automatique exige un activateur piloté de manière automatique (par exemple, un moteur) et au moins un capteur d'ensoleillement par orientation de façade ou un détecteur d'absence qui referme la protection solaire en cas

d'absence. En présence d'une protection solaire intégrée où l'espace intérieur est ventilé avec de l'air intérieur ou extérieur, le facteur solaire doit faire l'objet d'une demande d'équivalence.

7.10.3.3.2 Règle de calcul

On détermine le facteur solaire mensuel d'une paroi transparente comme suit :

$$\text{Eq. 54} \quad g_{m,j} = 0,9.(a_{c,m} F_c + (1 - a_{c,m})).g_{g,\perp} \quad (-)$$

avec :

0,9	une valeur fixe pour la correction de l'angle d'incidence, (-) ;
F_c	le facteur de réduction pour protection solaire, (-), déterminé selon le § 7.10.3.4 ;
$a_{c,m}$	le facteur d'utilisation mensuel de la protection solaire, (-), déterminé selon le § 7.10.3.5 ;
$g_{g,\perp}$	le facteur solaire du vitrage pour une incidence normale, (-), déterminé selon la norme NBN EN 410 (dans laquelle il est désigné par le symbole g).

Si une paroi transparente est équipée de plusieurs systèmes de protection solaire mobile (par exemple, protection intérieure et extérieure), il faut prendre en considération le système qui possède la plus haute valeur F_c pour les calculs de chauffage, et le système possédant la valeur F_c la plus basse pour l'évaluation de l'indicateur de surchauffe et des besoins nets en énergie pour le refroidissement des espaces.

7.10.3.4 Facteur de réduction F_c pour protection solaire

7.10.3.4.1 Protection solaire dans le plan de la paroi transparente

Le facteur de réduction pour une protection solaire située dans le plan de la paroi transparente est donné par le rapport entre le facteur solaire pour une incidence normale de la combinaison de la partie transparente et de la protection solaire, et le facteur solaire pour une incidence normale de la seule partie transparente :

$$\text{Eq. 55} \quad F_c = \frac{g_{g+C,\perp}}{g_{g,\perp}} \quad (-)$$

avec :

$g_{g+C,\perp}$	le facteur solaire pour une incidence normale de la combinaison de la partie transparente et de la protection solaire, (-), déterminé selon les normes NBN EN 13363-1, NBN EN 13363-2 ou ISO 15099, NBN EN 13363-1, peut uniquement être appliqué si toutes les conditions spécifiées dans la norme sont respectées NBN EN ISO 52022-1, NBN EN ISO 52022-3 (dans lesquelles il est désigné par le symbole et l'indice g_{tot}) ou selon la norme ISO 15099. La norme NBN EN ISO 52022-1 peut uniquement être appliquée si toutes les conditions spécifiées dans celle-ci sont respectées ;
$g_{g,\perp}$	le facteur solaire pour une incidence normale pour la partie transparente de la paroi transparente, (-), déterminé selon la norme NBN EN 410 (dans laquelle il est désigné par le symbole g).

Si $g_{g+C,+}$ n'est pas indiqué, il faut utiliser les valeurs par défaut du Tableau [3]. Ces valeurs sont indépendantes du facteur solaire de la partie transparente et restent constantes tout au long de l'année.

Tableau [3] : Valeurs par défaut pour le facteur de réduction F_c pour une protection solaire dans le plan de la paroi transparente

Système de protection solaire	F_c
Protection solaire extérieure	0,50
Protection solaire intégrée non ventilée	0,60
Protection solaire intérieure	0,90
Tous les autres cas	1,00

7.10.3.4.2 Protection solaire non située dans le plan de la paroi transparente

Seules les protections solaires ayant un facteur de transmission solaire (moyenné sur la surface) $\tau_{e,dir,h}$ (angle d'incidence perpendiculaire, transmission hémisphérique) inférieur à 30% sont prises en considération. Les protections solaires qui ne satisfont pas à ce critère sont négligées.

Le facteur de réduction moyen mensuel F_c pour une protection solaire non située dans le plan de la paroi transparente est donné par le rapport entre l'ensoleillement mensuel sur la paroi transparente ombragée par la protection solaire et l'ensoleillement mensuel de la paroi transparente non ombragée :

Eq. 56
$$F_c = \frac{I_{s,m,j,shad,wC}}{I_{s,m,j,shad,wO}} \quad (-)$$

avec :

- $I_{s,m,j,shad,wC}$

l'ensoleillement sur la paroi transparente j pour le mois considéré, compte tenu de l'ombrage assuré tant par les obstacles fixes que par la protection solaire, en MJ/m², déterminé selon l'Annexe C de la présente annexe. Ceci exige de déterminer l'angle de surplomb α_v . La protection solaire est traitée ici comme si elle était opaque.
- $I_{s,m,j,shad,wO}$

l'ensoleillement sur la paroi transparente j pour le mois considéré, compte tenu uniquement de l'ombrage d'obstacles fixes, en MJ/m², déterminé selon l'Annexe C de la présente annexe.

7.10.3.5 Facteur d'utilisation mensuel $a_{c,m}$

Le facteur d'utilisation mensuel $a_{c,m}$ doit être déterminé par paroi transparente, en fonction du type de commande (manuelle ou automatique) et en fonction de l'orientation φ_j et de l'inclinaison θ_j de la surface vitrée j.

Avec une protection solaire fixe, $a_{c,m}$ est toujours égal à 1.

En cas de protection solaire mobile, on tire $a_{c,m}$ du Tableau [4]. Les tableaux C1 et C2 sont repris à l'Annexe C de la présente annexe. La valeur varie selon qu'il

s'agit de la détermination des besoins nets en énergie pour le chauffage ou pour le refroidissement, ou de l'indicateur de surchauffe.

Tableau [4] : Le facteur d'utilisation moyen $a_{c,m}$, en fonction du type de calcul

Calcul Commande	Chauffage	Refroidissement	Surchauffe
Manuelle	0,0	0,2	Tableaux C1
Automatique	0,0	max(0 ; Tableaux C2 diminué de 0,1)	Tableaux C2

7.10.4 Gains solaires par un système d'énergie solaire passif non ventilé

7.10.4.1 Définitions

Un système d'énergie solaire passif non ventilé est une construction composée d'une partie extérieure transparente et d'une partie intérieure opaque, et où aucune circulation d'air extérieur ou intérieur n'a lieu dans la(les) lame(s) d'air (éventuellement) présente(s). Les murs (massifs) avec sur-vitrage, combinés ou non avec une isolation transparente supplémentaire, en sont des exemples.

7.10.4.2 Règle de calcul

On détermine les gains solaires d'un système d'énergie solaire passif non ventilé k pendant le mois considéré comme suit :

$$\text{Eq. 57} \quad Q_{s,heat,ps,m,k} = g_{eff,t,m,k} \cdot A_{ps,g,k} \cdot I_{s,m,k,shad} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$g_{eff,t,m,k}$	le facteur solaire effectif du système k , tel que déterminé ci-après, (-) ;
$A_{ps,g,k}$	la surface transparente du système d'énergie solaire passif k , en m^2 ;
$I_{s,m,k,shad}$	l'ensoleillement sur le système k pour le mois considéré, compte tenu de l'ombrage d'obstacles fixes, en MJ/m^2 , déterminé selon l'Annexe C de la présente annexe.

On détermine $g_{eff,t,m,k}$ comme suit :

- concernant les systèmes constructifs extérieurs ayant une transmission non négligeable de l'énergie solaire, la valeur effective est proportionnelle à l'absorption de la partie opaque :

$$\text{Eq. 58} \quad g_{eff,t,m,k} = \alpha \cdot (g_{t,h} - c_{m,k} \cdot g_{t,\perp}) \frac{U}{U_{te}} \quad (-)$$

- concernant les systèmes constructifs extérieurs ayant une transmission négligeable de l'énergie solaire (par exemple, les constructions dans lesquelles un absorbeur est intégré), on adapte la valeur déterminée sur la base de mesures afin de tenir compte de la résistance thermique de la lame d'air (non ventilée) entre le système constructif et la partie opaque :

$$\text{Eq. 59} \quad g_{eff,t,m,k} = (R_{se} + R_t) \cdot (g_{t,h} - c_{m,k} \cdot g_{t,\perp}) \cdot U \quad (-)$$

avec :

$$\text{Eq. 60} \quad U = 1 / (R_{se} + R_t + R_{al} + R_i + R_{si}) \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{K})$$

$$\text{Eq. 61} \quad U_{te} = 1 / (R_{se} + R_t + R_{al}) \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{K})$$

et avec :

α	le coefficient d'absorption de la partie opaque, (-) ;
$g_{t,h}$	le facteur solaire du système constructif pour un rayonnement solaire hémisphérique diffus, (-) ;
$c_{m,k}$	un coefficient repris au Tableau [5], (-) ;
$g_{t,\perp}$	le facteur solaire du système constructif sous un angle d'incidence normal, (-) ;
U	le coefficient de transmission thermique de l'élément de construction, de l'intérieur vers l'extérieur, en $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$;
U_{te}	le coefficient de transmission thermique externe de l'élément de construction, depuis la surface qui délimite le système constructif jusqu'à l'environnement extérieur, en $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$;
R_{se}	la résistance thermique superficielle externe, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$;
R_t	la résistance thermique du système constructif, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$;
R_{si}	la résistance thermique superficielle interne, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$;
R_{al}	la résistance thermique de la couche d'air (non ventilée) entre la partie opaque et le système constructif, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$;
R_i	la résistance thermique de la partie opaque derrière le système constructif, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$.

Tableau [5] : Coefficients $c_{m,k}$ pour le calcul du facteur solaire effectif d'une isolation transparente sur la base des valeurs mesurées pour l'incidence perpendiculaire et hémisphérique (pour les murs verticaux)

	Jan	Fév	Mar	Avr	Mai	Juin	Juil	Aoû	Sept	Oct	Nov	Déc
S	-0,105	-0,067	-0,023	0,042	0,073	0,089	0,094	0,062	0,005	-0,054	-0,093	-0,105
SO/SE	-0,034	-0,027	-0,010	0,002	0,022	0,037	0,036	0,013	-0,015	-0,025	-0,034	-0,026
O/E	0,054	0,033	0,016	-0,012	-0,005	-0,002	-0,012	-0,007	-0,001	0,024	0,049	0,052
NO/NE	0,002	0,008	0,016	0,030	0,018	0,013	0,013	0,024	0,033	0,014	0,004	0,000
N	0,000	0,000	0,000	0,011	0,021	0,031	0,042	0,012	0,000	0,000	0,000	0,000

8 Risque de surchauffe et refroidissement

8.1 Principe

Dans un climat froid comme celui de la Belgique, une combinaison raisonnable d'interventions constructives et occupationnelles réduit suffisamment le risque de surchauffe estivale dans les bâtiments résidentiels pour pouvoir se passer de refroidissement actif. Il suffit de ne pas prendre une surface de parois transparentestrop grande, de prévoir, si nécessaire, une protection solaire extérieure, de conférer aux murs intérieurs, aux plafonds et aux planchers une hauteur suffisante, une masse thermique suffisamment élevée et accessible, et d'assurer une ventilation supplémentaire la nuit.

Quand il y a encore des plaintes, elles sont généralement liées à une pièce. Les gains solaires par pièce, les gains de chaleur internes, la masse thermique accessible, les possibilités de ventilation et la température souhaitée (différente, par exemple, dans une salle de bains et dans une chambre à coucher) déterminent, entre autres, le risque de surchauffe dans cette pièce et la décision éventuelle de prévoir quand même un refroidissement actif. Une évaluation des risques de surchauffe devrait donc se faire au niveau de chaque pièce. Dans le cadre de la présente annexe, on utilise une méthode très simplifiée qui évalue la surchauffe par secteur énergétique sans donner de réponse définitive quant à la surchauffe possible dans une pièce.

L'évaluation se fait en 3 étapes.

Dans une première étape, pour chaque secteur énergétique, on évalue de façon conventionnelle le risque de surchauffe. Les gains de chaleur normalisés excédentaires sont pris comme indicateur du risque de surchauffe.

Une valeur de l'indicateur de surchauffe inférieure à la limite maximale autorisée ne donne aucune garantie qu'aucun problème de surchauffe ne surviendra. Un réel risque de surchauffe existe pour des valeurs proches de la valeur maximale. Si des problèmes de surchauffe se produisent, il y a de grandes chances pour qu'une installation de refroidissement actif soit installée, avec la consommation d'énergie associée. Pour tenir compte de manière équilibrée de l'effet de cette consommation sur la performance énergétique du bâtiment lors de la conception et de la construction, on introduit le concept de refroidissement fictif. De cette manière, on anticipe de manière conventionnelle l'utilisation éventuelle d'une installation de refroidissement.

Dans une deuxième étape, on définit, en fonction de l'indicateur de surchauffe, une sorte de probabilité conventionnelle qu'une installation de refroidissement actif soit effectivement placée. Deux cas peuvent se présenter :

- si une installation de refroidissement actif est placée dès la construction, on tient toujours entièrement compte des besoins de refroidissement. La probabilité qu'une installation de refroidissement soit placée est alors de 1, quelle que soit la valeur de l'indicateur de surchauffe.
- si on ne place pas de refroidissement actif lors de la construction, on considère un palier pour l'indicateur de surchauffe. Sous ce palier, le risque de surchauffe est considéré comme tellement faible que la probabilité que du refroidissement actif soit installé par après est prise comme étant égale à 0. Entre le palier et la valeur maximale autorisée, on considère conventionnellement une augmentation linéaire de la probabilité entre 0 et 1.

Au cas où la probabilité conventionnelle n'est pas nulle, on calcule, dans une troisième étape, le besoin net en énergie pour le refroidissement sur base des gains de chaleur excédentaires par rapport à la valeur de consigne pour le

refroidissement. On prend conventionnellement 23°C comme valeur de consigne. Lorsqu'une installation de refroidissement actif garanti un confort d'été, on considère que les occupants utiliseront moins les éventuelles protections solaires ou les possibilités de ventilation (nocturne) intensive. Ces installations sont donc considérées différemment que lors de l'évaluation du risque de surchauffe.

8.2 Détermination de l'indicateur de surchauffe

L'exigence pour le risque de surchauffe doit être évaluée au niveau de l'unité PEB. Le calcul ci-après de l'indicateur de surchauffe s'effectue, lui, par secteur énergétique. Le calcul de l'indicateur de surchauffe pour l'ensemble de l'unité PEB se fait exactement de la même manière que celui pour un secteur énergétique. Dans les formules ci-après, il suffit de remplacer partout l'indice "sec i" par l'indice "EPR".

On détermine, par secteur énergétique i , respectivement par unité PEB, l'indicateur de surchauffe comme étant égal aux gains de chaleur annuels normalisés excédentaires par rapport à la température de consigne du chauffage-refroidissement pour le secteur énergétique i , respectivement pour l'unité PEB. Cette valeur étant égale à la somme des valeurs mensuelles :

$$\text{Eq. 62} \quad I_{\text{overh,sec } i} = Q_{\text{excess norm,sec } i,a} = \sum_{m=1}^{12} Q_{\text{excess norm,sec } i,m} \quad (\text{Kh})$$

$$\text{Eq. 419} \quad I_{\text{overh,EPR}} = Q_{\text{excess norm,EPR,a}} = \sum_{m=1}^{12} Q_{\text{excess norm,EPR,m}} \quad (\text{Kh})$$

avec :

$$\text{Eq. 394} \quad Q_{\text{excess norm,sec } i,m} = \frac{(1-\eta_{\text{util,overh,sec } i,m}) \cdot (1-f_{\text{cool,geo,sec } i,m}) \cdot Q_{g,\text{overh,sec } i,m}}{H_{T,\text{overh,sec } i,m} + H_{V,\text{overh,sec } i,m}} \cdot \frac{1000}{3,6} \quad (\text{Kh})$$

$$\text{Eq. 420} \quad Q_{\text{excess norm,EPR,m}} = \frac{(1-\eta_{\text{util,overh,EPR,m}}) \cdot \sum_i [(1-f_{\text{cool,geo,sec } i,m}) \cdot Q_{g,\text{overh,sec } i,m}]}{\sum_i (H_{T,\text{overh,sec } i,m} + H_{V,\text{overh,sec } i,m})} \cdot \frac{1000}{3,6} \quad (\text{Kh})$$

et avec :

$$\text{Eq. 64} \quad Q_{g,\text{overh,sec } i,m} = Q_{i,\text{sec } i,m} + Q_{s,\text{overh,sec } i,m} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 421} \quad \eta_{\text{util,overh,sec } i,m} = a_{\text{sec } i,m} / (a_{\text{sec } i,m} + 1) \quad \text{pour } \gamma_{\text{overh,sec } i,m} = 1$$

$$\eta_{\text{util,overh,sec } i,m} = \frac{1 - (\gamma_{\text{overh,sec } i,m})^{a_{\text{sec } i,m}}}{1 - (\gamma_{\text{overh,sec } i,m})^{a_{\text{sec } i,m} + 1}} \quad \text{pour les autres cas} \quad (-)$$

Eq. 422 $\eta_{\text{util,overh,EPR},m} = a_{\text{EPR},m} / (a_{\text{EPR},m} + 1)$ pour $\gamma_{\text{overh,EPR},m} = 1$

$$\eta_{\text{util,overh,EPR},m} = \frac{1 - (\gamma_{\text{overh,EPR},m})^{a_{\text{EPR},m}}}{1 - (\gamma_{\text{overh,EPR},m})^{a_{\text{EPR},m} + 1}} \quad \text{pour les autres cas} \quad (-)$$

avec :

Eq. 66 $\gamma_{\text{overh,sec } i,m} = Q_{g,\text{overh,sec } i,m} / Q_{L,\text{overh,sec } i,m}$ (-)

Eq. 423 $\gamma_{\text{overh,EPR},m} = \frac{\sum_i Q_{g,\text{overh,sec } i,m}}{\sum_i Q_{L,\text{overh,sec } i,m}}$ (-)

Eq. 424 $a_{\text{sec } i,m} = 1 + \frac{T_{\text{overh,sec } i,m}}{54000}$ (-)

Eq. 425 $a_{\text{EPR},m} = 1 + \frac{T_{\text{overh,EPR},m}}{54000}$ (-)

Eq. 68 $Q_{L,\text{overh,sec } i,m} = Q_{T,\text{overh,sec } i,m} + Q_{V,\text{overh,sec } i,m}$ (MJ)

Eq. 69 $Q_{T,\text{overh,sec } i,m} = H_{T,\text{overh,sec } i,m} \cdot (23 - (\theta_{e,m} + \Delta\theta_{e,m})) \cdot t_m$ (MJ)

Eq. 70 $Q_{V,\text{overh,sec } i,m} = H_{V,\text{overh,sec } i,m} \cdot (23 - (\theta_{e,m} + \Delta\theta_{e,m})) \cdot t_m$ (MJ)

Eq. 71 $T_{\text{overh,sec } i,m} = \frac{C_{\text{sec } i}}{H_{T,\text{overh,sec } i,m} + H_{V,\text{overh,sec } i,m}}$ (s)

Eq. 426 $T_{\text{overh,EPR},m} = \frac{\sum_i C_{\text{sec } i}}{\sum_i (H_{T,\text{overh,sec } i,m} + H_{V,\text{overh,sec } i,m})}$ (s)

avec :

$\eta_{\text{util,overh,sec } i,m}$ le taux d'utilisation des gains de chaleur mensuels du secteur énergétique i, pour l'indicateur de surchauffe, (-) ;

$Q_{g,\text{overh,sec } i,m}$ les gains de chaleur mensuels par ensoleillement et production de chaleur interne dans le secteur énergétique i pour l'indicateur de surchauffe, en MJ ;

$Q_{i,\text{sec } i,m}$ les gains de chaleur mensuel par production de chaleur interne dans le secteur énergétique i, en MJ, déterminés selon le § 7.9.2 ;

$Q_{s,\text{overh,sec } i,m}$ les gains de chaleur mensuel par ensoleillement dans le secteur énergétique i pour l'indicateur de surchauffe, en MJ, déterminés selon le § 7.10 ;

$\gamma_{\text{overh,sec } i,m}$	le rapport entre les gains de chaleur mensuels et les déperditions de chaleur mensuelles dans le secteur énergétique i pour l'indicateur de surchauffe, (-) ;
$Q_{L,\text{overh,sec } i,m}$	les déperditions de chaleur mensuelles du secteur énergétique i par transmission et par ventilation pour l'indicateur de surchauffe, en MJ ;
a_m	un paramètre numérique ;
$Q_{T,\text{overh,sec } i,m}$	les déperditions de chaleur mensuelles par transmission du secteur énergétique i pour l'indicateur de surchauffe, en MJ ;
$Q_{V,\text{overh,sec } i,m}$	les déperditions de chaleur mensuelles par ventilation du secteur énergétique i pour l'indicateur de surchauffe, en MJ ;
$\theta_{e,m}$	la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, voir le Tableau [1] ;
$\Delta\theta_{e,m}$	une hausse de la température extérieure moyenne mensuelle pour le calcul du besoin net en énergie pour l'indicateur de surchauffe, égale par hypothèse à 1°C ;
$H_{T,\text{overh,sec } i}$	le coefficient de transfert thermique du secteur énergétique i par transmission pour l'indicateur de surchauffe, en W/K, tel que déterminé ci-dessous ;
$H_{V,\text{overh,sec } i,m}$	le coefficient de transfert thermique mensuel du secteur énergétique i par ventilation pour l'indicateur de surchauffe, en W/K, déterminé selon le § 7.8.2 ;
$T_{\text{overh,sec } i,m}$	la constante de temps mensuel du secteur énergétique i pour l'indicateur de surchauffe, en s ;
$C_{\text{sec } i}$	la capacité thermique effective du secteur énergétique i , en J/K, déterminée selon le § 7.6 ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;
$f_{\text{cool,geo,sec } i,m}$	le rapport de l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i par un système de refroidissement par géo-cooling et les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , sur base mensuelle, tel que déterminé selon le § 8.6, (-).

Il faut sommer tous les secteurs d'énergie i de l'unité PER.

$H_{T,\text{overh,sec } i}$ est déterminé selon le § 7.7.2. Toutefois, si l'influence des nœuds constructifs est calculée de manière forfaitaire (selon l'option C de l'annexe B.2 au présent arrêté), ce supplément forfaitaire n'est pas pris en considération dans le calcul de l'indicateur de surchauffe.

8.3 Probabilité conventionnelle que du refroidissement actif soit installé

Lors de la détermination de la performance énergétique, on applique par convention la valeur suivante pour la probabilité que du refroidissement actif soit placé (voir le § 8.1 pour plus d'explications) :

- si du refroidissement actif est installé dans le secteur énergétique i , on a :

$$p_{\text{cool,sec } i} = 1 \quad (-)$$
- si aucun refroidissement actif n'est installé dans le secteur énergétique i , on a :

$$\text{Eq. 72} \quad p_{\text{cool,sec } i} = \max \left\{ 0; \min \left(\frac{I_{\text{overh,sec } i} - I_{\text{overh,thresh}}}{I_{\text{overh,max}} - I_{\text{overh,thresh}}}; 1 \right) \right\} \quad (-)$$

avec :

$I_{\text{overh,thresh}}$ la valeur de seuil au-dessus de laquelle il faut tenir compte, pour la détermination de la performance énergétique, d'un risque d'installation de refroidissement actif ultérieure. Cette valeur est par hypothèse égale à 1000 Kh ;

$I_{\text{overh,max}}$ la valeur maximale autorisée pour l'indicateur de surchauffe, cette valeur est par hypothèse égale à 6500 Kh.

8.4 Paragraphe vide

Ce paragraphe est volontairement vide.

8.5 Refroidissement

Les besoins nets en énergie pour le refroidissement par mois et par secteur énergétique i sont déterminés comme le produit de la probabilité conventionnelle que l'on installe un refroidissement actif, d'un terme permettant de tenir compte de l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i par un système de refroidissement par géo-cooling et des besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement :

$$\text{Eq. 395} \quad Q_{\text{cool,net,sec } i,m} = p_{\text{cool,sec } i} \cdot (1 - f_{\text{cool,geo,sec } i,m}) \cdot Q_{\text{cool,net,princ,sec } i,m} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$p_{\text{cool,sec } i}$ la probabilité conventionnelle d'installation d'un refroidissement actif, déterminée selon le § 8.3, (-) ;

$Q_{\text{cool,net,princ,sec } i,m}$ les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , en MJ, tels que déterminés ci-dessous ;

$f_{\text{cool,geo,sec } i,m}$ le rapport de l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i par un système de refroidissement par géo-cooling et les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , sur base mensuelle, tel que déterminé selon le § 8.6, (-).

On détermine les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement, $Q_{\text{cool,net,princ,sec } i,m}$, comme suit :

Eq. 74 si $\lambda_{\text{cool,sec } i,m}$ est supérieur ou égal à 2,5, on a :

$$Q_{\text{cool, net, princ, sec } i, m} = 0$$

si $\lambda_{\text{cool,sec } i,m}$ est inférieur à 2,5, on a :

$$Q_{\text{cool,net,princ,sec } i,m} = Q_{g,\text{cool,sec } i,m} - \eta_{\text{util,cool,sec } i,m} \cdot Q_{L,\text{cool,sec } i,m} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$$\text{Eq. 75} \quad Q_{g,\text{cool,sec } i,m} = Q_{i,\text{sec } i,m} + Q_{s,\text{cool,sec } i,m} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 76} \quad \eta_{\text{util,cool,sec } i,m} = a_m / (1 + a_m) \text{ pour } \lambda_{\text{cool,sec } i,m} = 1$$

$$\eta_{\text{util,cool,sec } i,m} = \frac{1 - (\lambda_{\text{cool,sec } i,m})^{a_m}}{1 - (\lambda_{\text{cool,sec } i,m})^{a_m+1}} \text{ pour les autres cas} \quad (-)$$

et :

$$\text{Eq. 77} \quad \lambda_{\text{cool,sec } i,m} = Q_{\text{L,cool,sec } i,m} / Q_{\text{g,cool,sec } i,m} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 78} \quad a_m = 1 + \frac{\tau_{\text{cool,sec } i,m}}{54000} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 79} \quad Q_{\text{L,cool,sec } i,m} = Q_{\text{T,cool,sec } i,m} + Q_{\text{V,cool,sec } i,m} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 80} \quad Q_{\text{T,cool,sec } i,m} = H_{\text{T,cool,sec } i} \cdot [23 - (\theta_{e,m} + \Delta\theta_{e,m})] \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 81} \quad Q_{\text{V,cool,sec } i,m} = H_{\text{V,cool,sec } i,m} \cdot [23 - (\theta_{e,m} + \Delta\theta_{e,m})] \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 82} \quad \tau_{\text{cool,sec } i,m} = \frac{C_{\text{sec } i}}{H_{\text{T,cool,sec } i} + H_{\text{V,cool,sec } i,m}} \quad (\text{s})$$

avec :

$\eta_{\text{util,cool,sec } i,m}$ le taux d'utilisation des déperditions de chaleur mensuels d'un secteur énergétique i , pour la détermination du besoin de refroidissement, (-) ;

$Q_{\text{g,cool,sec } i,m}$ les gains de chaleur mensuels par ensoleillement et par production de chaleur interne dans le secteur énergétique i pour la détermination du besoin de refroidissement, en MJ ;

$Q_{\text{i,sec } i,m}$ les gains de chaleur mensuels par production de chaleur interne dans le secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.9.2 ;

$Q_{\text{s,cool,sec } i,m}$ les gains de chaleur mensuels par ensoleillement dans le secteur énergétique i pour la détermination du besoin de refroidissement, en MJ, déterminés selon le § 7.10 ;

$\lambda_{\text{cool,sec } i,m}$ le rapport entre les déperditions de chaleur mensuelles et les gains de chaleur mensuels dans le secteur énergétique i pour la détermination du besoin de refroidissement, (-) ;

$Q_{\text{L,cool,sec } i,m}$ les déperditions de chaleur mensuelles du secteur énergétique i par transmission et par ventilation pour la détermination du besoin de refroidissement, en MJ ;

a_m un paramètre numérique ;

$Q_{\text{T,cool,sec } i,m}$ les déperditions de chaleur mensuelles du secteur énergétique i par transmission pour la détermination du besoin de refroidissement, en MJ ;

$Q_{\text{V,cool,sec } i,m}$ les déperditions de chaleur mensuelles du secteur énergétique i par ventilation pour la détermination du besoin de refroidissement, en MJ ;

$\theta_{e,m}$ la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, voir le Tableau [1] ;

$\Delta\theta_{e,m}$	une hausse de la température extérieure moyenne mensuelle pour le calcul du besoin net en énergie pour le refroidissement, égale par hypothèse à 1°C ;
$H_{T,cool,sec\ i}$	le coefficient de transfert thermique du secteur énergétique i par transmission pour la détermination du besoin de refroidissement, en W/K. Cette valeur est par hypothèse égale à $H_{T,overh,sec\ i}$ tel que déterminé au § 8.2 ;
$H_{V,cool,sec\ i,m}$	le coefficient de transfert thermique mensuel du secteur énergétique i par ventilation pour la détermination du besoin de refroidissement, en W/K, déterminée selon le § 7.8 ;
$\tau_{cool,sec\ i,m}$	la constante de temps mensuel du secteur énergétique i pour la détermination du besoin de refroidissement, en s ;
$C_{sec\ i}$	la capacité thermique effective du secteur énergétique i , en J/K, déterminée selon le § 7.6 ;
23	la température intérieure imposée par la présente annexe pour la détermination du besoin de refroidissement, en °C ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1].

Remarque :

Pour le climat belge, le besoin de refroidissement dépend fortement des conditions atmosphériques du moment. Le besoin de refroidissement d'une année météorologique moyenne n'est pas égal au besoin de refroidissement moyen sur différentes années car les années chaudes pèsent relativement plus lourd. Les calculs tiennent compte de ce phénomène, en prenant des températures quelque peu supérieures à la moyenne au long de l'année.

8.6 Systèmes de refroidissement par géo-cooling

~~Dans les unités résidentielles, la technique du "géo-cooling", couplée à un échangeur sol-eau vertical et une pompe à chaleur géothermique~~ Dans les unités résidentielles, la technique du "géo-cooling", couplée à un système fermé avec un échangeur sol-eau vertical ou à un système ouvert qui utilise les eaux souterraines des aquifères profonds et une pompe à chaleur géothermique pour le chauffage, est prise en considération dans les calculs de refroidissement. Cette technique permet de refroidir l'eau de refroidissement en utilisant un échangeur de chaleur enterré profondément dans le sol ou de l'eau souterraine, sans refroidissement actif supplémentaire fourni par une machine de refroidissement à compression. Ensuite, cette eau est envoyée dans un plancher rafraichissant, ce qui permet d'abaisser la température intérieure.

Cette technique du "géo-cooling" permet de fournir une fraction des besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement. Cette fraction, notée $f_{cool,geo,sec\ i,m}$, peut varier entre 0 à 1.

Le principe de calcul du rapport de l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i par un système de refroidissement par géo-cooling et les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , sur base mensuelle, est le suivant.

Si un système de refroidissement par géo-cooling avec échangeur sol-eau horizontal fournit du froid au secteur énergétique considéré ou en l'absence d'un système de refroidissement par géo-cooling, alors on a $f_{cool,geo,sec\ i,m} = 0$. Cette valeur tient également lieu de valeur par défaut.

Si un système de refroidissement par géo-cooling associé à un échangeur sol-eau vertical ou à de l'eau souterraine fournit du froid au secteur énergétique ~~considéré et que l'échangeur sol-eau est vertical~~, alors $f_{cool,geo,sec\ i,m}$ est déterminé tel que ci-dessous.

Deux facteurs limitants sont pris en compte pour déterminer $f_{cool,geo,sec\ i,m}$:

- la capacité du sous-sol à fournir l'énergie de refroidissement demandée par le bâtiment. En effet, le sous-sol ne peut fournir qu'une quantité limitée d'énergie de refroidissement sur une année. Il en est de même pour les systèmes ouverts qui utilisent de l'eau souterraine car il convient de maintenir l'équilibre thermique du sol en l'état. Dans la méthode, cette limitation dépend du facteur $f_{cool,geo,GHX}$;
- la capacité du plancher rafraîchissant à fournir l'énergie de refroidissement demandée par le bâtiment. En effet, la surface au sol disponible pour le plancher rafraîchissant détermine la puissance maximale émise par ce système d'émission. Par conséquent, une surface disponible trop petite peut limiter le potentiel de géo-cooling. Dans la méthode, cette limitation dépend du facteur $f_{cool,geo,slab,sec\ i,m}$.

Le rapport de l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i par un système de refroidissement par géo-cooling ~~avec~~associé à un échangeur sol-eau vertical ou à de l'eau souterraine et les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , sur base mensuelle, est donnée par :

$$\text{Eq. 396 } f_{cool,geo,sec\ i,m} = \min(f_{cool,geo,GHX} ; f_{cool,geo,slab,sec\ i,m}) \quad (-)$$

avec :

$f_{cool,geo,GHX}$ le rapport de l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i par un système de refroidissement par géo-cooling et les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i sur base annuelle, ~~en tenant compte uniquement du sous-sol comme facteur limitant~~ tenant compte uniquement de l'échangeur de chaleur du sous-sol ou de l'équilibre thermique des aquifères comme facteur limitant, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;

$f_{cool,geo,slab,sec\ i,m}$ le rapport de l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i par un système de refroidissement par géo-cooling et les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i sur base mensuelle, en tenant compte uniquement de la limitation liée à la surface disponible pour le plancher rafraîchissant, tel que déterminé ci-dessous, (-).

Le facteur $f_{cool,geo,GHX}$ dépend des besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement, des besoins annuels bruts en énergie totaux pour l'eau chaude sanitaire et des besoins annuels bruts en énergie pour le chauffage. Il est déterminé comme suit :

- pour les systèmes fermés couplés à un échangeur sol-eau vertical :

$$\text{Eq. 397 } f_{cool,geo,GHX} = \min\left(1 ; \frac{\max(4000 ; 0,3 \cdot (\sum_{m=1}^{12} Q_{heat,gross,sec\ i,m} + \sum_{m=1}^{12} Q_{water,gross,m}))}{\sum_{j=1}^{12} Q_{cool,net,princ,sec\ j,m}}\right) \quad (-)$$

- pour les systèmes ouverts qui utilisent de l'eau souterraine :

$$\text{Eq. 428 } f_{cool,geo,GHX} = \min\left(1 ; \frac{0,8 \cdot (\sum_{m=1}^{12} Q_{heat,gross,sec\ i,m} + \sum_{m=1}^{12} Q_{water,gross,m})}{\sum_{m=1}^{12} Q_{cool,net,princ,sec\ i,m}}\right) \quad (-)$$

avec :

$Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux d'un secteur énergétique i , déterminés selon le § 9.2.1, en MJ ;
$Q_{\text{water,gross,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie totaux pour l'eau chaude sanitaire de tous les points de puisage alimentés par le système, en MJ, tel que déterminé ci-dessous ;
$Q_{\text{cool,net,princ,sec } j,m}$	les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique j , déterminés selon le § 8.5, en MJ.

Il faut faire la somme sur :

- tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER alimentés par la pompe à chaleur géothermique qui est lié au système de refroidissement par géo-cooling ;
- tous les secteurs énergétiques j de l'unité PER alimentés par le système de refroidissement par géo-cooling.

Les besoins mensuels bruts en énergie totaux pour l'eau chaude sanitaire sont calculés comme suit :

$$\text{Eq. 398 } Q_{\text{water,gross,m}} = \sum_{\text{bath } j} Q_{\text{water,bath } j,\text{gross,m}} + \sum_{\text{sink } k} Q_{\text{water,sink } k,\text{gross,m}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{water,bath } j,\text{gross,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une baignoire j , déterminés selon le § 9.3.1, en MJ ;
$Q_{\text{water,sink } k,\text{gross,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine k , déterminés selon le § 9.3.1, en MJ.

Il faut faire la somme sur toutes les douches ou baignoires j et tous les éviers k de l'unité PER alimentés en ECS par la pompe à chaleur géothermique qui est lié au système de refroidissement par géo-cooling.

Le terme $f_{\text{cool,geo,slab,sec } i,m}$ dépend de la demande de refroidissement du secteur énergétique i et de la surface au sol disponible pour le plancher rafraichissant. Il est calculé comme suit :

Eq. 399 Si $\dot{Q}_{\text{cool,sec } i,m}$ est égal à 0, on a :

$$f_{\text{cool,geo,slab,sec } i,m} = 0 \quad (-)$$

Dans tous les autres cas, on a :

$$f_{\text{cool,geo,slab,sec } i,m} = \min\left(1 ; \frac{\dot{Q}_{\text{cool,slab,sec } i,m}}{\dot{Q}_{\text{cool,sec } i,m}}\right) \cdot f_{\text{cool,slab,control}} \quad (-)$$

avec :

$\dot{Q}_{\text{cool,slab,sec } i,m}$	la puissance mensuelle moyenne émise par le plancher rafraichissant dans le secteur énergétique i , en W, telle que déterminée ci-dessous ;
$\dot{Q}_{\text{cool,sec } i,m}$	la puissance mensuelle moyenne de refroidissement demandée au niveau du secteur énergétique i , en W, telle que déterminée ci-dessous ;
$f_{\text{cool,slab,control}}$	un facteur permettant de tenir compte de l'efficacité du système de régulation, conventionnellement fixé à 0,9, (-).

On détermine la puissance mensuelle moyenne de refroidissement au niveau du secteur énergétique *i* comme suit :

Eq. 400 $\dot{Q}_{cool,sec\ i,m} = \frac{Q_{cool,net,princ,sec\ i,m}}{t_m}$ (W)

avec :

$Q_{cool,net,princ,sec\ i,m}$ les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique *i*, déterminés selon le § 8.5, en MJ ;

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1].

On détermine la puissance mensuelle moyenne émise par le plancher rafraîchissant comme suit :

Eq. 401 $\dot{Q}_{cool,slab,sec\ i,m} = A_{cool,slab,sec\ i} \cdot U_{cool,slab} \cdot f_{cool,slab,usable} \cdot (23 - \theta_{w,ave,slab,m})^{n_{slab,cool}}$ (W)

avec :

$A_{cool,slab,sec\ i}$ la surface au sol du plancher rafraichissant pour le secteur énergétique *i*, en m² ;

$U_{cool,slab}$ le coefficient de transfert de chaleur du plancher rafraichissant, en W/m²K, conventionnellement fixé à 4,66 W/m²K ;

$f_{cool,slab,usable}$ un facteur qui prend en compte la surface réellement disponible pour l'émission radiative du plancher rafraichissant, conventionnellement fixé à 0,8, (-) ;

23 la température intérieure imposée par la présente annexe pour la détermination du besoin de refroidissement, en °C ;

$n_{slab,cool}$ un paramètre permettant le calcul de la puissance émise par le plancher rafraîchissant, conventionnellement fixé à 0,95, (-) ;

$\theta_{w,ave,slab,m}$ la température mensuelle moyenne de l'eau dans le plancher rafraichissant, en °C, déterminée selon le Tableau [42].

Tableau [42] : Valeurs de la température mensuelle moyenne de l'eau dans le plancher rafraichissant

Jan	Fév	Mar	Avr	Mai	Juin	Juil	Août	Sept	Oct	Nov	Dec
23	23	23	21	19,5	18,5	18,5	18,5	19,5	21	23	23

9 Besoins bruts en énergie pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire

9.1 Préambule

L'évaluation des besoins bruts en énergie pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire tient compte du système de stockage de chaleur, de distribution de chaleur, d'émission de chaleur et de régulation pour le chauffage des locaux et l'eau chaude sanitaire. Les besoins bruts en énergie représentent l'énergie transmise par les installations de production de chaleur au système de distribution de chaleur (ou de stockage de chaleur) consacré au chauffage des locaux et au système de distribution d'eau chaude sanitaire.

Une installation de chauffage se compose de :

- une installation de production de chaleur. En cas de chauffage central, il s'agit de chaudières (hydroniques), de générateurs (d'air chaud), de pompes à chaleur ou d'installations de cogénération. En cas de chauffage local, la production de chaleur s'effectue dans les émetteurs de chaleur proprement dits ;
- éventuellement un système de stockage de chaleur ;
- un système de distribution de chaleur. Il s'agit de conduites en cas de chauffage central hydronique et de gaines en cas de chauffage à air chaud. Un chauffage local n'a pas de système de distribution de chaleur ;
- un système d'émission de chaleur. Radiateurs, convecteurs, conduites dans le sol, conduites dans le plafond, conduites dans les murs ou grilles en cas de chauffage central ; poêles, radiateurs ou convecteurs en cas de chauffage local ;
- la régulation de chacun de ces systèmes.

Les besoins bruts en énergie pour le chauffage comprennent les besoins nets en énergie pour le chauffage et toutes les déperditions qui surviennent lors du stockage, de la distribution et de l'émission de chaleur ainsi que lors de la régulation de chacun de ces systèmes. Ces déperditions sont calculées via le rendement du système.

Si, dans un secteur énergétique, plusieurs valeurs d'un rendement partiel donné devaient être d'application (par exemple, dans le Tableau [43]), il faut calculer avec la valeur la plus négative pour l'ensemble du secteur énergétique. (Le cas échéant, le secteur énergétique peut évidemment être subdivisé en plusieurs secteurs énergétiques plus petits.)

Une installation d'eau chaude sanitaire se compose de :

- une production de chaleur. On distingue ici deux types : les installations à production instantanée de l'eau chaude sanitaire et les installations à accumulation. Dans les deux cas, l'appareil producteur de chaleur destiné au chauffage des locaux peut fournir la chaleur, ou bien le chauffage et l'eau chaude sanitaire ont chacun leur propre appareil producteur de chaleur ;
- une distribution de chaleur.

Les besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire comprennent les besoins nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire et toutes les déperditions qui surviennent lors de la distribution. Ces déperditions sont calculées via le rendement du système. Au cas où plus d'une installation de production de chaleur assure la production d'eau chaude sanitaire, chacune est associée aux points de puisage qu'elle dessert.

9.2 Besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage

9.2.1 Principe

On obtient les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage d'un secteur énergétique i en divisant les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage par le rendement mensuel moyen du système de chauffage. Ce rendement mensuel moyen du système représente le rapport entre la chaleur utile que le système d'émission de chaleur émet chaque mois au profit du secteur énergétique et la chaleur que l'installation de production de chaleur correspondante transmet chaque mois au système de distribution de chaleur (et éventuellement au stockage de chaleur). L'écart entre les deux est déterminé, entre autres, par les flux de déperdition suivants :

- les déperditions de stockage et de distribution non récupérées ;
- un flux de déperdition supplémentaire à travers les parois extérieures à l'arrière, au-dessous ou au-dessus du corps de chauffe ;
- un flux de déperdition supplémentaire résultant de la stratification de la température, à cause de laquelle la température au niveau de référence est plus basse qu'au niveau du plafond ;
- un flux de déperdition supplémentaire dû au fait que le calcul d'une température intérieure un peu basse mais constante de 18°C intègre un abaissement nocturne de la température et des températures diurnes différenciées, et que la régulation n'est pas en mesure de réaliser simplement la différenciation souhaitée ;
- un flux de déperdition supplémentaire du fait que les utilisateurs du bâtiment considèrent la valeur de consigne moins le différentiel comme la température souhaitée.

Les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage sont calculés comme suit :

$$\text{Eq. 83} \quad Q_{\text{heat,gross,sec } i,m} = \frac{Q_{\text{heat,net,sec } i,m}}{\eta_{\text{sys,heat,sec } i,m}} \quad (\text{MJ})$$

avec :

- | | |
|-----------------------------------|---|
| $Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}$ | les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux d'un secteur énergétique i , en MJ ; |
| $Q_{\text{heat,net,sec } i,m}$ | les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux d'un secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.2 ; |
| $\eta_{\text{sys,heat,sec } i,m}$ | le rendement mensuel moyen du système pour le chauffage d'un secteur énergétique i , déterminé selon le § 9.2.2, (-). |

Les besoins bruts en énergie pour le chauffage des secteurs énergétiques qui sont desservis par un "combilus" sont déterminés selon des spécifications complémentaires déterminées par le Ministre.

9.2.2 Rendement mensuel moyen du système

9.2.2.1 Principe

Le rendement mensuel moyen du système défini ci-dessus se compose, à son tour, du produit du rendement mensuel moyen de l'émission, de la distribution et du stockage :

$$\text{Eq. 84} \quad \eta_{\text{sys,heat,sec } i,m} = \eta_{\text{em,heat,sec } i,m} \cdot \eta_{\text{distr,heat,sec } i,m} \cdot \eta_{\text{stor,heat,sec } i,m} \quad (-)$$

avec :

$\eta_{em,heat,sec\ i,m}$	le rendement mensuel moyen d'émission d'un secteur énergétique i , (-), déterminé selon le § 9.2.2.2 ;
$\eta_{distr,heat,sec\ i,m}$	le rendement mensuel moyen de distribution d'un secteur énergétique i , (-), déterminé selon le § 9.2.2.3 ;
$\eta_{stor,heat,sec\ i,m}$	le rendement mensuel moyen de stockage d'un secteur énergétique i , (-), déterminé selon le § 9.2.2.4.

Le rendement mensuel moyen d'émission représente le rapport entre la chaleur utile que les corps de chauffe émettent chaque mois au profit du secteur énergétique et la chaleur totale qu'ils émettent chaque mois. Il comprend aussi bien les déperditions de chaleur inutiles de ces éléments que les déperditions dues à une régulation imparfaite.

Le rendement moyen mensuel de distribution représente le rapport entre la chaleur que les corps de chauffe émettent chaque mois au profit du secteur énergétique et la chaleur que l'/les installation(s) de production de chaleur et/ou le/les ballon(s) de stockage transmet(tent) chaque mois au système de distribution de chaleur.

En cas de stockage d'énergie thermique dans un réservoir tampon, le rendement moyen mensuel de stockage représente le rapport entre la chaleur fournie chaque mois au système de distribution et la chaleur que l'/les installation(s) de production de chaleur transmet(tent) chaque mois au(x) ballon(s) de stockage.

9.2.2.2 Rendement d'émission

Pour simplifier l'approche, on prend les valeurs du Tableau [43]. Pour un calcul détaillé, on se reportera à l'Annexe D de la présente annexe.

Si, dans le cas d'un chauffage central, il y a plus d'un système d'émission dans le secteur énergétique, on tient compte du système ayant le plus mauvais rendement d'émission du Tableau [43]. Dans ce cas, il n'est plus possible d'utiliser l'Annexe D de la présente annexe.

Si, dans un secteur énergétique, il devait y avoir plusieurs types de chauffage local, il faut obligatoirement affiner la subdivision en secteurs énergétiques, afin qu'il ne subsiste plus qu'un seul type dans chaque secteur : voir également le § 5.3.

Tableau [43] : Valeurs de calcul pour le rendement d'émission

Chauffage central		
Régulation de la température intérieure	régulation de la température de départ de l'eau du circuit ou de l'air	
	valeur de consigne constante	valeur de consigne variable
Commande de la température par local	0,87 (1)	0,89 (1)
Autres	0,85 (1)	0,87 (1)
Chauffage local pour lequel le rendement de production est déterminé selon le § 10.2.3.2.4		
Poêle au bois	0,82	
Poêle au charbon	0,82	
Poêle au mazout	0,87	
Poêle au gaz	0,87	
Radiateur ou convecteur électrique, sans régulation électronique (par exemple, avec bilame)	0,90	
Radiateur ou convecteur électrique, avec régulation électronique	0,96	
Chauffage électrique à accumulation, sans capteur externe (par exemple, réglage manuel)	0,85	
Chauffage électrique à accumulation, avec capteur externe	0,92	
Chauffage commandé à distance ("slave heater")	0,85	
Chauffage électrique à résistance incorporé dans le plancher, le mur ou le plafond	0,87	
Chauffage local pour lequel le rendement de production est déterminé selon le § 10.2.3.2.3		
Résistance électrique dans une paroi (plancher, mur ou plafond) en contact avec l'environnement extérieur	0,87	
Tous les autres types de chauffage local	0,91	
Chauffage collectif		
<p>Si plusieurs unités d'habitation disposent d'une installation de production de chaleur commune, les valeurs ci-dessus (relatives au chauffage central) doivent être diminuées comme suit :</p> <ul style="list-style-type: none">• si un décompte individuel des coûts de chauffage est établi par unité d'habitation sur la base d'une mesure individuelle de la consommation réelle : on multiplie la valeur d'application ci-dessus par le facteur 0,95• si l'on n'effectue pas ce genre de décompte individualisé réel des coûts de chauffage : on multiplie la valeur d'application ci-dessus par le facteur 0,85.		
<p>Remarque : la présence ou non d'un décompte individuel doit être évaluée individuellement pour chaque unité d'habitation.</p>		

(1) Si un ou plusieurs éléments d'émission de chaleur du secteur énergétique sont (partiellement) installés devant un vitrage, le rendement est diminué de 0,08.

Dans les systèmes de chauffage central, il faut établir une distinction selon la régulation de la température de départ dans le système de distribution⁶ :

- soit la valeur de consigne est constante ;
- soit la valeur de consigne change automatiquement (par exemple, avec la température extérieure).

Une régulation rentre dans la catégorie 'commande de la température par local' si l'émission de chaleur est régulée dans tous les locaux du secteur énergétique considéré de telle sorte que l'apport de chaleur se coupe automatiquement dès que la valeur de consigne de la température intérieure est atteinte. Cela peut se faire par exemple au moyen de vannes thermostatiques sur tous les éléments d'émission et/ou par une régulation thermostatique dans chaque pièce. Les vannes d'arrêt simples montées sur les radiateurs ne rentrent pas dans la catégorie 'pilotée par la température'.

9.2.2.3 Rendement de distribution

On prend comme approche simple du rendement mensuel de distribution les valeurs constantes du Tableau [7]. Pour un calcul détaillé, on consultera l'Annexe E de la présente annexe.

Tableau [7] : Rendement de distribution

Installation de chauffage	$\eta_{\text{distr,heat,sec i,m}}$
Chauffage local	1,00
Chauffage central à eau chaude ou à air chaud, chauffage collectif	
• Toutes les conduites ou les gaines à l'intérieur de la couche d'isolation du volume protégé	1,00
• Une partie des conduites ou des gaines à l'extérieur de la couche d'isolation du volume protégé	0,95

⁶ Exemple : une valeur de consigne variable peut être réalisée à l'aide d'une régulation glissante de la température de la chaudière ou d'une vanne à trois voies immédiatement après la chaudière pour autant qu'elle soit équipée d'une régulation automatique à point de consigne variable.

9.2.2.4 Rendement du stockage

On prend comme approche simplifiée du rendement mensuel de stockage les valeurs constantes du **Erreur ! Source du renvoi introuvable..**

Tableau [8] : Rendement de stockage

Stockage de chaleur pour le chauffage dans un (ou plusieurs) réservoir(s) tampon(s)	$\eta_{stor,heat,sec\ i,m}$
Absent	1,00
Présent <ul style="list-style-type: none"> à l'intérieur du volume protégé à l'extérieur du volume protégé 	1,00 0,97

9.3 Besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire

9.3.1 Principe

Les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire sont obtenus en divisant le besoin net en énergie par le rendement mensuel moyen correspondant du système :

$$\text{Eq. 85} \quad Q_{\text{water,bath } i,\text{gross},m} = r_{\text{water,bath } i,\text{gross}} \cdot \frac{Q_{\text{water,bath } i,\text{net},m}}{\eta_{\text{sys,bath } i,m}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 86} \quad Q_{\text{water,sink } i,\text{gross},m} = r_{\text{water,sink } i,\text{gross}} \cdot \frac{Q_{\text{water,sink } i,\text{net},m}}{\eta_{\text{sys,sink } i,m}} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$Q_{\text{water,bath } i,\text{net},m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une baignoire i , en MJ, déterminés selon le § 7.3 ;
$Q_{\text{water,sink } i,\text{net},m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine i , en MJ, déterminés selon le § 7.3 ;
$\eta_{\text{sys,bath } i,m}$	le rendement mensuel moyen du système pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une baignoire i , déterminé selon le § 9.3.2.2 (-) ;
$\eta_{\text{sys,sink } i,m}$	le rendement mensuel moyen du système pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine i , déterminé selon le § 9.3.2.2, (-) ;
$r_{\text{water,bath } i,\text{gross}}$	un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers le(s) appareil(s) producteur(s) de chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou à une baignoire i , par récupération de la chaleur de l'évacuation, à déterminer selon des règles déterminées par le Ministre, (-) ;
$r_{\text{water,sink } i,\text{gross}}$	un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers le(s) appareil(s) producteur(s) de chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i , par récupération de la chaleur de l'évacuation, à déterminer selon des règles déterminées par le Ministre, (-).

Les facteurs de réduction $r_{\text{water,gross}}$ ne peuvent pas être appliqués dans le cas où l'eau chaude sanitaire destinée à la douche, la baignoire ou l'évier de cuisine

est soutirée à une conduite de circulation. Dans ce cas, il faut faire appel au principe d'équivalence.

Les besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire des points de puisage qui sont desservis par un "combilus" sont déterminés selon des spécifications complémentaires déterminées par le Ministre.

9.3.2 Rendement du système pour l'eau chaude sanitaire

9.3.2.1 Principe

Le rendement du système pour l'eau chaude sanitaire dépend du mode de distribution de l'eau chaude et du mode de puisage. A chaque prélèvement, de l'eau chaude refoule l'eau qui a refroidi entre-temps dans les conduites de puisage. De même, après cette évacuation initiale, l'eau chaude se refroidit lors de son passage dans les conduites de puisage. Les installations à conduite de circulation présentent une déperdition de chaleur proportionnelle à la longueur de la conduite. La conduite de circulation peut concerner aussi bien une unité PER (par exemple, une habitation individuelle) que plusieurs unités PER (par exemple, les différentes unités d'habitation d'un immeuble à appartements à production centrale collective d'eau chaude sanitaire).

9.3.2.2 Règle de calcul

On détermine comme suit le rendement du système dans les salles de bains et les cuisines :

- sans conduite de circulation :

$$\text{Eq. 87} \quad \eta_{\text{sys,bath } i,m} = \eta_{\text{tubing,bath } i}$$

$$\eta_{\text{sys,sink } i,m} = \eta_{\text{tubing,sink } i} \quad (-)$$

- avec conduite de circulation :

$$\text{Eq. 88} \quad \eta_{\text{sys,bath } i,m} = \eta_{\text{tubing,bath } i} \cdot \eta_{\text{water,circ } k,m}$$

$$\eta_{\text{sys,sink } i,m} = \eta_{\text{tubing,sink } i} \cdot \eta_{\text{water,circ } k,m} \quad (-)$$

avec :

$\eta_{\text{tubing,bath } i}$	la contribution au rendement du système des conduites d'eau sanitaire vers une douche ou une baignoire i , telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
$\eta_{\text{tubing,sink } i}$	la contribution au rendement du système des conduites d'eau sanitaire vers un évier de cuisine i , telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
$\eta_{\text{water,circ } k,m}$	la contribution au rendement du système des déperditions mensuelles de la conduite de circulation k , telle que déterminée ci-dessous, (-).

On détermine comme suit la contribution des conduites d'eau sanitaire :

$$\text{Eq. 284} \quad \eta_{\text{tubing,bath } i} = \frac{100}{100 + l_{\text{tubing,bath } i} / r_{\text{water,bath } i,\text{net}}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 285 } \eta_{\text{tubing,sink } i} = \frac{20}{20 + l_{\text{tubing,sink } i} / r_{\text{water,sink } i,\text{net}}} \quad (-)$$

avec :

$l_{\text{tubing,bath } i}$	la longueur des conduites vers une douche ou une baignoire i , en m. S'il n'y a pas de conduite de circulation : on prend la longueur égale à la somme des plus courtes distances à l'horizontale et à la verticale entre le point de raccordement du/des producteur(s) de chaleur concerné(s) pour l'eau chaude sanitaire et le milieu du plancher de la salle de bains considérée. En alternative, on peut également prendre la longueur réelle de la conduite. S'il y a une conduite de circulation : on prend la longueur égale à la somme des plus courtes distances à l'horizontale et à la verticale entre le point d'embranchement concerné de la conduite de circulation et le milieu du plancher de la salle de bains considérée. En alternative, on peut également prendre la longueur réelle de la conduite ;
$r_{\text{water,bath } i,\text{net}}$	un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers la douche ou la baignoire i par récupération de la chaleur de l'évacuation, à déterminer selon des règles déterminées par le Ministre, (-) ;
$l_{\text{tubing,sink } i}$	la longueur des conduites vers un évier de cuisine i , en m. S'il n'y a pas de conduite de circulation : on prend la longueur égale à la somme des plus courtes distances à l'horizontale et à la verticale entre le(s) producteur(s) de chaleur concerné(s) pour l'eau chaude sanitaire et le milieu du plancher de la cuisine considérée. En alternative, on peut également prendre la longueur réelle de la conduite. S'il y a une conduite de circulation : on prend la longueur égale à la somme des plus courtes distances à l'horizontale et à la verticale entre le point d'embranchement concerné de la conduite de circulation et le milieu du plancher de la cuisine considérée. En alternative, on peut également prendre la longueur réelle de la conduite ;
$r_{\text{water,sink } i,\text{net}}$	un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers l'évier de cuisine i par récupération de la chaleur de l'évacuation, à déterminer selon des règles déterminées par le Ministre, (-) ;

Comme valeurs par défaut, on utilise :

- $l_{\text{tubing,bath } i} = 10 \text{ m}$
- $l_{\text{tubing,sink } i} = 20 \text{ m}$

On détermine comme suit la contribution de la conduite de circulation k :

$$\text{Eq. 286 } \eta_{\text{water,circ } k,\text{m}} = \frac{Q_{\text{water out,circ } k,\text{m}}}{Q_{\text{water out,circ } k,\text{m}} + t_m \cdot f_{\text{insul,circ } k} \cdot \sum_j \frac{l_{\text{circ } k,j} \cdot (60 - \theta_{\text{amb,m,j}})}{R_{l,j}}} \quad (-)$$

avec :

$$Q_{\text{waterout,circ k,m}} = \sum_i \frac{Q_{\text{water,bath i,net,m}}}{\eta_{\text{tubing,bath i}}} + \sum_i \frac{Q_{\text{water,sink i,net,m}}}{\eta_{\text{tubing,sink i}}}$$

Eq. 287

$$+ \sum_i \frac{Q_{\text{water,other i,net,m}}}{\eta_{\text{tubing,other i}}} + \sum_l Q_{\text{water,ncalc,res,unit l,gross woC,m}} + \sum_m Q_{\text{water,ncalc,nres,bath m,gross woC,m}} + \sum_n Q_{\text{water,ncalc,nres,sink n,gross woC,m}} \quad (\text{MJ})$$

et :

t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;
$f_{\text{insul,circ k}}$	un facteur de correction pour prendre en compte l'effet des ponts thermiques sur la résistance thermique des segments de la conduite de circulation k, telle que déterminée ci-dessous en fonction des propriétés de la conduite de circulation, (-) ;
$l_{\text{circ k,j}}$	la longueur du segment j de la conduite de circulation k, en m ;
$\theta_{\text{amb,m,j}}$	la température ambiante moyenne mensuelle du segment de conduite j, en °C : - si le segment de conduite se trouve à l'intérieur du volume protégé, alors : $\theta_{\text{amb,m,j}} = 18$; - si le segment de conduite se trouve dans un espace adjacent non chauffé, alors : $\theta_{\text{amb,m,j}} = 11 + 0,4.\theta_{e,m}$; - si le segment de conduite se trouve à l'extérieur, alors : $\theta_{\text{amb,m,j}} = \theta_{e,m}$; où : $\theta_{e,m}$ la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, selon le Tableau [1] ;
$R_{l,j}$	la résistance thermique linéaire du segment de conduite j, en m.K/W, déterminée selon le § E.3 de la présente annexe ;
$Q_{\text{water,bath i,net,m}}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une baignoire i, en MJ, déterminés selon le § 7.3 pour les unités PER et selon le § 5.10 de l'annexe A.3 pour les unités PEN, en MJ ;
$Q_{\text{water,sink i,net,m}}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine i, en MJ, déterminés selon le § 7.3 pour les unités PER et selon le § 5.10 de l'annexe A.3 pour les unités PEN.
$Q_{\text{water,other i,net,m}}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un autre point de puisage d'eau chaude i, en MJ, déterminés selon le § 5.10 de l'annexe A.2 ;
$\eta_{\text{tubing,other i}}$	la contribution au rendement du système des conduites d'eau sanitaire vers un autre point de puisage d'eau chaude i, (-), déterminée selon le § 6.5 de l'annexe A.2 ;
$Q_{\text{water,ncalc,res,unit l,gross woC,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une unité résidentielle l qui n'est pas une unité PER, sans tenir compte des pertes de conduite de circulation/combilus, en MJ, tels que déterminés ci-dessous ;
$Q_{\text{water,ncalc,nres,bath m,gross woC,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une baignoire m se trouvant dans un bâtiment avec une destination non résidentielle et non industrielle et ne faisant pas partie d'une unité PEN, en MJ, sans tenir compte des pertes de conduite de circulation/combilus, tels que déterminés ci-dessous ;
$Q_{\text{water,ncalc,nres,sink n,gross woC,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine n se trouvant dans un

bâtiment avec une destination non résidentielle et non industrielle et ne faisant pas partie d'une unité PEN, sans tenir compte des pertes de conduite de circulation/combilus, en MJ, tels que déterminés ci-dessous.

Exception : si $Q_{\text{water out, circ k, m}}$ est nul, alors $\eta_{\text{water, circ k, m}}$ vaut 1.

Pour la détermination de $\eta_{\text{water, circ k, m}}$, il faut effectuer une somme sur tous les segments j de la conduite de circulation k .

Pour la détermination de $Q_{\text{water out, circ k, m}}$, il faut effectuer une somme sur :

- l'ensemble des douches, baignoires et éviers de cuisine i se trouvant dans une unité PER ou PEN et connectés à la conduite de circulation k ;
- l'ensemble des autres points de puisage d'eau chaude i se trouvant dans une unité PEN et connectés à la conduite de circulation k ;
- l'ensemble des unités résidentielles l qui ne sont pas des unités PER et qui sont connectés à la conduite de circulation k ;
- l'ensemble des douches et baignoires m et éviers de cuisine n se trouvant dans un bâtiment avec une destination non résidentielle et non industrielle, ne faisant pas partie d'une unité PEN, et qui sont connectés à la conduite de circulation k .

Le facteur de correction $f_{\text{insul, circ k}}$ dépend des propriétés de la conduite de circulation et des accessoires. Trois cas sont distingués.

Cas 1

Si la conduite de circulation et les accessoires satisfont à toutes les exigences ci-dessous, alors $f_{\text{insul, circ k}} = 1,1$.

- L'isolation de chaque coude (*) est exécutée dans le même matériau et a la même épaisseur que l'isolation des segments de conduites adjacentes. Elle est posée de manière telle que l'isolation soit continue.
- L'isolation n'est interrompue par aucune fixation de la conduite.
- L'isolation de la conduite principale n'est pas interrompue au niveau des branchements (*) et l'isolation thermique des conduites de puisage, le cas échéant, sera continue par rapport à l'isolation de la conduite principale.
- Chaque élément de robinetterie (**) a une résistance thermique équivalente satisfaisant à la règle suivante :

$$\text{Eq. 288 } R_{\text{eq, tap}} \geq \max(R_{1,j}) \quad (\text{m.K/W})$$

avec :

$R_{\text{eq, tap}}$ la résistance thermique équivalente de l'isolation thermique de l'élément de robinetterie, déterminée comme ci-dessous, en m.K/W ;

$R_{1,j}$ la résistance thermique linéaire du segment de conduite j auquel l'élément de robinetterie est connecté, telle qu'établie au § E.3, en m.K/W.

Il faut prendre la valeur maximale de tous les segments de conduite j connectés à l'élément de robinetterie.

- Chaque corps de pompe est pourvu d'un manteau en matériau isolant avec un coefficient de conductivité $\lambda_{\text{insul,pumps}}$ et une épaisseur minimale d'isolant $d_{\text{insul,pumps}}$ pour lesquels :

Eq. 289 $\frac{d_{\text{insul,pumps}}}{\lambda_{\text{insul,pumps}}} \geq 0,5$ (m.K/W)

avec :

$d_{\text{insul,pumps}}$ la plus courte distance entre les surfaces intérieure et extérieure de l'enveloppe isolante autour de la pompe, en ne tenant pas compte des pièces mobiles de commande, d'écrans d'affichage et des parties spécifiquement destinées à protéger l'électronique de la pompe contre la surchauffe (ailettes de refroidissement), en m ;

$\lambda_{\text{insul,pumps}}$ la conductivité thermique de l'isolation thermique autour de la pompe, en W/(m.K) .

NOTE (*) Pour la conduite de circulation complète, il est possible de s'écarter des exigences décrites ci-dessus pour n_{exc} coudes ou branchements, n_{exc} étant déterminé comme ci-dessous.

NOTE (**) Élément de robinetterie : sont considérés dans cette annexe comme élément de robinetterie (à isoler) : collecteur, vanne d'isolement, vanne de régulation, robinet de purge, clapet anti-retour, débourbeur ou pot de décantation et bouteille casse-pression.

Cas 2

Si le cas 1 n'est pas d'application mais que la conduite de circulation et les accessoires satisfont à toutes les exigences ci-dessous, alors $f_{\text{insul,circ k}} = 1,3$.

- L'isolation de chaque coude (*) est exécutée dans le même matériau et a la même épaisseur que l'isolation des segments de conduites adjacentes. Elle est posée de manière telle que l'isolation soit continue.
- L'isolation n'est interrompue par aucune fixation de la conduite
- L'isolation de la conduite principale n'est pas interrompue au niveau des branchements (*) et l'isolation thermique des conduites de puisage, le cas échéant, sera continue par rapport à l'isolation de la conduite principale.

NOTE (*) Pour la conduite de circulation complète, il est possible de s'écarter des exigences décrites ci-dessus pour n_{exc} coudes ou branchements, n_{exc} étant déterminé comme ci-dessous.

Cas 3

Dans tous les autres cas, $f_{\text{insul}, \text{circ } k} = 2$. Cette valeur est aussi la valeur par défaut.

On détermine la résistance thermique équivalente de l'élément de robinetterie, $R_{\text{eq}, \text{tap}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 290 } R_{\text{eq}, \text{tap}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{insul}, \text{tap}}} \ln \left(\frac{D_{\text{e}, \text{eq}, \text{tap}}}{D_{\text{i}, \text{eq}, \text{tap}}} \right) + \frac{1}{h_{\text{se}, \text{tap}} \cdot \pi \cdot D_{\text{e}, \text{eq}, \text{tap}}} \quad (\text{m.K/W})$$

avec :

$$\text{Eq. 291 } D_{\text{e}, \text{eq}, \text{tap}} = D_{\text{i}, \text{eq}, \text{tap}} + 2 \cdot d_{\text{insul}, \text{tap}} \quad (\text{m})$$

$$\text{Eq. 292 } D_{\text{i}, \text{eq}, \text{tap}} = \max(D_{\text{i}, j}) \quad (\text{m})$$

et :

$\lambda_{\text{insul}, \text{tap}}$	la conductivité thermique de l'isolation thermique autour de l'élément de robinetterie, en W/(m.K) ;
$D_{\text{e}, \text{eq}, \text{tap}}$	le diamètre extérieur équivalent de l'isolation autour de l'élément de robinetterie, en m ;
$D_{\text{i}, \text{eq}, \text{tap}}$	le diamètre extérieur équivalent de l'élément de robinetterie non isolé, en m ;
$d_{\text{insul}, \text{tap}}$	la plus courte distance entre les surfaces intérieure et extérieure de l'enveloppe isolante autour de l'élément de robinetterie, ne tenant pas compte des organes de commande, en m ;
$D_{\text{i}, j}$	le diamètre extérieur du segment de conduite j non isolée auquel l'élément de robinetterie est connecté, en m ;
$h_{\text{se}, \text{tap}}$	le total des coefficients de transmission thermique externe (par convection et par rayonnement) de l'élément de robinetterie, en W/(m².K), supposé égal à : - à l'intérieur du volume protégé : $h_{\text{se}, \text{tap}} = 8$; - dans un espace adjacent non chauffé : $h_{\text{se}, \text{tap}} = 10$; - à l'extérieur : $h_{\text{se}, \text{tap}} = 25$.

Il faut prendre la valeur maximale de tous les segments de conduite j connectés à l'élément de robinetterie.

Le nombre de coudes ou de branchements pour lequel le non respect des exigences d'isolation est accepté, n_{exc} , est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 293 } n_{\text{exc}} = \frac{\sum_j l_{\text{circ } k, j}}{100} \quad (-)$$

avec :

$l_{\text{circ } k, j}$ la longueur du segment j de la conduite de circulation k, en m.

Il faut faire une somme sur tous les segments j de la conduite de circulation k. Le résultat doit être arrondi à l'unité supérieure.

On détermine les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une unité résidentielle l qui n'est pas une unité PER, sans tenir compte des pertes de conduite de circulation/combilus, $Q_{\text{water},\text{ncalc},\text{res},\text{unit l},\text{gross woC},\text{m}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 294 } Q_{\text{water},\text{ncalc},\text{res},\text{unit l},\text{gross woC},\text{m}} = \frac{\max[64; 64 + 0,220 \cdot (V_{\text{unit l}} - 192)] \cdot t_m}{\eta_{\text{tubing},\text{ncalc},\text{res},\text{unit l}}} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$V_{\text{unit l}}$ le volume total de l'unité résidentielle l, en m³ ;
 t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;
 $\eta_{\text{tubing},\text{ncalc},\text{res},\text{unit l}}$ la contribution au rendement du système des conduites d'eau chaude sanitaire dans l'unité résidentielle l, (-), déterminée comme $\eta_{\text{tubing},\text{bath i}}$ avec, par convention :
 - $r_{\text{water},\text{bath i},\text{net}} = 1$ et
 - $l_{\text{tubing},\text{bath i}} = 5$ m.

Comme valeur par défaut, on utilise : $V_{\text{unit l}} = 0$.

On détermine les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une baignoire m se trouvant dans un bâtiment avec une destination non résidentielle et non industrielle et ne faisant pas partie d'une unité PEN, sans tenir compte des pertes de conduite de circulation/combilus, $Q_{\text{water},\text{ncalc},\text{nres},\text{bath m},\text{gross woC},\text{m}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 295 } Q_{\text{water},\text{ncalc},\text{nres},\text{bath m},\text{gross woC},\text{m}} = \frac{213 \cdot t_m}{\eta_{\text{tubing},\text{ncalc},\text{nres},\text{bath m}}} \quad (\text{MJ})$$

avec :

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;
 $\eta_{\text{tubing},\text{ncalc},\text{nres},\text{bath m}}$ la contribution au rendement du système des conduites d'eau chaude sanitaire vers une douche ou une baignoire m, (-), déterminée comme $\eta_{\text{tubing},\text{bath i}}$ avec, par convention :
 - $r_{\text{water},\text{bath i},\text{net}} = 1$ et
 - $l_{\text{tubing},\text{bath i}} = 5$ m.

On détermine les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine n se trouvant dans un bâtiment avec une destination non résidentielle et non industrielle et ne faisant pas partie d'une unité PEN, sans tenir compte des pertes de conduite de circulation/combilus, $Q_{\text{water},\text{ncalc},\text{nres},\text{sink n},\text{gross woC},\text{m}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 296 } Q_{\text{water},\text{ncalc},\text{nres},\text{sink n},\text{gross woC},\text{m}} = \frac{A_{\text{f},\text{sink}} \cdot 30,53 \cdot t_m}{\eta_{\text{tubing},\text{ncalc},\text{nres},\text{sink n}}} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$A_{\text{f},\text{sink}}$ la surface d'utilisation des espaces nécessaires à la préparation des repas, en m², déterminée selon le § 5.10.2 de l'annexe A.2 ;
 t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;

$\eta_{\text{tubing},n\text{calc},n\text{res},\text{sink } n}$ la contribution au rendement du système des conduites d'eau chaude sanitaire vers un évier de cuisine n , (-), déterminée comme $\eta_{\text{tubing},\text{sink } i}$ avec, par convention :

- $r_{\text{water},\text{sink } i,\text{net}} = 1$ et
- $l_{\text{tubing},\text{sink } i} = 5 \text{ m.}$

10 Consommation finale d'énergie pour le chauffage, l'eau chaude sanitaire et le refroidissement

10.1 Préambule

Les appareils de production de chaleur entrent en compte dans l'évaluation de la consommation finale d'énergie. Cela se fait généralement par le biais du rendement de production, qui est calculé sur base d'une ou plusieurs caractéristique(s) du générateur de chaleur. Le cas échéant, on tient compte en même temps de la contribution utile des systèmes d'énergie solaire thermique. Une procédure spécifique s'applique au refroidissement.

Lors de l'extension d'un bâtiment, les cas suivants peuvent se présenter :

- si l'extension est chauffée par un nouvel appareil de production de chaleur qui fonctionne indépendamment des appareils existants, on applique la procédure ci-dessous dans son entièreté ;
- si on place de nouveaux appareils de production de chaleur qui fonctionnent en combinaison avec les appareils existants, il faut appliquer la procédure ci-dessous sans prendre les appareils existants en considération ;
- si on ne place pas d'appareils supplémentaires, mais que l'on fait uniquement usage d'appareils existants, alors on applique la procédure aux appareils existants. Si toutes les informations nécessaires ne sont pas disponibles, on peut alors utiliser des valeurs par défaut.

10.2 Consommation finale mensuelle d'énergie pour le chauffage des locaux

10.2.1 Principe

L'énergie nécessaire pour chauffer un secteur énergétique peut être fournie par un seul appareil de production ou par une combinaison d'appareils connectés en parallèle ou en série. Afin de traiter ce dernier cas, on introduit le formalisme d'un appareil connecté préférentiel d'une part et d'un ou des appareil(s) connecté(s) non préférentiel(s) d'autre part. Dans le cas (le plus courant) où il n'y a pas d'appareils connectés en parallèle qu'un seul appareil de production, cela correspond à une part préférentielle de 100%. Les expressions ci-après donnent alors comme résultat une consommation nulle pour les appareils non préférentiels.

Ce principe s'applique également aux pompes à chaleur hybrides (c'est-à-dire la combinaison d'une pompe à chaleur et d'une chaudière) et aux pompes à chaleur équipées d'une résistance électrique intégrée. Dans ces deux cas, les deux générateurs sont considérés comme des appareils de production connectés en parallèle. Exception : si le rendement de production d'une pompe à chaleur électrique équipée d'une résistance électrique intégrée est déterminé selon le § 10.2.3.3.2, l'influence de la résistance électrique est déjà comprise dans ce rendement de production et l'appareil est tout de même considéré comme un producteur unique.

10.2.2 Règle de calcul

La consommation finale d'énergie pour le chauffage par mois et par secteur énergétique, sans compter l'énergie des auxiliaires, est donnée par :

- pour le(s) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) :

$$\text{Eq. 93} \quad Q_{\text{heat,final,sec i,m,pref}} = \frac{f_{\text{heat,m,pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,heat,sec i,m}}) \cdot Q_{\text{heat,gross,sec i,m}}}{\eta_{\text{gen,heat,pref}}} \quad (\text{MJ})$$

- pour le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k :

$$\text{Eq. 328 } Q_{\text{heat,final,sec i,m,npref k}} = \frac{f_{\text{heat,m,npref k}} \cdot (1 - f_{\text{as,heat,sec i,m}}) \cdot Q_{\text{heat,gross,sec i,m}}}{\eta_{\text{gen,heat,npref k}}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$f_{\text{heat,m,pref}}$	la fraction mensuelle de la quantité totale de chaleur fournie par le(s) producteur(s) de chaleur préférentiel(s), déterminée comme indiqué ci-dessous, (-) ;
$f_{\text{heat,m,npref k}}$	la fraction mensuelle de la production de chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k, déterminée comme indiqué ci-dessous, (-) ;
$f_{\text{as,heat,sec i,m}}$	la part des besoins thermiques totaux pour le chauffage d'un secteur énergétique i, qui est couverte par le système d'énergie solaire thermique, déterminée selon le § 10.4, (-) ;
$Q_{\text{heat,gross,sec i,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage d'un secteur énergétique i, déterminés selon le § 9.2, en MJ ;
$\eta_{\text{gen,heat,pref}}$	le rendement de production mensuel du/des producteur(s) de chaleur préférentiel(s), déterminé selon le § 10.2.3, (-) ;
$\eta_{\text{gen,heat,npref k}}$	le rendement de production mensuel du/des producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k, déterminé selon le § 10.2.3, (-).

En ce qui concerne le regroupement et la répartition de producteurs de chaleur préférentiels et non préférentiels, on applique les mêmes règles que celles spécifiées aux § 7.1 et § 7.2.1 de l'annexe A.2 au présent arrêté.

On détermine la fraction mensuelle de la quantité totale de chaleur fournie par le(s) générateur(s) préférentiel(s) comme suit :

- s'il n'y a qu'un seul type de générateur de chaleur, $f_{\text{heat,m,pref}} = 1$;
- sinon :
 - si le générateur de chaleur préférentiel n'est ni une installation de cogénération sur site, ni une pompe à chaleur utilisant l'air extérieur comme source de chaleur, les valeurs de $f_{\text{heat,m,pref}}$ doivent être reprises du Tableau [34]. Pour appliquer le Tableau [34], il faut faire une interpolation linéaire pour les valeurs intermédiaires de x_m ;
 - si le générateur de chaleur préférentiel est une installation de cogénération sur site, les valeurs de $f_{\text{heat,m,pref}}$ doivent être reprises du Tableau [10] ;
 - si le générateur de chaleur préférentiel est une pompe à chaleur utilisant l'air extérieur comme source de chaleur, les valeurs de $f_{\text{heat,m,pref}}$ doivent être reprises du Tableau [35]. Pour appliquer le Tableau [35], il faut faire une interpolation linéaire pour les valeurs intermédiaires de x_m .

Lors de l'utilisation de ces tableaux, la régulation entre appareils préférentiels et non préférentiels est considérée comme une "régulation additionnelle de puissance de pointe" si le(s) appareil(s) non préférentiel(s) ne fonctionne(nt) qu'au moment où la demande de puissance est supérieure à la puissance que peut fournir l'appareil préférentiel et si, durant cette période, l'appareil préférentiel fonctionne à pleine puissance. Si l'appareil préférentiel est coupé pendant cette période et dans tous les autres cas, le cas "régulation de commutation de puissance de pointe" est d'application.

Un appareil préférentiel est considéré comme "modulant" s'il remplit au moins l'une des conditions suivantes :

- la puissance délivrée par l'appareil peut moduler sous 80% de la puissance nominale, en réponse à une demande en chaleur variable ;
- le générateur de chaleur est raccordé à un système de chauffage de surface (chauffage par le sol, par le mur ou par le plafond) ;
- le générateur de chaleur est raccordé à un ballon de stockage d'une contenance plus grande ou égale à $V_{\min,i}$, déterminé comme ci-dessous.

Si l'appareil ne remplit aucune des conditions ci-dessus, il est considéré comme un appareil "à modulation restreinte".

La contenance minimale $V_{\min,i}$ est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 402} \quad V_{\min,i} = \frac{0,44 \times P_{\text{gen,heat,pref},i}}{(\theta_{\text{pref},i} - \theta_{\text{return,design},i})} \quad (\text{m}^3)$$

où :

$P_{\text{gen,heat,pref},i}$	la puissance nominale totale du générateur de chaleur préférentiel i, en kW ;
$\theta_{\text{pref},i}$	la température à laquelle le générateur préférentiel i fournit de la chaleur au ballon de stockage, en °C ;
$\theta_{\text{return,design},i}$	la température de retour de conception du système d'émission de chaleur auquel le générateur de chaleur préférentiel i fournit de la chaleur, comme déterminée au § 10.2.3.2, en °C.

Remarque : si $\theta_{\text{return,design},i}$ est plus grand ou égal à $\theta_{\text{pref},i}$, le ballon de stockage n'est pas pris en compte et il est automatiquement supposé que la condition correspondante sur l'aspect modulant n'est pas satisfaite.

Les valeurs de $f_{\text{heat,m,pref}}$ sont toujours exprimées en fonction de la variable auxiliaire x_m . Cette variable auxiliaire est déterminée selon le § 7.3.1 de l'annexe A.3 au présent arrêté.

La consommation finale d'énergie des secteurs énergétiques qui sont desservis par un "combilus" est déterminée selon des spécifications complémentaires déterminées par le Ministre.

Tableau [34] : Fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) générateur(s) préférentiel(s), $f_{\text{heat},m,\text{pref}}$ - cas où le système de production préférentiel n'est ni une installation de cogénération sur site, ni une pompe à chaleur utilisant l'air extérieur comme source de chaleur

Variable auxiliaire x_m	Appareil préférentiel modulant		Appareil préférentiel avec modulation restreinte	
	Régulation de commutation de puissance de pointe	Régulation additionnelle de puissance de pointe	Régulation de commutation de puissance de pointe	Régulation additionnelle de puissance de pointe
$x_m = 0$	1,00	1,00	0	0
$x_m = 0,05$	0,99	1,00	0	0
$x_m = 0,15$	0,97	0,99	0,04	0,06
$x_m = 0,25$	0,93	0,99	0,08	0,14
$x_m = 0,35$	0,87	0,97	0,15	0,25
$x_m = 0,45$	0,78	0,96	0,20	0,38
$x_m = 0,55$	0,62	0,92	0,19	0,49
$x_m = 0,65$	0,48	0,86	0,16	0,55
$x_m = 0,75$	0,35	0,79	0,13	0,56
$x_m = 0,85$	0,28	0,74	0,11	0,57
$x_m = 0,95$	0,25	0,71	0,10	0,56
$x_m = 1,05$	0,16	0,63	0,06	0,53
$x_m = 1,15$	0,15	0,61	0,06	0,52
$x_m = 1,25$	0,14	0,59	0,06	0,52
$x_m = 1,35$	0,09	0,51	0	0,45
$x_m = 1,45$	0,08	0,47	0	0,41
$x_m = 1,55$	0,07	0,46	0	0,41
$x_m = 1,65$	0,07	0,46	0	0,40
$x_m = 1,75$	0,06	0,44	0	0,40
$x_m = 1,85$	0,05	0,44	0	0,37
$x_m = 1,95$	0	0,39	0	0,33
$x_m = 2,05$	0	0,36	0	0,32
$x_m = 2,15$	0	0,35	0	0,31
$x_m = 2,25$	0	0,34	0	0,29
$x_m = 2,35$	0	0,31	0	0,28
$x_m = 2,45$	0	0,30	0	0,28
$x_m = 2,55$	0	0,30	0	0,28
$x_m = 2,65$	0	0,30	0	0,27
$x_m = 2,75$	0	0,28	0	0,26
$x_m = 2,85$	0	0,28	0	0,26
$x_m = 2,95$	0	0,27	0	0,26
$x_m = 3,00$	0	0,25	0	0,24
$3,00 < x_m$	0	0,25	0	0,24

Tableau [10] : Fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) générateur(s) préférentiel(s), $f_{\text{heat},m,\text{pref}}$ – cas où le système de production préférentiel est une installation de cogénération sur site

Cas		Fraction mensuelle
$V_{\text{stor},\text{cogen}} < V_{\text{stor},30 \text{ min}}$	$0 \leq x_m < 0,3$	0
	$0,3 \leq x_m < 0,9$	$\frac{2}{3} \cdot x_m - 0,2$
	$0,9 \leq x_m < 1,3$	$0,43 \cdot x_m + 0,013$
	$1,3 \leq x_m < 8,9$	$\frac{1,05 \cdot x_m - 0,245}{(x_m + 0,1)^2}$
	$8,9 \leq x_m$	$\frac{1}{x_m}$
$V_{\text{stor},\text{cogen}} \geq V_{\text{stor},30 \text{ min}}$	$0 \leq x_m < 0,05$	0
	$0,05 \leq x_m < 0,35$	$1,66 \cdot x_m - 0,083$
	$0,35 \leq x_m < 0,9$	$0,36 \cdot x_m + 0,376$
	$0,9 \leq x_m < 8,9$	$\frac{1,05 \cdot x_m - 0,245}{(x_m + 0,1)^2}$
	$8,9 \leq x_m$	$\frac{1}{x_m}$

Les symboles présents dans le tableau sont définis comme suit :

$V_{\text{stor},\text{cogen}}$ le volume d'eau du ballon, servant au stockage de la chaleur fournie par l'installation de cogénération, en m^3 ;

$V_{\text{stor},30 \text{ min}}$ le volume d'eau minimal du ballon nécessaire pour couvrir pendant 30 minutes la production de l'installation de cogénération sur site à pleine puissance, tel que déterminé au § A.6 de l'annexe A.3 au présent arrêté, en m^3 .

Tableau [35] : Fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) générateur(s) préférentiel(s), $f_{\text{heat},m,\text{pref}}$ - cas où le système de production préférentiel est une pompe à chaleur utilisant l'air extérieur comme source de chaleur

Régulation	Régulation de commutation de puissance de pointe						Régulation additionnelle de puissance de pointe					
X_{HP}	<2,25	<2,50	<2,75	<3,00	<3,50	≥3,50	<2,25	<2,50	<2,75	<3,00	<3,50	≥3,50
$x_m = 0$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
$x_m = 0,05$	0,73	0,82	0,91	0,97	0,99	0,99	0,73	0,82	0,91	0,97	1,00	1,00
$x_m = 0,15$	0,65	0,79	0,89	0,94	0,97	0,97	0,65	0,80	0,90	0,96	0,99	0,99
$x_m = 0,25$	0,53	0,68	0,79	0,85	0,93	0,93	0,53	0,70	0,81	0,89	0,98	0,99
$x_m = 0,35$	0,40	0,54	0,66	0,73	0,83	0,84	0,41	0,56	0,69	0,79	0,92	0,96
$x_m = 0,45$	0,33	0,45	0,56	0,64	0,73	0,75	0,34	0,48	0,61	0,72	0,88	0,93
$x_m = 0,55$	0,30	0,41	0,50	0,56	0,62	0,63	0,33	0,46	0,59	0,70	0,84	0,89
$x_m = 0,65$	0,27	0,35	0,42	0,46	0,51	0,52	0,31	0,44	0,56	0,66	0,80	0,84
$x_m = 0,75$	0,23	0,28	0,33	0,37	0,40	0,41	0,31	0,42	0,54	0,63	0,74	0,78
$x_m = 0,85$	0,20	0,25	0,29	0,31	0,34	0,34	0,31	0,42	0,53	0,61	0,71	0,74
$x_m = 0,95$	0,17	0,21	0,24	0,27	0,29	0,30	0,30	0,40	0,49	0,57	0,67	0,71
$x_m = 1,05$	0,13	0,15	0,18	0,20	0,21	0,21	0,28	0,38	0,46	0,53	0,62	0,64
$x_m = 1,15$	0,12	0,15	0,17	0,18	0,20	0,20	0,26	0,36	0,45	0,51	0,60	0,62
$x_m = 1,25$	0,11	0,13	0,15	0,17	0,18	0,18	0,25	0,33	0,41	0,48	0,57	0,60
$x_m = 1,35$	0,07	0,09	0,10	0,11	0,11	0,12	0,25	0,33	0,40	0,45	0,52	0,53
$x_m = 1,45$	0,05	0,06	0,08	0,09	0,09	0,10	0,20	0,27	0,34	0,40	0,47	0,49
$x_m = 1,55$	0	0,05	0,06	0,07	0,08	0,08	0,17	0,24	0,30	0,36	0,44	0,47
$x_m = 1,65$	0	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,17	0,24	0,30	0,36	0,44	0,47
$x_m = 1,75$	0	0,05	0,06	0,07	0,07	0,07	0,17	0,24	0,30	0,36	0,44	0,47
$x_m = 1,85$	0	0,05	0,06	0,06	0,06	0,06	0,17	0,24	0,30	0,36	0,44	0,47
$x_m = 1,95$	0	0	0,05	0,05	0,05	0,05	0,17	0,24	0,30	0,36	0,40	0,40
$x_m = 2,05$	0	0	0,05	0,05	0,05	0,05	0,17	0,24	0,30	0,36	0,40	0,40
$x_m = 2,15$	0	0	0	0,05	0,05	0,05	0,17	0,24	0,30	0,30	0,36	0,40
$x_m = 2,25$	0	0	0	0,05	0,05	0,05	0,17	0,24	0,30	0,30	0,36	0,36
$x_m = 2,35$	0	0	0	0	0,05	0,05	0,17	0,24	0,30	0,30	0,32	0,32
$x_m = 2,45$	0	0	0	0	0	0	0,17	0,24	0,30	0,30	0,30	0,32
$x_m = 2,55$	0	0	0	0	0	0	0,17	0,24	0,30	0,30	0,30	0,32
$x_m = 2,65$	0	0	0	0	0	0	0,17	0,24	0,30	0,30	0,30	0,32
$x_m = 2,75$	0	0	0	0	0	0	0,10	0,16	0,20	0,24	0,27	0,30
$x_m = 2,80$	0	0	0	0	0	0	0,10	0,14	0,18	0,20	0,25	0,25
$2,80 < x_m$	0	0	0	0	0	0	0,10	0,14	0,18	0,20	0,25	0,25

X_{HP} est déterminé comme suit :

- si le rendement de production est déterminé selon § 10.2.3.3.2 :

$$\text{Eq. 329 } X_{\text{HP}} = f_{\theta, \text{em}} \cdot \text{SCOP}_{\text{on}} \quad (-)$$

- si le rendement de production est déterminé selon § 10.2.3.3.3 :

$$\text{Eq. 330 } X_{\text{HP}} = f_{\theta, \text{heat}} \cdot \text{COP}_{\text{test}} \quad (-)$$

avec :

$f_{\theta, \text{em}}$	un facteur de correction pour la différence entre la température de départ de conception vers le système d'émission de chaleur (ou, le cas échéant, le stockage de chaleur) et la température de sortie du condenseur à laquelle le SCOP_{on} a été déterminé, déterminé selon § 10.2.3.3.2, (-) ;
SCOP_{on}	le coefficient de performance de la pompe à chaleur électrique en mode actif et pour les conditions climatiques moyennes, déterminé selon § 10.2.3.3.2, (-) ;
$f_{\theta, \text{heat}}$	un facteur de correction pour la différence entre la température de départ de conception vers le système d'émission de chaleur (ou, le cas échéant, le stockage de chaleur) et la température de sortie du condenseur, déterminé selon § 10.2.3.3.3, (-) ;
COP_{test}	le coefficient de performance de la pompe à chaleur, déterminé selon § 10.2.3.3.3, (-) .

S'il y a un générateur de chaleur non préférentiel pour le secteur énergétique considéré, ou si tous les générateurs de chaleurs non préférentiels ont le même rendement de production selon le § 10.2.3 (et utilisent le même vecteur énergétique), la fraction mensuelle pour le chauffage du/des générateur(s) non préférentiel(s) k est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 298 } f_{\text{heat}, \text{m}, \text{npref } k} = 1 - f_{\text{heat}, \text{m}, \text{pref}} \quad (-)$$

S'il y a plusieurs générateurs de chaleur non préférentiels avec différents rendements de production selon le § 10.2.3 (et/ou s'ils utilisent différents vecteurs énergétiques), la fraction mensuelle pour le chauffage du/des générateur(s) non préférentiel(s) k est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 299 } f_{\text{heat}, \text{m}, \text{npref } k} = (1 - f_{\text{heat}, \text{m}, \text{pref}}) \cdot \frac{P_{\text{gen}, \text{heat}, \text{npref } k}}{\sum_k P_{\text{gen}, \text{heat}, \text{npref } k}} \quad (-)$$

où :

$f_{\text{heat}, \text{m}, \text{npref } k}$	la fraction mensuelle de la production de chaleur totale fournie par le(s) générateur(s) non préférentiel(s) k , (-) ;
$f_{\text{heat}, \text{m}, \text{pref}}$	la fraction mensuelle de la production de chaleur totale fournie par le(s) générateur(s) préférentiel(s), (-) ;
$P_{\text{gen}, \text{heat}, \text{npref } k}$	la puissance nominale totale du/des générateur(s) non préférentiel(s) k , en kW.

Il faut effectuer une somme sur tous les générateurs de chaleur non préférentiels k .

NOTE 1 Pour les chaudières pour lesquelles le rendement de production est déterminé selon § 10.2.3.2.2, la puissance nominale est déterminée comme la production de chaleur utile P selon le Règlement européen (UE) n°813/2013.

NOTE 2 Pour les chaudières pour lesquelles le rendement de production est déterminé selon § 10.2.3.2.4, la puissance nominale est la puissance nominale visée par la Directive européenne Chaudières.

NOTE 3 La puissance thermique des pompes à chaleur électriques dont le rendement de production est déterminé selon le § 10.2.3.3.2 est déterminée comme :

- la puissance thermique nominale P_{rated} selon le Règlement européen (UE) n°813/2013 pour les pompes à chaleur dont la source de chaleur est l'eau ;
- la charge calorifique nominale $P_{design,h}$ selon le Règlement européen (UE) n°206/2012 pour les pompes à chaleur dont la source de chaleur est l'air ;
- la charge calorifique nominale $P_{design,h}$ selon le Règlement européen (UE) n°2016/2281 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale est supérieure à 12 kW mais n'est pas supérieure à 1 MW et dont la source de chaleur est l'air.

NOTE 4 La puissance thermique des pompes à chaleur électriques dont le rendement de production est déterminé selon le § 10.2.3.3.3 est déterminée selon la norme NBN EN 14511, dans les conditions de test définies au § 10.2.3.3.3.

NOTE 5 La puissance thermique des pompes à chaleur gaz à sorption dont le rendement de production est déterminé selon le § 10.2.3.4.2 est déterminée comme la puissance thermique nominale P_{rated} selon le Règlement européen (UE) n°813/2013.

NOTE 6 La puissance thermique d'une installation de cogénération sur site est déterminée selon la méthode pour les appareils au gaz.

10.2.3 Rendement de production pour le chauffage des locaux et l'humidification

10.2.3.1 Principe

Le rendement de production pour le chauffage est défini comme le rapport entre la fourniture de chaleur par l'installation de production de chaleur au système de distribution de chaleur et l'énergie nécessaire pour générer cette chaleur.

Le rendement de production pour le chauffage est déterminé, lorsque c'est possible, à l'aide de données produits établies de manière harmonisée à travers l'Union européenne.

A cette fin, le présent texte fait référence aux Directives européennes suivantes :

- la Directive 2009/125/CE du 21 octobre 2009, dite "Directive écodesign", établissant un cadre pour la fixation d'exigences en matière d'écoconception applicables aux produits liés à l'énergie ;
- la Directive 2012/27/EU du 25 octobre 2012 relative à l'efficacité énergétique, modifiant les Directives 2009/125/CE et 2010/30/UE et abrogeant les Directives 2004/8/CE et 2006/32/CE ;

et plus particulièrement aux Règlements qui complètent ces Directives :

- le Règlement (UE) n°206/2012 de la Commission du 6 mars 2012 portant application de la Directive 2009/125/CE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne les exigences d'écoconception applicables aux climatiseurs et aux ventilateurs de confort ;
- le Règlement (UE) n°813/2013 de la Commission du 2 août 2013, portant application de la Directive 2009/125/CE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne les exigences d'écoconception applicables aux dispositifs de chauffage des locaux et aux dispositifs de chauffage mixtes ;
- le Règlement (UE) n°2015/1188 de la Commission du 28 avril 2015 portant application de la directive 2009/125/CE du Parlement européen et du Conseil en

ce qui concerne les exigences d'écoconception applicables aux dispositifs de chauffage décentralisés ;

- le Règlement (UE) n°2016/2281 de la Commission du 30 novembre 2016, mettant en oeuvre la directive 2009/125/CE du Parlement européen et du Conseil établissant un cadre pour la fixation d'exigences en matière d'écoconception applicables aux produits liés à l'énergie, en ce qui concerne les exigences d'écoconception applicables aux appareils de chauffage à air, aux appareils de refroidissement, aux refroidisseurs industriels haute température et aux ventilo-convecteurs ;
- le Règlement (UE) n°2015/1189 de la Commission du 28 avril 2015 portant application de la directive 2009/125/CE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne les exigences d'écoconception applicables aux chaudières à combustible solide ;

et également aux Communications suivantes qui complètent plus encore ces Directives :

- la Communication 2012/C 172/01 de la Commission dans le cadre de la mise en œuvre du Règlement (UE) n°206/2012 de la Commission du 6 mars 2012 portant application de la Directive 2009/125/CE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne les exigences d'écoconception applicables aux climatiseurs et aux ventilateurs de confort et du Règlement délégué (UE) n°626/2011 de la Commission du 4 mai 2011 complétant la Directive 2010/30/UE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne l'indication, par voie d'étiquetage, de la consommation d'énergie des climatiseurs ;
- la Communication 2014/C 110/01 de la Commission dans le cadre de la mise en œuvre du Règlement (UE) n°206/2012 de la Commission du 6 mars 2012 portant application de la Directive 2009/125/CE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne les exigences d'écoconception applicables aux climatiseurs et aux ventilateurs de confort et du Règlement délégué (UE) n°626/2011 de la Commission du 4 mai 2011 complétant la Directive 2010/30/UE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne l'indication, par voie d'étiquetage, de la consommation d'énergie des climatiseurs ;
- la Communication 2014/C 207/02 de la Commission dans le cadre du Règlement (UE) n°813/2013 de la Commission portant application de la Directive 2009/125/CE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne les exigences d'écoconception applicables aux dispositifs de chauffage des locaux et aux dispositifs de chauffage mixtes et du Règlement délégué (UE) n°811/2013 de la Commission complétant la Directive 2010/30/UE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne l'étiquetage énergétique des dispositifs de chauffage des locaux, des dispositifs de chauffage mixtes, des produits combinés constitués d'un dispositif de chauffage des locaux, d'un régulateur de température et d'un dispositif solaire et des produits combinés constitués d'un dispositif de chauffage mixte, d'un régulateur de température et d'un dispositif solaire ;
- la Communication 2017/C 076/01 de la Commission dans le cadre de la mise en oeuvre du règlement délégué (UE) 2015/1187 de la Commission complétant la Directive 2010/30/UE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne l'étiquetage énergétique des chaudières à combustible solide et des produits combinés constitués d'une chaudière à combustible solide, de dispositifs de chauffage d'appoint, de régulateurs de température et de dispositifs solaires (NB : ce document est aussi utile à la compréhension du Règlement (UE) n°2015/1189).

La détermination du rendement de production, telle que décrite dans ce chapitre, est également d'application pour la production de chaleur destinée à l'humidification, voir § 7.5.1 de l'annexe A.3 au présent arrêté.

Si elle n'a pas déjà été prise en compte dans le rendement de production calculé ci-dessous, la consommation d'énergie électrique des auxiliaires est calculée selon le § 11.

10.2.3.2 Rendement de production de producteurs de chaleur qui ne sont pas des pompes à chaleur

10.2.3.2.1 Principe

Le rendement de production pour le chauffage des producteurs de chaleur suivants :

- les chaudières du type B1, destinées uniquement au chauffage, à combustible gazeux ou liquide (à l'exception des biocarburants), mises sur le marché à partir du 26/09/2015 et dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 10kW ;
- les chaudières du type B1 mixtes, destinées au chauffage et à la production d'eau chaude sanitaire, à combustible gazeux ou liquide (à l'exception des biocarburants), mises sur le marché à partir du 26/09/2015 et dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 30kW ;
- les chaudières qui ne sont pas du type B1, à combustible gazeux ou liquide (à l'exception des biocarburants), mises sur le marché à partir du 26/09/2015 et dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 400kW,
- les chaudières à combustible solide, mises sur le marché à partir du 01/01/2020 et dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 500 kW,

est déterminé selon le § 10.2.3.2.2.

Le rendement de production pour le chauffage pour les appareils de chauffage locaux qui fonctionnent au gaz, au combustible liquide ou à l'électricité (à l'exception des dispositifs de chauffage commandés à distance ou "slave heaters"), mis sur le marché après le 01/01/2018 et dont la puissance nominale n'est pas plus grande que 50 kW, est déterminé selon le § 10.2.3.2.3.

Pour tous les autres producteurs de chaleur qui ne sont pas des pompes à chaleur, le rendement de production pour le chauffage est déterminé selon le § 10.2.3.2.4.

10.2.3.2.2 Rendement de production des chaudières à l'aide de valeurs issues du Règlement européen (UE) n°813/2013 ou du Règlement européen (UE) n°2015/1189

Le rendement de production pour le chauffage d'une chaudière qui satisfait aux conditions mentionnées au § 10.2.3.2.1 est déterminé comme suit.

- Pour les chaudières à condensation :

$$\text{Eq. 331} \quad \eta_{\text{gen,heat}} = f_{\text{dim,gen,heat}} \cdot \left\{ \eta_{\text{part,GCV}} + \left[\frac{f_{\text{NCV/GCV}} \cdot 0,003}{\left(\theta_{\text{part,GCV}} - \theta_{\text{ave,boiler}} \right)} \right] \right\} - a_{\text{loc}} - a_{\text{perm}} \quad (-)$$

- Pour les chaudières non à condensation :

$$\text{Eq. 332} \quad \eta_{\text{gen,heat}} = f_{\text{dim,gen,heat}} \cdot \eta_{\text{part,GCV}} - a_{\text{loc}} - a_{\text{perm}} \quad (-)$$

avec :

$f_{\text{dim,gen,heat}}$ un facteur de correction pour tenir compte du dimensionnement du système de production pour le chauffage ; actuellement, ce facteur est conventionnellement fixé à 1,00, (-).

$f_{\text{NCV/GCV}}$	un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur et du pouvoir calorifique supérieur du combustible utilisé, tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$\eta_{\text{part,GCV}}$	<p>le rendement à charge partielle (par rapport au pouvoir calorifique supérieur) déterminé à une charge de 30% de la puissance thermique nominale, déterminé comme l'efficacité utile η_1 du Règlement européen (UE) n°813/2013, (-):</p> <p><u>- pour les chaudières gaz et mazout, il s'agit de l'efficacité utile à une charge de 30% de la puissance thermique nominale, notée η_1 dans le Règlement européen (UE) n°813/2013, (-),</u></p> <p><u>- pour les chaudières à combustible solide, il s'agit de l'efficacité utile à 30 ou à 50 % de la puissance thermique nominale, notée η_p dans le Règlement européen (UE) n°2015/1189, (-).</u></p> <p><u>Exception : pour les chaudières à combustible solide à alimentation manuelle ne pouvant fonctionner à 50 % ou moins de la puissance thermique nominale en mode continu, la donnée η_p n'est pas disponible. On peut appliquer à la place l'efficacité utile à la puissance thermique nominale, notée η_n dans le Règlement européen (UE) n°2015/1189, (-) ;</u></p>
$\theta_{\text{part,GCV}}$	la température d'entrée de la chaudière à laquelle le rendement à charge partielle $\eta_{\text{part,GCV}}$ a été déterminé, en °C ;
$\theta_{\text{ave,boiler}}$	la température moyenne saisonnière de l'eau de la chaudière à appliquer, telle que déterminée au § 10.2.3.2.4, en °C ;
a_{loc}	un facteur de correction qui tient compte de l'emplacement du producteur de chaleur, (-). Si l'appareil est placé hors du volume protégé ou si l'emplacement de l'appareil est inconnu, ce facteur vaut 0,02. Si l'appareil est placé dans le volume protégé, ce facteur vaut 0,00 ;
a_{perm}	un facteur de correction qui tient compte du fait que la chaudière est maintenue ou non chaud en permanence, (-). Si la chaudière est équipée d'une régulation qui la maintient à température en permanence, et donc aussi pendant les périodes sans demande de chaleur ⁷ (c.-à-d. : entre deux périodes de fonctionnement du brûleur, la chaudière ne peut pas se refroidir de manière illimitée, pour atteindre finalement la température ambiante), ou si la régulation précise est inconnue, ce facteur vaut 0,05. Dans le cas contraire, ce facteur vaut 0,00.

La valeur par défaut pour le rendement de production pour le chauffage des chaudières qui sont évaluées selon le présent paragraphe est 0,73, diminuée des facteurs de réduction a_{loc} et a_{perm} .

10.2.3.2.3 Rendement de production pour le chauffage pour les appareils de chauffage locaux à l'aide de valeurs issues du Règlement européen (EU) n°2015/1188

Le rendement de production pour le chauffage d'un appareil de chauffage local qui satisfait aux conditions du § 10.2.3.2.1 est déterminé comme suit :

- pour les appareils au gaz ou au combustible liquide :

⁷ Peu importe que la température de la chaudière reste constante ou qu'elle puisse quand même baisser de manière limitée jusqu'à un niveau de température moins élevé (mais pas tout à fait jusqu'à la température ambiante).

$$\text{Eq. 403} \quad \eta_{\text{gen,heat}} = f_{\text{NCV/GCV}} \cdot \eta_s \quad (-)$$

- pour les appareils électriques :

$$\text{Eq. 404} \quad \eta_{\text{gen,heat}} = 2,5 \cdot f_{\text{NCV/GCV}} \cdot \eta_s \quad (-)$$

où :

$f_{\text{NCV/GCV}}$ un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur sur le pouvoir calorifique supérieur du combustible utilisé, repris à l'Annexe F de la présente annexe ;

η_s l'efficacité énergétique saisonnière pour le chauffage des locaux, déterminée selon le Règlement européen (UE) n°2015/1188, (-).

La valeur par défaut pour l'efficacité énergétique saisonnière pour le chauffage des locaux η_s des appareils de chauffage locaux dont il est question dans ce paragraphe est :

- pour les appareils au gaz ou au combustible liquide à foyer ouvert : 0,42 ;
- pour les appareils au gaz ou au combustible liquide à foyer fermé : 0,72 ;
- pour les appareils électriques : 0,31.

10.2.3.2.4 Rendement de production des producteurs de chaleur pour lesquels des données issues des Règlements européen (UE) n°813/2013 et (EU) 2015/1188 ne sont pas prises en compte

On trouve le rendement de production dans le Tableau [44]. Pour la plupart des types d'appareil, des valeurs par défaut sont reprises dans ce tableau.

Tableau [44] : Rendement de production pour le chauffage $\eta_{\text{gen,heat}}$

Chauffage central	Calcul détaillé		Valeurs par défaut
Chaudière à eau chaude à condensation (1) (2)	$f_{\text{dim,gen,heat}} \cdot f_{\text{NCV/GCV}} \cdot [\eta_{\text{part,NCV}} + 0,003 \cdot (\theta_{\text{part,NCV}} - \theta_{\text{ave,boiler}})]$		0,73
Chaudière à eau chaude non à condensation (1) (2)	$f_{\text{dim,gen,heat}} \cdot f_{\text{NCV/GCV}} \cdot \eta_{\text{part,NCV}}$		0,73
Générateur d'air chaud (1)	$f_{\text{dim,gen,heat}} \cdot f_{\text{NCV/GCV}} \cdot \eta_{\text{part,NCV}}$		0,73
Cogénération Installation de cogénération sur site	$f_{\text{dim,gen,heat}} \cdot \varepsilon_{\text{cogen,th}}$		(5)
Fourniture de chaleur externe	$\eta_{\text{heat,dh}}$		0,97
Chauffage électrique par résistance (1)	1,00		1,00
Chauffage local (3)	Calcul détaillé	Valeurs par défaut	Valeurs fixes
Poêle au charbon ou poêle au bois (à l'exception des poêles à pellets) à foyer ouvert	$f_{\text{NCV/GCV}} \cdot \eta_{\text{nom}}$	0,30	

Poêle au charbon ou poêle au bois (à l'exception des poêles à pellets) à foyer fermé	$f_{\text{NCV/GCV}} \cdot \eta_{\text{nom}}$	0,60	
Poêle à pellets dont la puissance nominale est supérieure à 50 kW	–	–	$f_{\text{NCV/GCV}} \cdot 0,77$
Poêle à pellets dont la puissance nominale est inférieure ou égale à 50 kW	$f_{\text{NCV/GCV}} \cdot \eta_{\text{nom}}$	0,65	
Poêle au mazout	–	–	$f_{\text{NCV/GCV}} \cdot 0,80$
Poêle au gaz	–	–	$f_{\text{NCV/GCV}} \cdot 0,83$
Chauffage électrique par résistance	–	–	1,00

Cas spéciaux

Equivalence (4)

(1) Si l'appareil est installé en dehors du volume protégé, il faut diminuer le rendement obtenu de 0,02.

(2) Si la chaudière est équipée d'une régulation qui maintient la chaudière à température en permanence, et donc aussi pendant les périodes sans demande de chaleur⁸ (c.-à-d. : entre deux périodes de fonctionnement du brûleur, la chaudière ne peut pas se refroidir de manière illimitée, pour atteindre finalement la température ambiante), il faut diminuer le rendement obtenu de 0,05. Si l'on ne sait pas exactement comment la chaudière est contrôlée, il est supposé qu'un tel système de régulation existe (et que la chaudière ne peut pas se refroidir).

(3) Si le fabricant peut présenter, pour le rendement de production d'un corps de chauffe local, une valeur qui a été déterminée suivant des règles déterminées par le Ministre, on peut utiliser cette valeur au lieu de la valeur par défaut ci-dessus.

(4) Les dérogations par rapport aux catégories ci-dessus doivent être traitées sur base d'une demande d'équivalence ou, si elles existent, selon des règles déterminées par le Ministre. A défaut, on peut également utiliser une valeur par défaut de 0,73.

(5) Le rendement de conversion thermique d'une cogénération est déterminé selon le § A.2 de l'annexe A.3 au présent arrêté. La valeur par défaut éventuelle est donnée dans ce paragraphe.

Les symboles du tableau sont définis comme suit :

$f_{\text{dim, gen, heat}}$	un facteur de correction pour tenir compte du dimensionnement du système de production pour le chauffage ; actuellement, ce facteur est conventionnellement fixé à 1,00, (-) ;
$f_{\text{NCV/GCV}}$	est un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur et du pouvoir calorifique supérieur du combustible utilisé, repris à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;

⁸ Peu importe que la température de la chaudière reste constante ou qu'elle puisse quand même baisser de manière limitée jusqu'à un niveau de température moins élevé (mais pas tout à fait jusqu'à la température ambiante).

$\eta_{\text{part,NCV}}$	le rendement à charge partielle (par rapport au pouvoir calorifique inférieur) déterminé à une charge de 30% de la puissance thermique nominale, (-). Exceptions : <ul style="list-style-type: none"> - pour les chaudières non à condensation à combustible solide <u>lignes d'une puissance nominale inférieure ou égale à 500 kW</u>, on peut appliquer la valeur à 50% de charge ou celle à 100% de charge, à condition que ce rendement soit déterminé selon la norme NBN EN 303-5, - pour les producteurs d'air chaud, pour les chaudières à combustible solide d'une puissance nominale supérieure à 500 kW et pour les chaudières à condensation à combustible solide d'une puissance nominale inférieure ou égale à 500 kW pour lesquels le rendement à 30% de charge ne peut pas être mesuré, on peut appliquer la valeur à 100% de charge ;
$\theta_{\text{part,NCV}}$	la température d'entrée de la chaudière à laquelle le rendement à charge partielle $\eta_{\text{part,NCV}}$ a été déterminé, en °C ;
$\theta_{\text{ave,boiler}}$	la température moyenne saisonnière de l'eau de la chaudière à appliquer, déterminée comme indiqué ci-dessous, en °C ;
$\varepsilon_{\text{cogen,th}}$	le rendement de conversion thermique pour une installation de cogénération sur site, tel que déterminé au § A.2 de l'Annexe A.3 au présent arrêté ;
$\eta_{\text{heat,dh}}$	le rendement pour une fourniture de chaleur externe, à déterminer selon des règles déterminées par le Ministre ;
η_{nom}	le rendement utile à la puissance nominale, déterminé selon : <ul style="list-style-type: none"> - NBN EN 13240 pour les poêles au charbon et poêles au bois (à l'exception des poêles à pellets) à foyer ouvert ; - NBN EN 13229 pour les poêles au charbon et poêles au bois (à l'exception des poêles à pellets) à foyer fermé ; - NBN EN 15250 pour les poêles au charbon et poêles au bois (à l'exception des poêles à pellets) à accumulation ; - NBN EN 14785 pour les poêles à pellets.

Dans le cas de chaudières à condensation, on détermine la température moyenne saisonnière de l'eau de la chaudière par :

Eq. 95 $\theta_{\text{ave,boiler}} = 6,4 + 0,63 \cdot \theta_{\text{return,design}}$ (°C)

Eq. 429 $\theta_{\text{ave,boiler}} = 6,4 + 0,63 \cdot \theta_{\text{in,design}}$ (°C)

où :

$\theta_{\text{ave,boiler}}$ la température moyenne saisonnière de l'eau de la chaudière à utiliser, en °C ;

$\theta_{\text{in,design}}$ la température d'entrée de la chaudière dans les conditions de conception, déterminée comme indiqué ci-dessous, en °C.

On détermine la température d'entrée de la chaudière dans les conditions de conception $\theta_{\text{in,design}}$ comme suit :

- pour les chaudières connectées en série avec un ou plusieurs autres générateurs de chaleur et dont l'entrée du fluide caloporteur n'est pas connectée au système d'émission mais à la sortie du fluide caloporteur d'un autre générateur de chaleur, on a :

Eq. 430 $\theta_{\text{in,design}} = \theta_{\text{return,design}} + \frac{\sum_{m=1}^{12} f_{\text{heat,m,first}} \cdot x_{m,first}}{\sum_{m=1}^{12} x_{m,first}} \cdot (\theta_{\text{supply,design}} - \theta_{\text{return,design}})$ (°C)

- dans tous les autres cas, on a :

$$\text{Eq. 431 } \theta_{\text{in,design}} = \theta_{\text{return,design}} \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$\theta_{\text{return,design}}$	la température de retour de conception du système d'émission de chaleur, en $^\circ\text{C}$.
$\theta_{\text{supply,design}}$	la température de départ vers le système d'émission de chaleur dans les conditions de conception, en $^\circ\text{C}$. Il faut tenir compte ici non seulement du système d'émission, mais aussi du dimensionnement d'un éventuel réservoir tampon (température maximum de stockage).
$f_{\text{heat,m,first}}$	la fraction mensuelle de la quantité totale de chaleur fournie par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) comme premier(s) ⁹ dans une série d'appareils en série, déterminée comme $f_{\text{heat,m,pref}}$ au § 10.2.2 en considérant le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) comme premier(s) comme producteur(s) préférentiel(s), (-) ;
$x_{\text{m,first}}$	la variable auxiliaire pour la détermination de la fraction en demande de chaleur couverte par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) comme premier(s), déterminée comme x_{m} au § 7.3.1 de l'annexe PEN, tout en considérant le(s) producteur de chaleur connecté(s) comme premier(s) comme le(s) producteur(s) préférentiel(s), (-).

Il faut effectuer une sommation sur tous les mois de l'année.

La valeur par défaut pour la température de retour de conception du système d'émission est de 45°C pour les systèmes de chauffage de surface (chauffage par le sol, par le mur ou par le plafond) et de 70°C pour tous les autres systèmes d'émission de chaleur. Pour la température de départ du système d'émission, on peut prendre comme valeur par défaut pour les systèmes de chauffage de surface (chauffage par le sol, le mur et le plafond) $\theta_{\text{supply,design}} = 55^\circ\text{C}$ et, pour tous les autres systèmes d'émission, $\theta_{\text{supply,design}} = 90^\circ\text{C}$. Si les deux types de systèmes d'émission sont présents dans un secteur énergétique, c'est le système ayant la température de retour de conception et la température de départ la plus élevée qui est pris en considération¹⁰. On peut introduire des valeurs meilleures conformément à des règles déterminées par le Ministre ou, à défaut, sur base d'une demande d'équivalence.

10.2.3.3 Rendement de production des pompes à chaleur électriques

10.2.3.3.1 Principe

Les pompes à chaleur électriques¹¹ peuvent tirer leur chaleur de diverses sources de chaleur :

⁹ Celui-ci étant le générateur de chaleur dont l'entrée est connectée au (conduit de) retour du système d'émission. Le générateur connecté comme premier n'est pas automatiquement le générateur préférentiel. Si c'est quand même le cas, alors on a $f_{\text{heat,m,first}} = f_{\text{heat,m,pref}}$. Dans l'autre cas, il faut un nouveau calcul pour déterminer la fraction couverte par le générateur connecté comme premier.

¹⁰ Il est toujours possible de diviser un secteur énergétique en différents secteurs énergétiques plus petits et pour chacun d'entre eux prendre en considération leur système d'émission de chaleur.

¹¹ **Remarque :**

Dans le présent texte, on entend par pompes à chaleur des machines actives qui prélèvent de la chaleur à une source à basse température et qui émettent cette chaleur à une

- sol via un fluide caloporteur : la pompe à chaleur pompe un fluide caloporteur (généralement, une solution antigel, par exemple, un mélange eau-glycol) à travers un échangeur de chaleur enterré vertical ou horizontal. La chaleur prélevée dans le sol par ce fluide caloporteur est cédée à l'évaporateur ;
- sol par évaporation directe : l'évaporateur dans le sol tire directement la chaleur sensible du sol par conduction (et éventuellement la chaleur latente, par congélation) sans l'intervention d'un fluide de transport intermédiaire ;
- nappe phréatique, eau de surface ou similaire : l'eau est pompée, cède sa chaleur à l'évaporateur et est réinjectée dans son milieu d'origine ;
- air extérieur : l'air extérieur est amené jusqu'à l'évaporateur à l'aide d'un ventilateur et y cède sa chaleur ;
- air repris : l'air repris du système de ventilation est amené sur l'évaporateur et y cède sa chaleur ;
- autres.

Les pompes à chaleur électriques peuvent délivrer leur chaleur à l'eau, à l'air ou à la structure du bâtiment (où des condenseurs sont intégrés dans la structure du bâtiment (principalement les planchers, et éventuellement d'autres parois comme par exemple les murs ou les plafonds), et délivrent la chaleur directement à la structure du bâtiment (sans l'intervention d'un fluide de transport intermédiaire tel que l'air ou l'eau)).

Le rendement de production

- des pompes à chaleur électriques mises sur le marché à partir du 26/09/2015, dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 400 kW et avec :
 - soit le sol via un fluide caloporteur comme source de chaleur et l'eau comme fluide caloporteur, ou
 - soit l'eau comme source de chaleur et l'eau comme fluide caloporteur, ou
 - soit l'air extérieur comme source de chaleur et l'eau comme fluide caloporteur

température plus élevée pour le chauffage des locaux, pour l'humidification ou pour la production d'eau chaude sanitaire. Une telle augmentation de température de la chaleur s'effectue forcément avec l'apport d'une (quantité moindre d') énergie valorisable.

Avec certains systèmes de ventilation, il est aussi possible de transférer la chaleur de l'air repris à l'air neuf (plus froid) à l'aide d'échangeurs de chaleur passifs. Le transfert de chaleur s'effectue dans ce cas de manière tout à fait naturelle de la température haute vers la température basse sans apport d'énergie supplémentaire (à part une petite quantité d'énergie auxiliaire supplémentaire, par exemple une petite consommation supplémentaire pour les ventilateurs afin de surmonter la perte de charge supplémentaire de l'échangeur de chaleur. Les appareils de ce genre se présentent sous différentes variantes (par exemple, échangeurs de chaleur à plaques à flux croisé ou à contre-courant, échangeurs de chaleur rotatifs, échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire, systèmes régénérateurs, etc.) et sont désignés ici sous le terme général d'appareil de récupération de chaleur. L'évaluation énergétique des appareils de récupération de chaleur s'effectue lors du traitement des déperditions de ventilation au § 7.4.

Quand on utilise des pompes à chaleur pour l'air de ventilation, elles sont souvent combinées avec des appareils de récupération de chaleur. C'est normalement plus intéressant du point de vue énergétique. Pour éviter les doubles comptages, le coefficient de performance de la pompe à chaleur utilisé dans ce chapitre ne peut se rapporter qu'à la pompe à chaleur proprement dite sans intégrer l'effet de l'appareil de récupération de chaleur, puisque ce dernier est explicitement repris dans le calcul du chapitre concernant la ventilation. La combinaison de l'évaluation de la pompe à chaleur au sens strict dans le présent chapitre et de l'appareil de récupération de chaleur dans le chapitre ventilation donne une évaluation correcte du système combiné dans son ensemble lors de la détermination de la consommation d'énergie caractéristique.

- des pompes à chaleur électriques mises sur le marché à partir du 01/01/2013, dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 12 kW et avec l'air extérieur comme source de chaleur et l'air comme fluide caloporteur
- des pompes à chaleur électriques mises sur le marché à partir du 01/01/2018, dont la puissance nominale est supérieure à 12 kW mais n'est pas supérieure à 1 MW et avec l'air extérieur comme source de chaleur et l'air comme fluide caloporteur

est déterminé selon le § 10.2.3.3.2.

Le rendement de production des autres types de pompes à chaleur électriques est déterminé selon le § 10.2.3.3.3.

La valeur par défaut pour $\eta_{\text{gen,heat}}$ pour les pompes à chaleur électriques utilisant l'air comme source de chaleur et comme fluide caloporteur est fixée à 1,25. Pour tous les autres types de pompes à chaleur électriques, la valeur par défaut pour $\eta_{\text{gen,heat}}$ est fixée à 2,00.

10.2.3.3.2 Rendement de production des pompes à chaleur électriques à l'aide de valeurs issues du Règlement européen (UE) n°206/2012, du Règlement européen (UE) n°813/2013 ou du Règlement européen (UE) n°2016/2281

Le rendement de production pour le chauffage des pompes à chaleur électriques qui satisfont aux conditions mentionnées au § 10.2.3.3.1 est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 333} \quad \eta_{\text{gen,heat}} = \frac{P_{\text{nom}} \cdot t_{\text{on}}}{\frac{P_{\text{nom}} \cdot t_{\text{on}}}{\text{SCOP}_{\text{inst}}} + P_{\text{To}} \cdot t_{\text{To}} + P_{\text{CCH}} \cdot t_{\text{CCH}} + P_{\text{off}} \cdot t_{\text{off}} + P_{\text{SB}} \cdot t_{\text{SB}}} \quad (-)$$

où :

P_{nom}	la puissance thermique nominale de la pompe à chaleur électrique, déterminée comme P_{rated} selon le Règlement européen (UE) n°813/2013 pour les pompes à chaleur dont le fluide caloporteur est l'eau, comme P_{designh} selon le Règlement européen (UE) n°206/2012 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 12 kW et dont le fluide caloporteur est l'air ou comme $P_{\text{rated,h}}$ selon le Règlement européen (UE) n°2016/2281 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale est supérieure à 12 kW et dont le fluide caloporteur est l'air, en kW ;
t_{on}	la durée durant laquelle la pompe à chaleur est allumée, tirée du Tableau [38] en fonction du type de pompe à chaleur, en h ;
$\text{SCOP}_{\text{inst}}$	le coefficient de performance de la pompe à chaleur électrique en mode actif, en tenant compte de l'influence de l'installation, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;
P_{To}	la puissance absorbée de la pompe à chaleur électrique au moment où la fonction "chauffage" est enclenchée mais où la pompe à chaleur électrique n'est pas opérationnelle parce qu'il n'y a pas de demande de chaleur, déterminée selon le Règlement européen (UE) n°813/2013 pour les pompes à chaleur dont le fluide caloporteur est l'eau, selon le Règlement européen (UE) n°206/2012 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 12 kW et dont le fluide caloporteur est l'air et selon le Règlement européen (UE) n°2016/2281 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale est supérieure à 12 kW et dont le fluide caloporteur est l'air, en kW ;

t_{TO}	la durée durant laquelle la fonction "chauffage" est enclenchée sans que la pompe à chaleur électrique ne soit opérationnelle parce qu'il n'y a pas de demande de chaleur, tirée du Tableau [38] en fonction du type de pompe à chaleur, en h ;
P_{CCH}	la puissance absorbée de la pompe à chaleur électrique au moment où l'appareil est activé pour éviter la migration du réfrigérant vers le compresseur, déterminée comme P_{CK} selon le Règlement européen (UE) n°813/2013 pour les pompes à chaleur dont le fluide caloporteur est l'eau, selon le Règlement européen (UE) n°206/2012 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 12 kW et dont le fluide caloporteur est l'air et selon le Règlement européen (UE) n°2016/2281 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale est supérieure à 12 kW et dont le fluide caloporteur est l'air, en kW ;
t_{CCH}	la durée durant laquelle la pompe à chaleur électrique est activée afin d'éviter la migration du réfrigérant vers le compresseur, tirée du Tableau [38] en fonction du type de pompe à chaleur, en h ;
P_{off}	la puissance absorbée de la pompe à chaleur électrique en mode arrêt, déterminée selon le Règlement européen (UE) n°813/2013 pour les pompes à chaleur dont le fluide caloporteur est l'eau, selon le Règlement européen (UE) n°206/2012 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 12 kW et dont le fluide caloporteur est l'air et selon le Règlement européen (UE) n°2016/2281 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale est supérieure à 12 kW et dont le fluide caloporteur est l'air, en kW ;
t_{off}	la durée durant laquelle la pompe à chaleur électrique est en mode arrêt, tirée du Tableau [38] en fonction du type de pompe à chaleur, en h ;
P_{SB}	la puissance absorbée de la pompe à chaleur électrique en mode veille, déterminée selon le Règlement européen (UE) n°813/2013 pour les pompes à chaleur dont le fluide caloporteur est l'eau, selon le Règlement européen (UE) n°206/2012 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 12 kW et dont le fluide caloporteur est l'air et selon le Règlement européen (UE) n°2016/2281 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale est supérieure à 12 kW et dont le fluide caloporteur est l'air, en kW ;
t_{SB}	la durée durant laquelle la pompe à chaleur électrique est en mode veille, tirée du Tableau [38] en fonction du type de pompe à chaleur, en h.

Tableau [38] : Durées t_{on} , t_{TO} , t_{CCH} , t_{off} et t_{SB} , en h, en fonction du type de pompe à chaleur

Type de pompe à chaleur		t_{on} (h)	t_{TO} (h)	t_{CCH} (h)	t_{off} (h)	t_{SB} (h)
Fluide caloporteur	Refroidissement actif (*) ?					
Eau	Non	2066	178	3850	3672	0
	Oui	2066	178	178	0	0
Air	Non	1400	179	3851	3672	0
	Oui	1400	179	179	0	0
(*)Non = pompe à chaleur qui n'est pas utilisée comme refroidissement actif (en mode réversible) / Oui = pompe à chaleur qui est utilisée comme refroidissement actif (en mode réversible)						

Le coefficient de performance en mode mode actif, en tenant compte de l'influence de l'installation, $SCOP_{inst}$, est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 334 } SCOP_{inst} = f_{\theta,em} \cdot f_{\theta,source} \cdot f_{\Delta\theta} \cdot f_{pumps} \cdot f_{AHU} \cdot f_{dim,gen,heat} \cdot SCOP_{on} \quad (-)$$

avec :

$f_{\theta,em}$	un facteur de correction pour la différence entre la température de départ de conception vers le système d'émission de chaleur (ou, le cas échéant, le stockage de chaleur) sortie de la pompe de chaleur dans les conditions de conception et la température de sortie du condenseur à laquelle le $SCOP_{on}$ a été déterminé, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;
$f_{\theta,source}$	un facteur de correction pour la différence entre la température (conventionnelle) de la source chaude et la température d'entrée à l'évaporateur avec laquelle le $SCOP_{on}$ a été déterminé, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;
$f_{\Delta\theta}$	un facteur de correction pour la différence entre les variations de température, d'une part, du système d'émission de chaleur dans des conditions de conception (ou, le cas échéant, le stockage de chaleur) et, d'autre part, de l'eau à travers le condenseur dans les conditions d'essai selon la norme NBN EN 14511 ou sous les conditions de tests pour lesquelles $SCOP_{on}$ ou $SGUE_h$ a été déterminé, en cas de transport de chaleur par l'eau, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ; un facteur de correction pour la différence entre, d'une part, la différence de température à travers le condenseur de la pompe à chaleur dans des conditions de conception et, d'autre part, la différence de température de l'eau à travers le condenseur dans les conditions d'essai selon la norme NBN EN 14511 ou sous les conditions de tests pour lesquelles $SCOP_{on}$ ou $SGUE_h$ a été déterminé, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;
f_{pumps}	un facteur de correction pour la consommation d'énergie d'une pompe sur le circuit vers l'évaporateur, déterminé comme mentionné au § 10.2.3.3.3, (-) ;
f_{AHU}	un facteur de correction pour la différence entre le débit d'air de conception et le débit d'air lors de l'essai selon la norme NBN EN 14511 ou le débit d'air avec lequel $SCOP_{on}$ ou $SGUE_h$ a été déterminé. f_{AHU} intervient uniquement pour les pompes à chaleur couplées à l'air de ventilation et est déterminé comme mentionné au § 10.2.3.3.3, (-) ;
$f_{dim,gen,heat}$	un facteur de correction pour tenir compte du dimensionnement du système de production pour le chauffage ; actuellement, ce facteur est conventionnellement fixé à 1,00, (-) ;
$SCOP_{on}$	le coefficient de performance de la pompe à chaleur électrique en mode actif et pour les conditions climatiques moyennes, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-).

Pour les pompes à chaleur électriques dont le fluide caloporteur est l'air et à double conduit, le $SCOP_{on}$ est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 335 } SCOP_{on} = 0,7 \cdot COP_{nom} \quad (-)$$

où :

COP_{nom}	le coefficient de performance nominal de la pompe à chaleur électrique, déterminé comme COP_{rated} selon le Règlement européen (UE) n°206/2012 en tenant compte de la Communication 2012/C 172/01 et de la Communication 2014/C 110/01, (-).
-------------	---

Pour les autres pompes à chaleur électriques dont le fluide caloporteur est l'air, le $SCOP_{on}$ correspond :

- si la puissance nominale n'est pas supérieure à 12 kW : au $SCOP_{on}$ selon le Règlement européen (UE) n°206/2012 en tenant compte de la Communication 2012/C 172/01 et de la Communication 2014/C 110/01 ;
- si la puissance nominale est supérieure à 12 kW : au $SCOP_{on}$ selon le Règlement européen (UE) n°2016/2281.

Pour toutes les pompes à chaleur électriques dont le fluide caloporteur est l'air, on a :

$$\text{Eq. 336 } f_{\theta,em} = 1 \quad (-)$$

Pour les pompes à chaleur dont le fluide caloporteur est l'eau, le $SCOP_{on}$ est déterminé sur base du Règlement européen (UE) n°813/2013 et en tenant compte de la Communication 2014/C 207/02. Dans le cadre du Règlement européen, il est précisé si la pompe à chaleur est une pompe à chaleur basse température. Dans ce cas, $SCOP_{on}$ est déterminé pour une température de sortie du condenseur de 35°C. Si la pompe à chaleur n'est pas une pompe à chaleur basse température, $SCOP_{on}$ est déterminé pour une température de sortie du condenseur de 55°C. Si on ne sait pas à quelle température le $SCOP_{on}$ a été déterminé, il est supposé qu'il s'agit d'une pompe à chaleur basse température et que le $SCOP_{on}$ introduit a été déterminé pour une température de sortie du condenseur de 35°C.

Le régime de température pour lequel $SCOP_{on}$ est donné détermine comment $SCOP_{on}$, $f_{\theta,em}$ et $f_{\Delta\theta}$ doivent être déterminés. Les cas suivants peuvent se produire.

- Si la pompe à chaleur est une pompe à chaleur basse température, alors :

$$\text{Eq. 337 } SCOP_{on} = SCOP_{on,35^\circ C} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 405 } f_{\theta,em} = 1 + 0,02 \cdot (35 - \theta_{supply,LTHP}) \quad (-)$$

$$\text{Eq. 432 } f_{\theta,em} = 1 + 0,02 \cdot (35 - \theta_{out,LTHP}) \quad (-)$$

$$\text{Eq. 406 } f_{\Delta\theta} = 1 + 0,01 \cdot (\Delta\theta_{design} - 5) \quad (-)$$

- Si la pompe à chaleur n'est pas une pompe à chaleur basse température, alors :

$$\text{Eq. 339 } SCOP_{on} = SCOP_{on,55^\circ C} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 340 } f_{\theta,em} = 1 + 0,02 \cdot (55 - \theta_{supply,design}) \quad (-)$$

$$\text{Eq. 433 } f_{\theta,em} = 1 + 0,02 \cdot (55 - \theta_{out,design}) \quad (-)$$

$$\text{Eq. 407 } f_{\Delta\theta} = 1 + 0,01 \cdot (\Delta\theta_{\text{design}} - 8) \quad (-)$$

où :

$\text{SCOP}_{\text{on}, 35^{\circ}\text{C}}$ le coefficient de performance de la pompe à chaleur électrique en mode actif, pour les conditions climatiques moyennes et pour une température de sortie du condenseur de 35°C , déterminé selon le Règlement européen (UE) n°813/2013 en tenant compte de la Communication 2014/C 207/02, (-) ;

$\text{SCOP}_{\text{on}, 55^{\circ}\text{C}}$ le coefficient de performance de la pompe à chaleur électrique en mode actif, pour les conditions climatiques moyennes et une température de sortie du condenseur de 55°C , déterminé selon le Règlement européen (UE) n°813/2013 en tenant compte de la Communication 2014/C 207/02, (-) ;

~~$\theta_{\text{supply, design}}$ la température de départ vers le système d'émission de chaleur en $^{\circ}\text{C}$ dans les conditions de conception, déterminée selon le § 10.2.3.3.3 ;~~

~~$\theta_{\text{out, design}}$ la température de sortie de la pompe à chaleur dans les conditions de conception, déterminée selon le § 10.2.3.3.3, en $^{\circ}\text{C}$;~~

~~$\theta_{\text{supply, LTHP}}$ la température de départ d'une pompe à chaleur basse température vers le système d'émission de chaleur dans les conditions de conception, en $^{\circ}\text{C}$, comme déterminé ci-dessous ;~~

~~$\theta_{\text{out, LTHP}}$ la température de sortie de la pompe à chaleur basse température dans les conditions de conception, comme déterminé ci-dessous, en $^{\circ}\text{C}$;~~

$\Delta\theta_{\text{design}}$ la différence de température entre le départ et le retour du système d'émission (ou, le cas échéant, le stockage de chaleur) dans les conditions de conception, déterminée selon le § 10.2.3.3.3, en $^{\circ}\text{C}$. La valeur par défaut vaut 0°C .

~~La température de départ d'une pompe à chaleur basse température vers le système d'émission de chaleur dans les conditions de conception, $\theta_{\text{supply, LTHP}}$, est donnée par :~~

~~$$\text{Eq. 408 } \theta_{\text{supply, LTHP}} = \min(\theta_{\text{supply, design}} ; 60^{\circ}\text{C}) \quad (^{\circ}\text{C})$$~~

~~avec :~~

~~$\theta_{\text{supply, design}}$ la température de départ vers le système d'émission de chaleur en $^{\circ}\text{C}$ dans les conditions de conception, déterminée selon le § 10.2.3.3.3.~~

~~La température de sortie d'une pompe à chaleur basse température dans les conditions de conception, $\theta_{\text{out, LTHP}}$, est donnée par :~~

$$\text{Eq. 434 } \theta_{\text{out, LTHP}} = \min(\theta_{\text{out, design}} ; 60^{\circ}\text{C}) \quad (^{\circ}\text{C})$$

avec :

$\theta_{\text{out, design}}$ la température de sortie de la pompe à chaleur dans les conditions de conception, déterminée selon le § 10.2.3.3.3, en $^{\circ}\text{C}$.

Lors de la détermination de SCOP_{on} selon le Règlement européen (UE) n°813/2013, il faut indiquer la source de chaleur avec laquelle SCOP_{on} est déterminée : air, eau ou saumure. La source de chaleur pour laquelle SCOP_{on} est déterminé et la source de chaleur de l'installation réelle déterminent la valeur de $f_{\theta, \text{source}}$. Les cas suivants peuvent se produire.

- Pour les pompes à chaleur qui sont mises en oeuvre avec le sol ou l'eau comme source de chaleur :

$$\text{Eq. 343 } f_{\theta, \text{source}} = 1 + 0,018 \cdot (\theta_{\text{source,design}} - \theta_{\text{source,test}}) \quad (-)$$

où :

$\theta_{\text{source,design}}$ la température de la source de chaleur de l'installation réelle, en °C, fixée conventionnellement en fonction de la source de chaleur :

- 2°C si la source de chaleur est l'eau de surface ou des eaux usées des égouts ou l'effluent d'une usine de traitement des eaux usées ;
- 10°C si la source de chaleur est l'eau de la nappe phréatique ou une boucle d'eau ;
- 0°C si la source de chaleur est le sol (via un échangeur de chaleur) ;
- à déterminer par le Ministre pour d'autres sources de chaleur ;

$\theta_{\text{source,test}}$ la température de la source de chaleur avec laquelle SCOP_{on} ou SGUE_h est déterminé selon le Règlement européen (UE) n°813/2013, en °C. Si la source de chaleur avec laquelle SCOP_{on} ou SGUE_h est déterminé est l'eau ou si la source de chaleur n'est pas connue, cette température est fixée à 10°C. Si la source de chaleur avec laquelle SCOP_{on} ou SGUE_h est déterminé est la saumure, cette température est fixée à 0°C.

- Pour les pompes à chaleur qui sont mises en oeuvre avec l'air extérieur comme source de chaleur :

$$\text{Eq. 344 } f_{\theta, \text{source}} = 1 \quad (-)$$

10.2.3.3.3 Rendement de production des pompes à chaleur électriques non basé sur des données issues d'un Règlement européen

Le rendement de production pour le chauffage des pompes à chaleur qui ne tombent pas dans le champ d'application du § 10.2.3.3.2, $\eta_{\text{gen,heat}}$, est donné par :

$$\text{Eq. 96} \quad \eta_{\text{gen,heat}} = \text{SPF} \quad (-)$$

avec :

$$\text{Eq. 345} \quad \text{SPF} = f_{\theta,\text{heat}} \cdot f_{\Delta\theta} \cdot f_{\text{pumps}} \cdot f_{\text{AHU}} \cdot f_{\text{dim,gen,heat}} \cdot \text{COP}_{\text{test}} \quad (-)$$

où :

$f_{\theta,\text{heat}}$	un facteur de correction pour la différence entre la température de départ de conception vers le système d'émission de chaleur (ou, le cas échéant, le stockage de chaleur) sortie de la pompe de chaleur dans les conditions de conception et la température de sortie du condenseur dans l'essai selon la norme NBN EN 14511, en cas de transport de chaleur par l'eau, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;
$f_{\Delta\theta}$	un facteur de correction pour la différence entre les variations de température, d'une part, du système d'émission de chaleur dans des conditions de conception (ou, le cas échéant, le stockage de chaleur) et, d'autre part, de l'eau à travers le condenseur dans les conditions d'essai selon la norme NBN EN 14511 ou sous les conditions de tests pour lesquelles SCOP_{on} ou SGUE_h a été déterminé, en cas de transport de chaleur par l'eau, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ; un facteur de correction pour la différence entre, d'une part, la différence de température à travers le condenseur de la pompe à chaleur dans des conditions de conception et, d'autre part, la différence de température de l'eau à travers le condenseur dans les conditions d'essai selon la norme NBN EN 14511 ou sous les conditions de tests pour lesquelles SCOP _{on} ou SGUE _h a été déterminé, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;
f_{pumps}	un facteur de correction pour la consommation d'énergie d'une pompe sur le circuit vers l'évaporateur, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;
f_{AHU}	un facteur de correction pour la différence entre le débit d'air de conception et le débit d'air lors de l'essai selon la norme NBN EN 14511 ou le débit d'air avec lequel SCOP _{on} ou SGUE _h a été déterminé. f_{AHU} intervient uniquement pour les pompes à chaleur couplées à l'air de ventilation et est déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;
$f_{\text{dim,gen,heat}}$	un facteur de correction pour tenir compte du dimensionnement du système de production pour le chauffage ; actuellement, ce facteur est conventionnellement fixé à 1,00, (-) ;
COP_{test}	le coefficient de performance de la pompe à chaleur selon la norme NBN EN 14511 dans les conditions d'essai décrites dans le Tableau [12] ci-dessous, (-) :

Tableau [12] : Conditions d'essai pour la détermination du COP_{test}

Source chaude	Emission de chaleur	Conditions de test
sur base du tableau 3 de la norme NBN EN 14511-2		
air extérieur, éventuellement en combinaison avec de l'air rejeté	air recyclé, éventuellement en combinaison avec de l'air extérieur	A2/A20
air extérieur, éventuellement en combinaison avec de l'air rejeté	uniquement de l'air extérieur, sans utilisation d'un appareil de récupération de chaleur	A2/A2
uniquement de l'air extérieur	uniquement de l'air extérieur, en utilisant un appareil de récupération de chaleur	A2/A20
uniquement de l'air rejeté, sans utilisation d'un appareil de récupération de chaleur	air recyclé, éventuellement en combinaison avec de l'air extérieur	A20/A20
uniquement de l'air rejeté, sans utilisation d'un appareil de récupération de chaleur	uniquement de l'air extérieur, sans utilisation d'un appareil de récupération de chaleur	A20/A2
uniquement de l'air rejeté, en utilisant un appareil de récupération de chaleur	air recyclé, éventuellement en combinaison avec de l'air extérieur	A2/A20
sur base du tableau 5 de la norme NBN EN 14511-2		
sol par l'intermédiaire d'un circuit hydraulique	air recyclé, éventuellement en combinaison avec de l'air extérieur	B0/A20
sol par l'intermédiaire d'un circuit hydraulique	uniquement de l'air extérieur, sans utilisation d'un appareil de récupération de chaleur	B0/A2
sol par l'intermédiaire d'un circuit hydraulique	uniquement de l'air extérieur, en utilisant un appareil de récupération de chaleur	B0/A20
sol par l'intermédiaire d'eau souterraine	air recyclé, éventuellement en combinaison avec de l'air extérieur	W10/A20
sol par l'intermédiaire d'eau souterraine	uniquement de l'air extérieur, sans utilisation d'un appareil de récupération de chaleur	W10/A2
sol par l'intermédiaire d'eau souterraine	uniquement de l'air extérieur, en utilisant un appareil de récupération de chaleur	W10/A20
sur base du tableau 7 de la norme NBN EN 14511-2		
sol par l'intermédiaire d'un circuit hydraulique	eau	B0/W35
sol par l'intermédiaire d'eau souterraine	eau	W10/W35

Source chaude	Emission de chaleur	Conditions de test
sur base du tableau 12 de la norme NBN EN 14511-2		
air extérieur, éventuellement en combinaison avec de l'air rejeté, sans utilisation d'un appareil de récupération de chaleur	eau	A2/W35
uniquement de l'air rejeté, sans utilisation d'un appareil de récupération de chaleur	eau	A20/W35
<p>où :</p> <p>A air comme vecteur (air). Le nombre qui suit est la température d'entrée au bulbe sec, en °C.</p> <p>B fluide intermédiaire avec une température de congélation inférieure à celle de l'eau (brine). Le nombre qui suit est la température d'entrée à l'évaporateur, en °C.</p> <p>W eau comme vecteur (water). Le nombre qui suit est la température d'entrée à l'évaporateur ou la température de sortie au condenseur, en °C.</p>		

NOTE : certaines conditions d'essai correspondent aux "standard rating conditions" de la norme NBN EN 14511-2. D'autres correspondent aux "application rating conditions". La plupart des conditions d'essai pour le chauffage direct de l'air extérieur constituent un ajout : ces combinaisons spécifiques ou conditions de températures n'apparaissent pas telles quelles dans la norme.

Le Ministre peut déterminer des spécifications complémentaires et/ou divergentes pour calculer le COP_{test} et/ou le $\eta_{gen,heat}$.

Le facteur de correction $f_{\theta,heat}$ est déterminé comme suit :

- si le fluide caloporteur est l'air, $f_{\theta,heat} = 1$;
- si le fluide caloporteur est l'eau, $f_{\theta,heat}$ vaut :

~~Eq. 98
$$f_{\theta,heat} = 1 + 0,01 \cdot (43 - \theta_{supply,design}) \quad (-)$$~~

~~avec :~~

~~$\theta_{supply,design}$ la température de départ vers le système d'émission de chaleur dans les conditions de conception, en °C. Il faut tenir compte ici non seulement du système d'émission, mais aussi du dimensionnement d'un éventuel réservoir tampon (température maximum de stockage).~~

~~Eq. 435
$$f_{\theta,heat} = 1 + 0,01 \cdot (43 - \theta_{out,design}) \quad (-)$$~~

~~avec :~~

~~$\theta_{out,design}$ la température de sortie de la pompe à chaleur dans les conditions de conception, déterminée comme indiqué ci-dessous, en °C.~~

On détermine la température de sortie de la pompe à chaleur dans les conditions de conception $\theta_{out,design}$ comme suit :

- pour les pompes à chaleur connectées en série avec une ou plusieurs autres générateurs de chaleur et dont l'entrée du fluide caloporteur est connectée au système d'émission mais dont la sortie du fluide caloporteur n'est pas connectée

au système d'émission (ou le stockage) mais à l'entrée du fluide caloporteur d'un autre générateur de chaleur, on a :

$$\text{Eq. 436 } \theta_{\text{out, design}} = \theta_{\text{return, design}} + \frac{\sum_{m=1}^{12} f_{\text{heat, m, first}} \cdot x_{\text{m, first}}}{\sum_{m=1}^{12} x_{\text{m, first}}} \cdot (\theta_{\text{supply, design}} - \theta_{\text{return, design}}) \quad (^\circ\text{C})$$

- dans tous les autres cas, on a :

$$\text{Eq. 437 } \theta_{\text{out, design}} = \theta_{\text{return, design}} \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$\theta_{\text{return, design}}$	la température de retour de conception du système d'émission de chaleur, en °C.
$\theta_{\text{supply, design}}$	la température de départ vers le système d'émission de chaleur dans les conditions de conception, en °C. Il faut tenir compte ici non seulement du système d'émission, mais aussi du dimensionnement d'un éventuel réservoir tampon (température maximum de stockage).
$f_{\text{heat, m, first}}$	la fraction mensuelle de la quantité totale de chaleur fournie par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) comme premier ¹² dans une série d'appareils en série, déterminée comme $f_{\text{heat, m, pref}}$ au § 10.2.2 en considérant le(s) producteur de chaleur connecté(s) comme premier comme producteur(s) préférentiel(s), (-) ;
$x_{\text{m, first}}$	la variable auxiliaire pour la détermination de la fraction en demande de chaleur couverte par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) comme premier, déterminée comme x_{m} dans § 7.3.1 de l'annexe PEN, tout en considérant le(s) producteur de chaleur connecté(s) comme premier comme le(s) producteur(s) préférentiel(s), (-).

Il faut effectuer une sommation sur tous les mois de l'année.

La valeur par défaut pour la température de retour de conception du système d'émission est de 45°C pour les systèmes de chauffage de surface (chauffage par le sol, par le mur ou par le plafond) et de 70°C pour tous les autres systèmes d'émission de chaleur. Pour la température de départ du système d'émission, on peut prendre comme valeur par défaut pour les systèmes de chauffage de surface (chauffage par le sol, le mur et le plafond) $\theta_{\text{supply, design}} = 55^\circ\text{C}$ et, pour tous les autres systèmes d'émission, $\theta_{\text{supply, design}} = 90^\circ\text{C}$. Si les deux types de systèmes d'émission sont présents dans un secteur énergétique, c'est le système ayant la température de retour de conception et la température de départ la plus élevée qui est pris en considération¹³. On peut introduire des valeurs meilleures conformément à des règles déterminées par le Ministre ou, à défaut, sur base d'une demande d'équivalence.

Le facteur de correction $f_{\Delta\theta}$ est déterminé comme suit :

- si le fluide caloporteur est l'air, $f_{\Delta\theta} = 1$;
- si le fluide caloporteur est l'eau, $f_{\Delta\theta}$ vaut :

¹² Celui-ci étant le générateur de chaleur dont l'entrée est connectée au (conduit de) retour du système d'émission. Le générateur connecté comme premier n'est pas automatiquement le générateur préférentiel. Si c'est quand même le cas, alors on a $f_{\text{heat, m, first}} = f_{\text{heat, m, pref}}$. Dans l'autre cas, il faut un nouveau calcul pour déterminer la fraction couverte par le générateur connecté comme premier.

¹³ Il est toujours possible de diviser un secteur énergétique en différents secteurs énergétiques plus petits et pour chacun d'entre eux prendre en considération leur système d'émission de chaleur.

$$\text{Eq. 99} \quad f_{\Delta\theta} = 1 + 0,01 \cdot (\Delta\theta_{\text{design}} - \Delta\theta_{\text{test}}) \quad (-)$$

avec :

$\Delta\theta_{\text{design}}$ ~~la différence de température entre le départ et le retour du système d'émission (ou, le cas échéant, le stockage de chaleur) dans les conditions de conception, en °C ; la différence de température entre l'entrée et la sortie de la pompe à chaleur (en prenant en compte, le cas échéant, le stockage de chaleur) dans les conditions de conception, déterminée comme indiqué ci-dessous, en °C ;~~

$\Delta\theta_{\text{test}}$ l'augmentation de température de l'eau au travers du condenseur lors des tests selon le Règlement européen (UE) n°813/2013 si le rendement de production de la pompe à chaleur est déterminé selon le § 10.2.3.3.2, ou lors des tests selon la norme NBN EN 14511 si le rendement de production de la pompe à chaleur est déterminé selon le § 10.2.3.3.3, en °C.

On peut prendre $f_{\Delta\theta} = 0,93$ comme valeur par défaut.

La différence de température entre l'entrée et la sortie de la pompe à chaleur, $\Delta\theta_{\text{design}}$, est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 438} \quad \Delta\theta_{\text{design}} = (\theta_{\text{out, design}} - \theta_{\text{in, design}}) \quad (^\circ\text{C})$$

avec :

$\theta_{\text{out, design}}$ la température de sortie de la pompe à chaleur dans les conditions de conception, déterminée comme indiqué ci-dessus, en °C ;

$\theta_{\text{in, design}}$ la température d'entrée de la pompe à chaleur dans les conditions de conception, selon le § 10.2.3.2.4, en °C.

Le facteur de correction f_{pumps} est déterminé comme suit :

- S'il n'y a pas de pompe pour l'apport de chaleur vers l'évaporateur, $f_{\text{pumps}} = 1$ (c.-à-d. l'air comme source de chaleur ou évaporation directe dans le sol) ;
- Si la puissance électrique de la (ou d'une des) pompe(s) est inconnue, $f_{\text{pumps}} = 5/6$;
- Si la puissance électrique de la (ou de toutes les) pompe(s) (P_{pumps} , en kW) est connue et si le rendement de production est déterminé selon le § 10.2.3.3.2 :

$$\text{Eq. 346} \quad f_{\text{pumps}} = \frac{1}{1 + \left(\sum_j P_{\text{pumps},j} \right) \cdot \text{SCOP}_{\text{on}} / P_{\text{nom}}} \quad (-)$$

- Si la puissance électrique de la (ou de toutes les) pompe(s) (P_{pumps} , en kW) est connue et si le rendement de production est déterminé selon le § 10.2.3.3.3 :

$$\text{Eq. 347} \quad f_{\text{pumps}} = \frac{1}{1 + \left(\sum_j P_{\text{pumps},j} \right) / P_{\text{HP}}} \quad (-)$$

avec :

$P_{\text{pumps},j}$ la puissance électrique de la pompe j pour l'apport de chaleur vers l'évaporateur, en kW ;

SCOP _{on}	le coefficient de performance en mode actif et pour les conditions climatiques moyennes de la pompe à chaleur électrique, déterminé comme indiqué au § 10.2.3.3.2, (-) ;
P _{nom}	la puissance thermique nominale de la pompe à chaleur électrique, déterminée comme P _{rated} selon le Règlement européen (UE) n°813/2013 pour les pompes à chaleur dont le fluide caloporteur est l'eau ou comme P _{designh} selon le Règlement européen (UE) n°206/2012 pour les pompes à chaleur dont le fluide caloporteur est l'air, en kW ;
P _{HP}	la puissance électrique (en kW) de la pompe à chaleur selon la norme NBN EN 14511 dans les mêmes conditions d'essai que pour la détermination de COP _{test} .

Il faut effectuer une somme sur toutes les pompes j qui assurent la fourniture de chaleur à l'évaporateur de la pompe à chaleur.

Le facteur de correction f_{AHU} est déterminé comme suit :

- Si l'air de ventilation repris comme seule source chaude (sans mélange préalable avec de l'air extérieur), air de ventilation fourni comme seul fluide caloporteur (sans recyclage de l'air du local) :

$$\text{Eq. 101 } f_{AHU} = \frac{0,51 + 0,7 \min(\dot{V}_{supply}; \dot{V}_{extr}) / \dot{V}_{max}}{0,51 + 0,7 \dot{V}_{test} / \dot{V}_{max}} \quad (-)$$

On peut prendre comme valeur par défaut : f_{AHU} = 0,51.

- Si l'air de ventilation repris comme seule source chaude (sans mélange préalable avec l'air extérieur), l'émission de chaleur ne se faisant pas uniquement vers l'air de ventilation fourni :

$$\text{Eq. 102 } f_{AHU} = \frac{0,75 + 0,35 \dot{V}_{extr} / \dot{V}_{max}}{0,75 + 0,35 \dot{V}_{test} / \dot{V}_{max}} \quad (-)$$

On peut prendre comme valeur par défaut : f_{AHU} = 0,75

- Si l'air de ventilation fourni comme seul fluide caloporteur (sans recyclage de l'air du local), l'air de ventilation repris n'étant pas la seule source chaude :

$$\text{Eq. 103 } f_{AHU} = \frac{0,75 + 0,35 \dot{V}_{supply} / \dot{V}_{max}}{0,75 + 0,35 \dot{V}_{test} / \dot{V}_{max}} \quad (-)$$

On peut prendre comme valeur par défaut : f_{AHU} = 0,75

- Dans tous les autres cas : f_{AHU}=1 ;

avec :

$\dot{V}_{max}$	le débit d'air maximal dans l'installation tel qu'indiqué par le fabricant, en m³/h. Si le fabricant indique une plage de débits, on prend alors la valeur la plus grande ;
$\dot{V}_{test}$	le débit d'air dans l'installation lors de l'essai selon la norme NBN EN 14511, en m³/h ;
$\dot{V}_{extr}$	le débit d'évacuation de conception dans l'installation, en m³/h ;

$\dot{V}_{\text{supply}}$ le débit d'alimentation de conception dans l'installation, en m³/h.

10.2.3.4 Rendement de production des pompes à chaleur au gaz

10.2.3.4.1 Principe

Les pompes à chaleur au gaz peuvent fonctionner selon deux principes :

- pompes à chaleur à moteur à gaz ;
- pompes à chaleur gaz à sorption.

Tout comme pour les pompes à chaleur électrique, les pompes à chaleur au gaz peuvent tirer leur chaleur de diverses sources de chaleur :

- sol via un fluide caloporteur : la pompe à chaleur pompe un fluide caloporteur (généralement, une solution antigel, par exemple, un mélange eau-glycol) à travers un échangeur de chaleur enterré vertical ou horizontal. La chaleur prélevée dans le sol par ce fluide caloporteur est cédée à l'évaporateur ;
- sol par évaporation directe : l'évaporateur dans le sol tire directement la chaleur sensible du sol par conduction (et éventuellement la chaleur latente, par congélation) sans l'intervention d'un fluide de transport intermédiaire ;
- nappe phréatique, eau de surface ou similaire : l'eau est pompée, cède sa chaleur à l'évaporateur et est réinjectée dans son milieu d'origine ;
- air extérieur : l'air extérieur est amené jusqu'à l'évaporateur à l'aide d'un ventilateur et y cède sa chaleur ;
- air repris : l'air repris du système de ventilation est amené sur l'évaporateur et y cède sa chaleur ;
- autres.

Les pompes à chaleur au gaz peuvent délivrer leur chaleur à l'eau ou l'air ou à la structure du bâtiment (où des condenseurs sont intégrés dans la structure du bâtiment (principalement les planchers, et éventuellement d'autres parois comme par exemple les murs ou les plafonds), et délivrent la chaleur directement à la structure du bâtiment (sans l'intervention d'un fluide de transport intermédiaire tel que l'air ou l'eau)).

Le rendement de production des pompes à chaleur gaz à sorption mises sur le marché à partir du 26/09/2015, dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 400 kW et avec :

- soit le sol via un fluide caloporteur comme source de chaleur et l'eau comme fluide caloporteur, ou
- soit l'eau comme source de chaleur et l'eau comme fluide caloporteur, ou
- soit l'air extérieur comme source de chaleur et l'eau comme fluide caloporteur est déterminé selon le § 10.2.3.4.2.

Le rendement de production des pompes à chaleur à moteur à gaz est déterminé selon le § 10.2.3.4.3.

Le rendement de production des autres types de pompes à chaleur au gaz est déterminé conformément à des règles déterminées par le Ministre ou, à défaut, sur base d'une demande d'équivalence.

La valeur par défaut pour $\eta_{\text{gen,heat}}$ pour les pompes à chaleur au gaz utilisant l'air comme source de chaleur et comme fluide caloporteur est fixé à 0,5. Pour tous les autres types de pompes à chaleur au gaz, la valeur par défaut pour $\eta_{\text{gen,heat}}$ est fixée à 0,8.

10.2.3.4.2 Rendement de production des pompes à chaleur gaz à sorption à l'aide de valeurs issues du Règlement européen (UE) n°813/2013

Le rendement de production pour le chauffage des pompes à chaleur gaz à sorption qui satisfont aux conditions mentionnées au § 10.2.3.4.1 est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 348} \quad \eta_{\text{gen,heat}} = \frac{P_{\text{nom,gasHP}}}{\left(\left(\frac{f_{\text{p,nat.gas}}}{\text{SGUE}_{\text{inst}}} + \frac{f_{\text{p,elec}}}{\text{SAEF}_{\text{heat}}} \right) \cdot P_{\text{nom,gasHP}} + f_{\text{p,elec}} \cdot \left(\sum_j P_{\text{pumps,gasHP},j} \right) \right)} \quad (-)$$

où :

$P_{\text{nom,gasHP}}$	la puissance thermique nominale de la pompe à chaleur gaz à sorption, déterminée comme P_{rated} selon le Règlement européen (UE) n°813/2013, en kW ;
$f_{\text{p,nat.gas}}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire pour le gaz naturel, tel qu'établi à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$\text{SGUE}_{\text{inst}}$	le rendement saisonnier de la pompe à chaleur gaz à sorption en mode chauffage, en tenant compte de l'influence de l'installation, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;
$f_{\text{p,elec}}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire pour l'électricité, tel qu'établi à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$\text{SAEF}_{\text{heat}}$	le facteur énergétique saisonnier des auxiliaires en mode chauffage, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;
$P_{\text{pumps,gasHP},j}$	la puissance électrique de la pompe j pour l'apport de chaleur vers l'évaporateur, en kW.

Il faut effectuer une somme sur toutes les pompes j qui assurent la fourniture de chaleur à l'évaporateur de la pompe à chaleur gaz à sorption. La somme est nulle s'il n'y a pas de pompe pour assurer la fourniture de chaleur à l'évaporateur. Si la puissance d'une (ou plusieurs) pompe(s) n'est pas connue, la somme est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 349} \quad \sum_j P_{\text{pumps,gasHP},j} = \frac{1}{5} \cdot \left(\frac{f_{\text{p,nat.gas}}}{\text{SGUE}_{\text{inst}}} + \frac{f_{\text{p,elec}}}{\text{SAEF}_{\text{heat}}} \right) \cdot \frac{P_{\text{nom,gasHP}}}{f_{\text{p,elec}}} \quad (\text{kW})$$

avec :

$f_{\text{p,nat.gas}}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire pour le gaz naturel, tel qu'établi à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$\text{SGUE}_{\text{inst}}$	le rendement saisonnier de la pompe à chaleur gaz à sorption en mode chauffage, en tenant compte de l'influence de l'installation, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;
$f_{\text{p,elec}}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire pour l'électricité, tel qu'établi à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$\text{SAEF}_{\text{heat}}$	le facteur énergétique saisonnier des auxiliaires en mode chauffage, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;
$P_{\text{nom,gasHP}}$	la puissance thermique nominale de la pompe à chaleur gaz à sorption, déterminé comme P_{rated} selon le Règlement européen (UE) n°813/2013, en kW.

Le rendement saisonnier en mode chauffage de la pompe à chaleur gaz à sorption, en tenant compte de l'influence de l'installation, $SGUE_{inst}$, est donné par :

$$\text{Eq. 350 } SGUE_{inst} = f_{\theta,em,gasHP} \cdot f_{\theta,source,gasHP} \cdot f_{\Delta\theta} \cdot f_{AHU} \cdot f_{dim,gen,heat} \cdot SGUE_{heat} \quad (-)$$

où :

$f_{\theta,em,gasHP}$	un facteur de correction pour la différence entre la température de départ de conception vers le système d'émission de chaleur (ou, le cas échéant, le stockage de chaleur) et la température de sortie du condenseur à laquelle le $SGUE_h$ a été déterminé, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;
$f_{\theta,source,gasHP}$	un facteur de correction pour la différence entre la température (conventionnelle) de la source de chaleur et la température d'entrée à l'évaporateur à laquelle le $SGUE_h$ a été déterminé, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;
$f_{\Delta\theta}$	un facteur de correction pour la différence entre les variations de température, d'une part, du système d'émission de chaleur dans des conditions de conception (ou, le cas échéant, le stockage de chaleur) et, d'autre part, de l'eau à travers le condenseur dans les conditions d'essai selon la norme NBN EN 14511 ou dans des conditions d'essai dans lesquelles $SCOP_{on}$ ou $SGUE_h$ a été déterminé, en cas de transport de chaleur par l'eau, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;
f_{AHU}	un facteur de correction pour la différence entre le débit d'air de conception et le débit d'air lors de l'essai selon la norme NBN EN 14511 ou le débit d'air avec lequel $SCOP_{on}$ ou $SGUE_h$ a été déterminé. f_{AHU} intervient uniquement pour les pompes à chaleur couplées à l'air de ventilation et est déterminé comme mentionné au § 10.2.3.3.3, (-) ;
$f_{dim,gen,heat}$	un facteur de correction pour tenir compte du dimensionnement du système de production pour le chauffage ; actuellement, ce facteur est conventionnellement fixé à 1,00, (-) ;
$SGUE_{heat}$	le rendement saisonnier en mode chauffage de la pompe à chaleur gaz à sorption, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-).

$SGUE_{heat}$ est déterminé sur base de $SGUE_h$ comme mentionné dans le Règlement européen (UE) n°813/2013 et en tenant compte de la Communication 2014/C 207/02. Dans le cadre du Règlement européen, il est précisé si la pompe à chaleur est une pompe à chaleur basse température. Dans ce cas, $SGUE_h$ est déterminé pour une température de sortie du condenseur de 35°C. Si la pompe à chaleur n'est pas une pompe à chaleur basse température, $SGUE_h$ est déterminé pour une température de sortie du condenseur de 55°C. Si on ne sait pas à quelle température le $SGUE_{heat}$ a été déterminé, il est supposé qu'il s'agit d'une pompe à chaleur basse température et que le $SGUE_h$ encodé a été déterminé pour une température de sortie du condenseur de 35°C.

Le régime de température pour lequel $SGUE_h$ est donné selon le règlement européen détermine comment $SGUE_{heat}$, $f_{\theta,em,gasHP}$ et $f_{\Delta\theta}$ doivent être déterminés. Les cas suivants peuvent se produire.

- Si la pompe à chaleur est une pompe à chaleur basse température, alors :

$$\text{Eq. 351 } SGUE_{heat} = SGUE_{heat,35^\circ C} \quad (-)$$

~~Eq. 352 $f_{\theta,em,gasHP} = 1 + 0,01 \cdot (35 - \theta_{supply,design})$ (-)~~

~~Eq. 439 $f_{\theta,em,gasHP} = 1 + 0,01 \cdot (35 - \theta_{out,design})$ (-)~~

~~Eq. 409 $f_{\Delta\theta} = 1 + 0,01 \cdot (\Delta\theta_{design} - 5)$ (-)~~

- Si la pompe à chaleur n'est pas une pompe à chaleur basse température, alors :

~~Eq. 353 $SGUE_{heat} = SGUE_{heat,55^{\circ}C}$ (-)~~

~~Eq. 354 $f_{\theta,em,gasHP} = 1 + 0,01 \cdot (55 - \theta_{supply,design})$ (-)~~

~~Eq. 440 $f_{\theta,em,gasHP} = 1 + 0,01 \cdot (55 - \theta_{out,design})$ (-)~~

~~Eq. 410 $f_{\Delta\theta} = 1 + 0,01 \cdot (\Delta\theta_{design} - 8)$ (-)~~

où :

$SGUE_{heat,35^{\circ}C}$ le rendement saisonnier en mode chauffage de la pompe à chaleur gaz à sorption, pour les conditions climatiques moyennes et pour une température de sortie du condenseur de 35°C, déterminé comme $SGUE_h$ selon le Règlement européen (UE) n°813/2013 en tenant compte de la Communication 2014/C 207/02, (-) ;

$SGUE_{heat,55^{\circ}C}$ le rendement saisonnier en mode chauffage de la pompe à chaleur gaz à sorption, pour les conditions climatiques moyennes et pour une température de sortie du condenseur de 55°C, déterminé comme $SGUE_h$ selon le Règlement européen (UE) n°813/2013 en tenant compte de la Communication 2014/C 207/02, (-) ;

~~$\theta_{supply,design}$ la température de départ vers le système d'émission de chaleur en °C dans les conditions de conception, déterminée selon le § 10.2.3.3.3 ;~~

~~$\theta_{out,design}$ la température de de sortie de la pompe à chaleur dans les conditions de conception, déterminée selon le § 10.2.3.3.3, en °C ;~~

~~$\Delta\theta_{design}$ la différence de température entre le départ et le retour du système d'émission (ou, le cas échéant, le stockage de chaleur) dans les conditions de conception, en °C. La valeur par défaut vaut 0°C. la différence de température entre l'entrée et la sortie de la pompe à chaleur (en prenant en compte, le cas échéant, le stockage de chaleur) dans les conditions de conception, déterminée selon le § 10.2.3.3.3, en °C. La valeur par défaut vaut 0°C.~~

Lors de la détermination de $SGUE_h$ selon le Règlement européen (UE) n°813/2013, il faut indiquer la source de chaleur avec laquelle $SGUE_h$ est déterminée : air, eau ou saumure. La source de chaleur pour laquelle $SGUE_h$ est déterminé et la source de chaleur de l'installation réelle déterminent la valeur de $f_{\theta,source,gasHP}$. Les cas suivants peuvent se produire.

- pour les pompes à chaleur gaz à sorption qui sont mises en oeuvre avec le sol ou l'eau comme source de chaleur :

~~Eq. 357 $f_{\theta,source,gasHP} = 1 + 0,015 \cdot (\theta_{source,design} - \theta_{source,test})$ (-)~~

où :

$\theta_{\text{source, design}}$	la température de la source de chaleur de l'installation réelle, en °C, fixée conventionnellement en fonction de la source de chaleur : - 2°C si la source de chaleur est l'eau de surface ou des eaux usées des égouts ou l'effluent d'une usine de traitement des eaux usées ; - 10°C si la source de chaleur est l'eau de la nappe phréatique ou une boucle d'eau ; - 0°C si la source de chaleur est le sol (via un échangeur de chaleur) ; - à déterminer par le Ministre pour d'autres sources de chaleur ;
$\theta_{\text{source, test}}$	la température de la source de chaleur avec laquelle SCOP_{on} ou SGUE_h est déterminé selon le Règlement européen (UE) n°813/2013, en °C. Si la source de chaleur avec laquelle SCOP_{on} ou SGUE_h est déterminé est l'eau ou si la source de chaleur n'est pas connue, cette température est fixée à 10°C. Si la source de chaleur avec laquelle SCOP_{on} ou SGUE_h est déterminé est la saumure, cette température est fixée à 0°C.

- pour les pompes à chaleur gaz à sorption qui sont mises en oeuvre avec l'air extérieur comme source de chaleur :

$$\text{Eq. 358 } f_{\theta, \text{source gaz HP}} = 1 \quad (-)$$

Le facteur énergétique saisonnier des auxiliaires en mode chauffage de la pompe à chaleur gaz à sorption, $\text{SAEF}_{\text{heat}}$, est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 411 } \text{SAEF}_{\text{heat}} = \frac{\text{CC} \cdot (\eta_s + 0,025 + a_{\text{pumps}}) \cdot \text{SGUE}_{\text{heat}}}{\text{SGUE}_{\text{heat}} - (\eta_s + 0,025 + a_{\text{pumps}})} \quad (-)$$

où :

CC	le coefficient de conversion [pour l'électricité], tel que défini dans le Règlement européen (UE) n°813/2013, (-), et valant 2,50 ;
η_s	l'efficacité énergétique saisonnière pour le chauffage des locaux de la pompe à chaleur gaz à sorption, déterminée selon le Règlement européen (UE) n°813/2013 en tenant compte de la Communication 2014/C 207/02, (-) ;
a_{pumps}	un facteur de correction qui, lors de la détermination du rendement selon le Règlement européen (UE) n°813/2013, tient compte de manière forfaitaire de l'impact de la consommation énergétique des pompes externes, valant 0,00 pour les pompes à chaleur gaz à sorption dont la source chaude est l'air et valant 0,05 pour les autres pompes à chaleur gaz à sorption, (-) ;
$\text{SGUE}_{\text{heat}}$	le rendement saisonnier de la pompe à chaleur gaz à sorption en mode chauffage, déterminé comme mentionné ci-dessus, (-).

10.2.3.4.3 Rendement de production des pompes à chaleur à moteur à gaz

Le rendement de production pour le chauffage des pompes à chaleur à moteur à gaz est déterminé comme suit, indépendamment de la source de chaleur ou de l'application :

$$\text{Eq. 360 } \eta_{\text{gen, heat}} = 1,20 \quad (-)$$

Le Ministre peut déterminer des spécifications complémentaires et/ou divergentes pour calculer le $\eta_{\text{gen,heat}}$.

10.3 Consommation finale mensuelle d'énergie pour l'eau chaude sanitaire

10.3.1 Principe

L'énergie nécessaire pour produire de l'eau chaude sanitaire peut être fournie par un seul appareil de production ou par une combinaison d'appareils connectés en parallèle ou en série. On peut éventuellement utiliser différents appareils (ou une combinaison d'appareils) pour les différents points de puisage de la salle de bains et de la cuisine. En raison du cas où plusieurs appareils sont connectés ~~en parallèle~~, on introduit le formalisme d'un appareil connecté préférentiel et un ou plusieurs appareil(s) non préférentiel(s), de manière tout à fait analogue au cas du chauffage. Dans le cas (le plus courant) où il n'y a ~~pas d'appareil connectés en parallèle~~ qu'un seul appareil de production, cela correspond à une part préférentielle de 100%. Les expressions ci-après donnent alors comme résultat une consommation nulle pour l'appareil non préférentiel.

Ce principe s'applique également aux pompes à chaleur hybrides (c'est-à-dire la combinaison d'une pompe à chaleur et d'une chaudière) et aux pompes à chaleur équipées d'une résistance électrique intégrée. Dans ces deux cas, les deux générateurs sont considérés comme des appareils de production connectés en parallèle. Exception : si le rendement de production d'une pompe à chaleur équipée d'une résistance électrique intégrée est déterminé selon le § **Erreur ! Source du renvoi introuvable.** et que la résistance électrique était activée lors du test réalisé conformément au Règlement Européen concerné, l'appareil est considéré comme un seul générateur. Si le rendement de production d'une pompe à chaleur équipée d'une résistance électrique intégrée est déterminé selon le § **Erreur ! Source du renvoi introuvable.** et que la résistance électrique n'était pas activée lors du test réalisé conformément au Règlement Européen concerné, cette exception ne s'applique pas, le formalisme préférentiel/non-préférentiel est conservé et le rendement de production de la résistance électrique intégrée est déterminé selon le § 10.3.3.4.2.

10.3.2 Règle de calcul

La consommation finale d'énergie pour l'eau chaude sanitaire est donnée par mois par :

- pour le(s) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) :

$$\text{Eq. 104} \quad Q_{\text{water, bath } i, \text{final, m, pref}} = \frac{f_{\text{water, bath } i, \text{m, pref}} \cdot (1 - f_{\text{as, water, bath } i, \text{m}}) \cdot Q_{\text{water, bath } i, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, water, bath } i, \text{m, pref}} \cdot \eta_{\text{stor, water, bath } i, \text{m, pref}}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 106} \quad Q_{\text{water, sink } i, \text{final, m, pref}} = \frac{f_{\text{water, sink } i, \text{m, pref}} \cdot (1 - f_{\text{as, water, sink } i, \text{m}}) \cdot Q_{\text{water, sink } i, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, water, sink } i, \text{m, pref}} \cdot \eta_{\text{stor, water, sink } i, \text{m, pref}}} \quad (\text{MJ})$$

- pour le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k :

$$\text{Eq. 361} \quad Q_{\text{water, bath } i, \text{final, m, npref } k} = \frac{f_{\text{water, bath } i, \text{m, npref } k} \cdot (1 - f_{\text{as, water, bath } i, \text{m}}) \cdot Q_{\text{water, bath } i, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, water, bath } i, \text{m, npref } k} \cdot \eta_{\text{stor, water, bath } i, \text{m, npref } k}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 362 } Q_{\text{water,sink } i,\text{final},m,\text{npref } k} = \frac{f_{\text{water,sink } i,m,\text{npref } k} \cdot (1 - f_{\text{as,water,sink } i,m}) \cdot Q_{\text{water,sink } i,\text{gross},m}}{\eta_{\text{gen,water,sink } i,m,\text{npref } k} \cdot \eta_{\text{stor,water,sink } i,m,\text{npref } k}} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$f_{\text{water},m,\text{pref}}$ la fraction mensuelle de la fourniture totale de chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire par le(s) producteur(s) de chaleur préférentiel(s), avec l'indice 'bath i' ou 'sink i' selon le cas (-) :

- s'il y a seulement un appareil, on a : $f_{\text{water},m,\text{pref}} = 1$;
- s'il y a plusieurs producteurs de chaleur ~~connectés en parallèle~~ et que ces appareils assurent également le chauffage, on a : $f_{\text{water},m,\text{pref}} = f_{\text{heat},m,\text{pref}}$;
- ~~s'il y a plusieurs producteurs de chaleur sont connectés en parallèle~~ et que ces appareils assurent uniquement la préparation de l'eau chaude sanitaire, on tire la valeur du Tableau [36] ;

$f_{\text{water},m,\text{npref } k}$ la fraction mensuelle de la fourniture totale de chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire par le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k, avec l'indice 'bath i' ou 'sink i' selon le cas (-) :

- s'il y a seulement un appareil, on a :

$$\text{Eq. 302 } f_{\text{water},m,\text{npref } k} = 1 - f_{\text{water},m,\text{pref}} \quad (-)$$

- ~~s'il y a plusieurs producteurs de chaleur sont connectés en parallèle~~ et que ces appareils assurent également le chauffage, on détermine la valeur de $f_{\text{water},m,\text{npref } k}$ selon le § 10.2.2 ;
- ~~s'il y a plusieurs producteurs de chaleur sont connectés en parallèle~~ et que ces appareils assurent uniquement la préparation de l'eau chaude sanitaire, on détermine la valeur de $f_{\text{water},m,\text{npref } k}$ comme expliqué ci-dessous ;

$f_{\text{as},m}$ la part des besoins de chaleur totaux couverte par le système d'énergie solaire thermique, déterminée selon le § 10.4 avec les indices 'water,bath i' et 'water,sink i' pour la préparation de l'eau chaude sanitaire respectivement, soit pour la douche/baignoire, soit pour l'évier de cuisine ;

$Q_{\text{water,bath } i,\text{gross},m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une baignoire i, déterminés selon le § 9.3.1, en MJ ;

$Q_{\text{water,sink } i,\text{gross},m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine i, déterminés selon le § 9.3.1, en MJ ;

$\eta_{\text{gen,water,bath } i,m,\text{pref}}$ le rendement de production mensuel du/des producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou une baignoire i, déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;

$\eta_{\text{gen,water,bath } i,m,\text{npref } k}$ le rendement de production mensuel du/des producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou une baignoire i, déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;

$\eta_{\text{gen,water,sink } i,m,\text{pref}}$ le rendement de production mensuel du/des producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i, déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;

$\eta_{\text{gen,water,sink } i,m,\text{npref } k}$ le rendement de production mensuel du/des producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k pour la préparation de l'eau

chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i , déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;

$\eta_{\text{stor,water,bath } i, \text{m,pref}}$ et $\eta_{\text{stor,water,bath } i, \text{m,npref } k}$ le rendement de stockage mensuel du ballon d'eau chaude pour la douche ou la baignoire i , connectée, selon l'indice 'pref' ou 'npref k ', au(x) producteur(s) préférentiel(s) ou non préférentiel(s), déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;

$\eta_{\text{stor,water,sink } i, \text{m,pref}}$ et $\eta_{\text{stor,water,sink } i, \text{m,npref } k}$ le rendement de stockage mensuel du ballon d'eau chaude pour l'évier i , connecté, selon l'indice 'pref' ou 'npref k ', au(x) producteur(s) préférentiel(s) ou non préférentiel(s), déterminé selon le § 10.3.3, (-).

Si le ballon d'eau chaude est connecté au(x) producteur(s) préférentiel(s) et au(x) producteur(s) non préférentiel(s) k (ce qui est souvent le cas), on a, avec l'indice 'bath i ' ou 'sink i ' selon le cas :

$$\text{Eq. 255 } \eta_{\text{stor,water,m,pref}} = \eta_{\text{stor,water,m,npref } k} \quad (-)$$

Les valeurs pour $f_{\text{water,m,pref}}$ données dans le Tableau [36] sont exprimées en fonction de la variable auxiliaire x_m , déterminée selon le § 7.3.1 de l'annexe A.2 du présent arrêté.

Tableau [36] : Fractions mensuelles de la chaleur totale fournie par le(s) générateur(s) préférentiel(s) pour la production de l'eau chaude sanitaire,
 $f_{\text{water,m,pref}}$

Variable auxiliaire x_m	Fraction mensuelle
$x_m = 0$	1,00
$x_m = 0,05$	1,00
$x_m = 0,15$	0,99
$x_m = 0,25$	0,98
$x_m = 0,35$	0,96
$x_m = 0,45$	0,93
$x_m = 0,55$	0,93
$x_m = 0,65$	0,90
$x_m = 0,75$	0,69
$x_m = 0,85$	0,56
$x_m = 0,95$	0,51
$x_m = 1,0$	0,48
$1,0 < x_m$	$0,4765 \cdot x_m^{-0.998}$

S'il y a plusieurs producteurs de chaleurs non préférentiels avec différents rendements de production selon le § 10.2.3 (et/ou qui utilisent différents vecteurs énergétiques) qui n'assurent que la production d'eau chaude sanitaire, les fractions mensuelles pour l'eau chaude sanitaire du/des producteur(s) non préférentiel(s) k sont déterminées comme suit :

$$\text{Eq. 303 } f_{\text{water,m,npref},k} = (1 - f_{\text{water,m,pref}}) \cdot \frac{P_{\text{gen,water,npref},k}}{\sum_k P_{\text{gen,water,npref},k}} \quad (-)$$

où :

$f_{\text{water,m,npref } k}$	la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie pour la préparation d'eau chaude sanitaire par le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k , (-) ;
$f_{\text{water,m,pref}}$	la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie pour la préparation d'eau chaude sanitaire par le(s) producteur(s) de chaleur préférentiel(s), (-) ;
$P_{\text{gen,water,npref } k}$	la puissance nominale totale du/des producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k , pour la préparation d'eau chaude sanitaire, en kW.

Il faut effectuer une somme sur tous les générateurs de chaleur non préférentiels k .

NOTE 1 La puissance nominale des chaudières est la puissance nominale visée par la Directive européenne Chaudières.

NOTE 2 La puissance thermique des pompes à chaleur est déterminée selon la norme NBN EN 14511, dans les conditions de test explicitées au § 10.2.3.3.

NOTE 3 La puissance thermique d'une installation de cogénération sur site est déterminée selon la méthode pour les appareils au gaz.

La consommation finale d'énergie pour l'eau chaude sanitaire des points de puisage qui sont desservis par un "combilus" est déterminée selon des spécifications complémentaires déterminées par le Ministre.

10.3.3 Rendements de production et de stockage pour l'eau chaude sanitaire

10.3.3.1 Principe

Les rendements de production et de stockage pour l'eau chaude sanitaire sont déterminés, lorsque c'est possible, à l'aide de données produits établies de manière harmonisée à travers l'Union européenne.

A cette fin, le présent texte fait référence à deux Directives européennes :

- la Directive 2009/125/CE du 21 octobre 2009, dite "Directive écodesign", établissant un cadre pour la fixation d'exigences en matière d'écoconception applicables aux produits liés à l'énergie ;
 - la Directive 2010/30/UE du 19 mai 2010 concernant l'indication, par voie d'étiquetage et d'informations uniformes relatives aux produits, de la consommation en énergie et en autres ressources des produits liés à l'énergie ;
- et, plus particulièrement, aux Règlements (délégés) qui complètent ces Directives :
- le Règlement délégué (UE) n°811/2013 de la Commission du 18 février 2013, complétant la Directive 2010/30/UE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne l'étiquetage énergétique des dispositifs de chauffage des locaux, des dispositifs de chauffage mixtes, des produits combinés constitués d'un dispositif de chauffage des locaux, d'un régulateur de température et d'un dispositif solaire et des produits combinés constitués d'un dispositif de chauffage mixte, d'un régulateur de température et d'un dispositif solaire ;
 - le Règlement délégué (UE) n°812/2013 de la Commission du 18 février 2013, complétant la Directive 2010/30/UE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne l'étiquetage énergétique des chauffe-eau, des ballons d'eau chaude et des produits combinés constitués d'un chauffe-eau et d'un dispositif solaire ;

- le Règlement (UE) n°813/2013 de la Commission du 2 août 2013, portant application de la Directive 2009/125/CE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne les exigences d'écoconception applicables aux dispositifs de chauffage des locaux et aux dispositifs de chauffage mixtes ;
- le Règlement (UE) n°814/2013 de la Commission du 2 août 2013, portant application de la Directive 2009/125/CE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne les exigences d'écoconception applicables aux chauffe-eau et aux ballons d'eau chaude.

L'énergie électrique consommée par les auxiliaires pour l'eau chaude sanitaire est, le cas échéant, comprise dans le rendement de production.

10.3.3.2 Classement de systèmes de production d'eau chaude sanitaires

Les systèmes de production d'eau chaude sanitaire peuvent être classés en plusieurs catégories :

- les systèmes qui sont soumis au Règlement délégué (UE) n°811/2013, c'est-à-dire, sauf exceptions prévus dans le Règlement, les systèmes de production pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire, d'une puissance nominale inférieure ou égale à 70 kW ;
- les systèmes qui sont soumis au Règlement (UE) n°813/2013, c'est-à-dire, sauf exceptions prévus dans le Règlement, les systèmes de production pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire, d'une puissance nominale inférieure ou égale à 400 kW ;
- les systèmes qui sont soumis au Règlement délégué (UE) n°812/2013, c'est-à-dire, sauf exceptions prévus dans le Règlement, les systèmes de production d'eau chaude sanitaire uniquement, d'une puissance nominale inférieure ou égale à 70 kW et dont le stockage éventuel est inférieur ou égal à 500 litres ;
- les systèmes qui sont soumis au Règlement (UE) n°814/2013, c'est-à-dire, sauf exceptions prévus dans le Règlement, les systèmes de production d'eau chaude sanitaire uniquement, d'une puissance nominale inférieure ou égale à 400 kW et dont le stockage éventuel est inférieur ou égal à 2000 litres ;
- les systèmes non soumis à l'un des Règlements précités. Parmi les systèmes non soumis à l'un des Règlements précités, on retrouve notamment les producteurs de chaleur conçus spécifiquement pour utiliser des combustibles gazeux ou liquides produits à partir de la biomasse, ou des combustibles solides (par exemple, pellets, charbon), les dispositifs de cogénération dont la puissance électrique maximale est égale ou supérieure à 50 kW.

10.3.3.3 Données nécessaires au calcul des rendements de production et de stockage pour l'eau chaude sanitaire

Les termes mentionnés en italique et soulignés sont définis dans le Règlement applicable (seule la première occurrence du terme est mise en italique et soulignée).

Les conditions climatiques à prendre en considération, si nécessaire, sont les conditions climatiques moyennes, telles que définies dans les Règlements précités.

10.3.3.3.1 Systèmes soumis au Règlement délégué (UE) n°811/2013 ou au Règlement délégué (UE) n°812/2013

Pour les systèmes soumis au Règlement délégué (UE) n°811/2013 ou au Règlement délégué (UE) n°812/2013, les données d'entrée nécessaires au calcul des rendements de production et de stockage sont les suivantes, telles que définies dans le Règlement délégué (UE) n°811/2013 et le Règlement délégué (UE) n°812/2013 :

- l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau η_{wh} , en %, ou, à défaut, la classe d'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau ;
- le profil de soutirage déclaré ;
- le cas échéant : les pertes statiques [d'un ballon d'eau chaude] S , en W.

Ces données peuvent provenir d'une des sources suivantes :

- une étiquette telle que définie à l'annexe III du Règlement applicable ;
- une fiche de produit conforme à l'annexe IV du Règlement applicable ;
- une documentation technique conforme à l'annexe V du Règlement applicable ;
- des "informations à fournir" dans les cas prévus par l'annexe VI du Règlement applicable.

Pour les chauffe-eau solaires, l'efficacité énergétique (ou, le cas échéant, la classe d'efficacité énergétique) est l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau du générateur de chaleur $\eta_{wh, nonsol}$, telle que définie à l'annexe VIII du Règlement applicable, les performances du capteur solaire étant évaluées selon le § 10.4. Toutefois, si $\eta_{wh, nonsol}$ n'est pas disponible, le chauffe-eau solaire est évalué selon les § 10.3.3.3.3 et 10.3.3.4.2, et ce même s'il est soumis à un des Règlements précités.

Pour les produits combinés avec un dispositif solaire, l'efficacité énergétique (ou, le cas échéant, la classe d'efficacité énergétique) à prendre en considération est l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau seul, sans tenir compte du dispositif solaire, dont les performances sont évaluées selon le § 10.4.

Si l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau η_{wh} n'est pas connue, mais que la classe d'efficacité est connue, l'efficacité η_{wh} peut être prise comme l'efficacité énergétique minimale de la classe d'efficacité énergétique pour le profil de soutirage déclaré correspondant, telle que définie dans le Règlement délégué (UE) n°811/2013 et le Règlement délégué (UE) n°812/2013 et reprise au Tableau [30].

Tableau [30] : Efficacité énergétique η_{wh} minimale, en %, des classes d'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau, selon les profils de soutirage déclaré, selon les Règlements délégués (UE) n°811/2013 et (UE) n°812/2013

		Profil de soutirage déclaré							
		3XS	XXS	XS	S	M	L	XL	XXL
Classe d'efficacité énergétique	A+++	62	62	69	90	163	188	200	213
	A++	53	53	61	72	130	150	160	170
	A+	44	44	53	55	100	115	123	131
	A	35	35	38	38	65	75	80	85
	B	32	32	35	35	45	50	55	60
	C	29	29	32	32	36	37	38	40
	D	26	26	29	29	33	34	35	36
	E	22	23	26	26	30	30	30	32
	F	19	20	23	23	27	27	27	28

NOTE 1 En vertu du Règlement (UE) n°813/2013 et du Règlement (UE) n°814/2013, il n'est plus autorisé, depuis le 26 septembre 2015, à mettre sur le marché des chauffe-eau dont l'efficacité énergétique est inférieure à l'efficacité énergétique minimale de la classe E (sauf exception définie dans le Règlement (UE) n°814/2013).

NOTE 2 Le Règlement délégué (UE) n°811/2013 et le Règlement délégué (UE) n°812/2013 définissent une classe G, pour les systèmes dont l'efficacité énergétique est inférieure à l'efficacité énergétique minimale de la classe F. Etant donné la note 1 ci-dessus et la valeur par défaut dont il est question ci-dessous, cette classe n'a pas été reprise au Tableau [30].

Si ni l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau, ni la classe d'efficacité énergétique ne sont connues ou si le profil de soutirage déclaré n'est pas connu, la valeur par défaut $\eta_{wh} = 22\%$ s'applique.

10.3.3.3.2 Systèmes soumis au Règlement (UE) n°813/2013 ou au Règlement (UE) n°814/2013

Sont visés ici les systèmes soumis au Règlement (UE) n°813/2013 ou au Règlement (UE) n°814/2013 mais non soumis au Règlement délégué (UE) n°811/2013 ou au Règlement délégué (UE) n°812/2013, c'est-à-dire les systèmes dont la puissance nominale est supérieure à 70 kW et inférieure ou égale à 400 kW ou dont le stockage éventuel est supérieur à 500 litres et inférieur ou égal à 2000 litres. Pour ces systèmes, les données d'entrée nécessaires au calcul des rendements de production et de stockage sont les suivantes, telles que définies dans le Règlement (UE) n°813/2013 et le Règlement (UE) n°814/2013 :

- l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau η_{wh} , en % ;
- le profil de soutirage déclaré ;
- le cas échéant : les pertes statiques [d'un ballon d'eau chaude] S, en W.

Ces données peuvent provenir d'une documentation technique ou d'une autre source d'information conforme aux exigences de l'article 4 et à l'annexe II du Règlement applicable.

Pour les produits combinés avec un dispositif solaire, l'efficacité énergétique à prendre en considération est l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau

seul, sans tenir compte du dispositif solaire, dont les performances seront évaluées sont le § 10.4.

Si l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau ou si le profil de soutirage déclaré n'est pas connu, la valeur par défaut $\eta_{wh} = 32\%$ s'applique.

10.3.3.3.3 Systèmes non soumis aux Règlements précités

Pour les systèmes non soumis au Règlement délégué (UE) n°811/2013, au Règlement délégué (UE) n°812/2013, au Règlement (UE) n°813/2013 ou au Règlement (UE) n°814/2013, aucune donnée spécifique n'est nécessaire. Les rendements de production et de stockage sont évalués en fonction de caractéristiques générales du système.

10.3.3.4 Règles de calcul des rendements de production et de stockage pour l'eau chaude sanitaire

10.3.3.4.1 Systèmes soumis aux Règlements précités

Rendement de production $\eta_{gen,water}$

Pour les systèmes de production d'eau chaude sanitaire soumis au Règlement délégué (UE) n°811/2013, au Règlement délégué (UE) n°812/2013, au Règlement (UE) n°813/2013 ou au Règlement (UE) n°814/2013, le rendement de production (par rapport au pouvoir calorifique supérieur) $\eta_{gen,water}$ est déterminé selon l'Eq. 256.

Eq. 256 si le vecteur énergétique est différent de l'électricité :

$$\eta_{gen,water} = (\eta_{wh} / 100) \cdot f_{stor>gen,water} \cdot f_{dim,gen,water}$$

si le vecteur énergétique est l'électricité :

$$\eta_{gen,water} = (\eta_{wh} / 100) \cdot CC \cdot f_{stor>gen,water} \cdot f_{dim,gen,water} \quad (-)$$

avec :

η_{wh}	l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau, exprimée par rapport au pouvoir calorifique supérieur, en %, déterminée comme expliqué au § 10.3.3.3.1 ou au § 10.3.3.3.2 ;
CC	le coefficient de conversion [pour l'électricité], tel que défini dans les Règlements précités, (-), et valant 2,50 ;
$f_{stor>gen,water}$	un facteur de correction pour tenir compte de l'influence du stockage sur le rendement de production, (-), déterminé comme expliqué ci-dessous ;
$f_{dim,gen,water}$	un facteur de correction pour tenir compte du dimensionnement du système de production d'eau chaude sanitaire, (-) ; actuellement, ce facteur est conventionnellement fixé à 1,00.

Facteur de correction $f_{stor>gen,water}$ et rendement de stockage $\eta_{stor,water}$

S'il n'y a pas de stockage (production instantanée), ou si l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau chaude sanitaire est déterminée en intégrant la présence du stockage (par exemple, ballon d'eau chaude intégré au producteur d'eau chaude sanitaire), on a :

- $f_{stor>gen,water} = 1,00$;
- $\eta_{stor,water} = 1,00$.

S'il y a un stockage et si l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau chaude sanitaire est déterminée sans tenir compte de la présence du stockage (par

exemple, ballon d'eau chaude séparé), ou si on ne sait pas si l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau est déterminée en intégrant ou non la présence du stockage, on a :

- $f_{\text{stor>gen,water}} = 1,02$;
- $\eta_{\text{stor,water,m}}$ est déterminé mensuellement selon :

$$\text{Eq. 257 } \eta_{\text{stor,water,m}} = \frac{Q_{\text{stor,water,gross,m}}}{(Q_{\text{stor,water,gross,m}} + Q_{\text{loss,stor,water,m}})} \quad (-)$$

où :

$Q_{\text{stor,water,gross,m}}$ les besoins mensuels bruts en énergie totaux pour l'eau chaude sanitaire de tous les points de puisage connectés au ballon d'eau chaude sanitaire, en MJ, déterminés selon l'Eq. 258 ;

$Q_{\text{loss,stor,water,m}}$ les pertes mensuelles de stockage du ballon d'eau chaude sanitaire, en MJ, déterminées selon l'Eq. 259 ;

avec :

$$\text{Eq. 258 } Q_{\text{stor,water,gross,m}} = \sum_{\text{bath } j} Q_{\text{water,bath } j,\text{gross,m}} + \sum_{\text{sink } k} Q_{\text{water,sink } k,\text{gross,m}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{water,bath } i,\text{gross,m}}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une baignoire i , déterminés selon le § 9.3.1, en MJ ;

$Q_{\text{water,sink } i,\text{gross,m}}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine i , déterminés selon le § 9.3.1, en MJ.

Il faut faire la somme pour toutes les douches ou baignoires j et tous les éviers k connectés au ballon d'eau chaude sanitaire.

Les pertes mensuelles de stockage du ballon d'eau chaude sanitaire sont données par :

- Si le réservoir d'eau chaude est réchauffé par un système à énergie solaire thermique monovalent dont les prestations sont déterminées selon le § 10.4, alors : $Q_{\text{loss,stor,water,m}} = 0 \text{ MJ}$.
- Si le réservoir d'eau chaude est partiellement réchauffé par un système à énergie solaire thermique bivalent dont les prestations sont déterminées selon le § 10.4, alors :

$$\text{Eq. 363 } Q_{\text{loss,stor,water,m}} = 0,4 \cdot S \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

- Dans tous les autres cas, alors :

$$\text{Eq. 259 } Q_{\text{loss,stor,water,m}} = S \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

avec :

S les pertes statiques du ballon d'eau chaude couplé au producteur, en W, telle que définies au § 10.3.3.3, ou à défaut selon l'Eq. 260 ;

t_m la durée du mois considéré, en Ms, reprise au Tableau [1].

Si les pertes statiques S ne sont pas connues, alors il faut utiliser la valeur par défaut suivante :

$$\text{Eq. 260 } S = 31 + 16,66 \cdot V^{0,4} \quad (W)$$

avec :

V le volume du ballon d'eau chaude sanitaire, en litres.

Si le volume du ballon d'eau chaude n'est pas connu, alors il faut utiliser la valeur par défaut suivante : $V = 2000$ litres.

10.3.3.4.2 Systèmes non soumis aux Règlements précités

Pour les systèmes non soumis aux Règlements précités, les rendements de production et de stockage ne sont pas évalués séparément mais ensemble. Les valeurs de calculs ci-dessous sont valables tant pour les appareils producteurs qui réchauffent uniquement l'eau chaude sanitaire, que pour les appareils qui assurent aussi bien le chauffage des locaux que l'approvisionnement en eau chaude sanitaire.

Appareils autres que les appareils à combustion et les pompes à chaleur

Pour les appareils autres que les appareils à combustion et les pompes à chaleur, le produit du rendement de production $\eta_{\text{gen,water}}$ et du rendement de stockage $\eta_{\text{stor,water}}$ est donné au Tableau [31] Tableau .

Tableau [31][49] : Valeurs de calcul pour ($\eta_{\text{gen,water}} \cdot \eta_{\text{stor,water}}$) pour les appareils autres que les appareils à combustion et les pompes à chaleur

	chauffage instantané ¹⁴	avec stockage de chaleur ¹⁵
Chauffage électrique par résistance	0,75	0,70
Pompe à chaleur électrique	1,45	1,40
Installation de cogénération sur site (1)	$\varepsilon_{\text{cogen,th}}$	$\varepsilon_{\text{cogen,th}} - 0,05$
Fourniture de chaleur externe (1)	$\eta_{\text{water,dh}}$	$\eta_{\text{water,dh}} - 0,05$
Autres cas	équivalence (2)	

¹⁴ Les installations de production qui chauffent l'eau instantanément génèrent de la chaleur uniquement aux moments où l'on prélève de l'eau chaude sanitaire, sans qu'il y ait stockage de chaleur dans l'installation. Dès que le puisage d'eau chaude cesse, la production de chaleur s'arrête également et l'ensemble du système refroidit jusqu'à température ambiante (en l'absence d'un nouveau puisage).

¹⁵ Les installations de production avec stockage de chaleur tiennent une quantité de chaleur à disposition dans un réservoir de stockage, y compris aux moments où l'on ne prélève pas d'eau chaude. Le stockage de chaleur peut se faire aussi bien sous la forme de l'eau chaude sanitaire proprement dite, que sous la forme d'eau de chaudière ; dans ce dernier cas, l'eau sanitaire est réchauffée par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur au moment précis des prélèvements. Les mêmes produits des rendements de production et de stockage restent d'application même si l'installation ne maintient pas de la chaleur à disposition en permanence, mais peut refroidir librement pendant certaines périodes (la nuit, par exemple).

- (1) Ces valeurs de calcul indiquent déjà les rendements par rapport au pouvoir calorifique supérieur.
- (2) Les dérogations par rapport aux catégories ci-dessus doivent être traitées, sur base d'une demande d'équivalence ou, si elles existent, selon des règles déterminées par le Ministre.

Les symboles du tableau ont été définis comme suit :

$\epsilon_{cogen,th}$ le rendement de conversion thermique pour une installation de cogénération sur site, tel que déterminé au § A.2 de l'annexe A.2 au présent arrêté ;

$\eta_{water,dh}$ le rendement à considérer pour une fourniture de chaleur externe pour la préparation d'eau chaude sanitaire, à déterminer en détail selon des règles déterminées par le Ministre et par défaut égale à 0,97.

~~Appareils à combustion~~

~~Pour les appareils à combustion, plusieurs cas peuvent se présenter :~~

- ~~pour les appareils à combustion qui ne desservent qu'une unité PER, on a :~~
 - ~~si le chauffage est instantané : $\eta_{gen,water} \cdot \eta_{stor,water} = 0,50$~~
 - ~~s'il y a stockage de chaleur : $\eta_{gen,water} \cdot \eta_{stor,water} = 0,45$~~
- ~~pour les appareils à combustion qui ne desservent qu'une unité PEN ou qui desservent plusieurs unités PEB et dont la puissance nominale est inférieure ou égal à 70kW et dont le stockage éventuel est inférieur ou égal à 500 litres, on a :~~
 - ~~si le chauffage est instantané : $\eta_{gen,water} \cdot \eta_{stor,water} = 0,50$~~
 - ~~s'il y a stockage de chaleur : $\eta_{gen,water} \cdot \eta_{stor,water} = 0,45$~~
- ~~pour les appareils à combustion qui ne desservent qu'une unité PEN ou qui desservent plusieurs unités PEB et dont la puissance nominale est supérieure à 70kW ou dont le stockage éventuel est supérieur à 500 litres, le produit du rendement de production $\eta_{gen,water}$ et du rendement de stockage $\eta_{stor,water}$ est donné au Tableau [32].~~

~~Tableau [32] : Valeurs de calcul pour ($\eta_{gen,water} \cdot \eta_{stor,water}$) pour les appareils à combustion collectifs pour l'eau chaude sanitaire dont la puissance nominale est supérieure à 70kW ou dont le stockage éventuel est supérieur à 500 litres~~

Type de ballon(s) d'eau chaude	Sans ballon	Ballon(s) indirectement chauffé(s) (1)			Ballon(s) directement chauffé(s) (2)
<div>Epaisseur x de l'isolation du(des) ballon(s) en mm</div> <div>Type de chaudière</div>	—	$20\text{ mm} \leq x$	$10\text{ mm} \leq x < 20\text{ mm}$	$0\text{ mm} \leq x < 10\text{ mm}$	$0\text{ mm} \leq x$
Chaudière non à condensation	0,75	0,67	0,60	0,37	0,50

Chaudière à condensation	0,85	0,76	0,68	0,42	
(1) avec utilisation d'un fluide intermédiaire (2) au moyen d'un système de chauffage direct présent dans l'appareil lui-même					

~~NOTE Ces valeurs de calcul indiquent déjà les rendements par rapport au pouvoir calorifique supérieur. Appareils à combustion et pompes à chaleur~~

~~Pour les appareils à combustion et les pompes à chaleur, le produit $\eta_{\text{gen,water}} \cdot \eta_{\text{stor,water}}$ est déterminé comme :~~

Eq. 441 $\eta_{\text{gen,water}} \cdot \eta_{\text{stor,water}} = f_p \cdot \eta_{\text{tot,water}}$ (-)

avec :

$\eta_{\text{tot,water}}$ l'efficacité énergétique conventionnelle pour le chauffage de l'eau tenant compte du stockage, déterminée comme mentionné ci-dessous, (-) ;

f_p le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire de la source d'énergie de l'appareil producteur considéré, tel qu'établi dans le texte principal du présent arrêté, tel qu'établi à l'Annexe F de la présente annexe.

L'efficacité énergétique conventionnelle pour le chauffage de l'eau tenant compte du stockage, $\eta_{\text{tot,water}}$, est donnée au ou au **Erreur ! Source du renvoi introuvable.** en fonction de la situation.

Le s'applique aux cas suivants :

- les appareils qui ne desservent qu'une seule unité PER (quelle que soit la puissance nominale et le volume de stockage éventuel) ;
- les appareils qui ne desservent qu'une seule unité PEN et dont la puissance nominale est inférieure ou égale à 70 kW et dont le stockage éventuel est inférieur ou égal à 500 litres ;
- les appareils qui desservent plusieurs unités PEB et dont la puissance nominale est inférieure ou égale à 70 kW et dont le stockage éventuel est inférieur ou égal à 500 litres.

Le **Erreur ! Source du renvoi introuvable.** s'applique à tous les autres cas.

Tableau [50] : Valeurs de calcul pour $\eta_{\text{tot,water}}$ - cas 1, 2 et 3

Type de ballon(s) d'eau chaude	Sans ballon	Ballon(s) qui ne sont pas directement chauffé(s) par combustion		Ballon(s) directement chauffé(s) par combustion (1)
<div style="display: flex; align-items: center;"> <div style="flex: 1; text-align: center;"> Epaisseur x de l'isolation du(des) ballon(s) en mm </div> <div style="flex: 1; text-align: center;"> Type d'appareil </div> </div>	---	$20 \text{ mm} \leq x$	$0 \text{ mm} \leq x < 20 \text{ mm}$ ou épaisseur inconnue	$0 \text{ mm} \leq x$
Chaudière non à condensation	0,60	0,54	0,45	0,45

<u>Chaudière à condensation</u>	<u>0,70</u>	<u>0,63</u>	<u>0,52</u>	
<u>Pompe à chaleur</u>	<u>0,86</u>	<u>0,77</u>	<u>0,64</u>	<u>—</u>
<u>(1) sans utilisation d'un fluide intermédiaire</u>				

Tableau [51] : Valeurs de calcul pour $\eta_{\text{tot,water}}$ - autre cas

<u>Type de ballon(s) d'eau chaude</u>	<u>Sans ballon</u>	<u>Ballon(s) qui ne sont pas directement chauffé(s) par combustion</u>		<u>Ballon(s) directement chauffé(s) par combustion (1)</u>
<div><div><u>Epaisseur x de l'isolation du(des) ballon(s) en mm</u></div><div><u>Type d'appareil</u></div></div>	<u>---</u>	<u>$20 \text{ mm} \leq x$</u>	<u>$0 \text{ mm} \leq x < 20 \text{ mm}$ ou épaisseur inconnue</u>	<u>$0 \text{ mm} \leq x$</u>
<u>Chaudière non à condensation</u>	<u>0,75</u>	<u>0,67</u>	<u>0,56</u>	<u>0,50</u>
<u>Chaudière à condensation</u>	<u>0,85</u>	<u>0,76</u>	<u>0,63</u>	
<u>Pompe à chaleur</u>	<u>1,03</u>	<u>0,92</u>	<u>0,77</u>	<u>—</u>
<u>(1) sans utilisation d'un fluide intermédiaire</u>				

NOTE Ces valeurs de calcul indiquent déjà les rendements par rapport au pouvoir calorifique supérieur.

10.4 Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique

Seuls les systèmes d'énergie solaire thermique de qualité sont pris en compte dans le calcul de la contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique. Le Ministre peut déterminer des règles pour déterminer la qualité du système d'énergie solaire thermique. Le Ministre peut déterminer les conditions auxquelles un système d'énergie solaire thermique doit satisfaire pour être considéré comme un système d'énergie solaire thermique de qualité.

Au cas où le système solaire thermique est (aussi) utilisé pour chauffer l'eau d'une piscine dans une unité d'habitation, celui-ci n'est pas pris en compte et $f_{as,heat,sec\ i,m}$, $f_{as,hum,i,m}$, $f_{as,water,bath\ i,m}$, $f_{as,water,sink\ i,m}$ et $f_{as,water,other\ i,m}$ sont considérés égaux à zéro.

La contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique se détermine comme suit :

- si le système dessert le chauffage des locaux ainsi que l'eau chaude sanitaire, se reporter au § 10.4.1 ;
- s'il dessert uniquement l'eau chaude sanitaire, se reporter au § 10.4.2 ;
- s'il n'y a pas de système d'énergie solaire thermique qui contribue au chauffage du secteur énergétique i , $f_{as,heat,sec\ i,m}$ est nul ;
- s'il n'y a pas de système d'énergie solaire thermique qui contribue à la fourniture de chaleur à l'appareil humidificateur i , $f_{as,hum,i,m}$ est nul ;
- si un point de puisage particulier (baignoire / douche i ou évier de cuisine i ou autre point de puisage i) n'est pas préchauffé par un système d'énergie solaire thermique, la valeur respective de $f_{as,water,bath\ i,m}$ et/ou $f_{as,water,sink\ i,m}$ et/ou $f_{as,water,other\ i,m}$ est nulle.

La valeur par défaut pour f_{as} est égale à zéro pour chacun des vecteurs énergétiques.

10.4.1 Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique au chauffage des locaux et à la production d'eau chaude sanitaire

On détermine la contribution énergétique utile mensuelle (comme part de la demande totale de chaleur de l'installation) d'un système d'énergie solaire thermique destiné au chauffage et à la préparation d'eau chaude sanitaire comme suit.

$$\text{Eq. 364} \quad \text{Si } \sum_j A_{as,j} > 6\text{m}^2 : f_{as,heat,seci,m} = \min \left\{ \max \left(0; \frac{Q_{as,out,heat,m}}{Q_{as,demand,heat,m}} \right); 1 \right\}$$

$$\text{Si } \sum_j A_{as,j} \leq 6\text{m}^2 : f_{as,heat,seci,m} = 0 \quad (-)$$

et :

$$f_{as,water,bath\ i,m} = f_{as,water,sink\ i,m} = f_{as,water,other\ i,m}$$

$$\text{Eq. 365} \quad = \min \left\{ \max \left(0; \frac{Q_{as,out,water,m}}{Q_{as,demand,water,m}} \right); 1 \right\} \quad (-)$$

Lors de l'application des formules ci-dessus, ce qui suit s'applique également :

Eq. 366 Si $Q_{as,demand,heat,m} = 0$, alors $f_{as,heat,sec\ i,m} = 0$. (-)

Eq. 367 Si $Q_{as,demand,water,m} = 0$, alors

$$f_{as,water,bath\ i,m} = f_{as,water,sink\ i,m} = f_{as,water,other\ i,m} = 0. \quad (-)$$

où :

$$\text{Eq. 368} \quad Q_{as,demand,heat,m} = \sum_i Q_{heat,gross,sec\ i,m} + \sum_q Q_{hum,net,q,m} \quad (MJ)$$

$$Q_{as,demand,water,m} = \sum_k Q_{water,bath\ k,gross,m} + \sum_k Q_{water,sink\ k,gross,m}$$

$$\begin{aligned} \text{Eq. 369} \quad & + \sum_k Q_{water,other\ k,gross,m} + \sum_l \frac{Q_{water,ncalc,res,unit\ l,gross\ woC,m}}{\eta_{water,circ\ p,unit\ l,m}} \quad (MJ) \\ & + \sum_n \frac{Q_{water,ncalc,nres,bath\ n,gross\ woC,m}}{\eta_{water,circ\ p,bath\ n,m}} + \sum_o \frac{Q_{water,ncalc,nres,sink\ o,gross\ woC,m}}{\eta_{water,circ\ p,sink\ o,m}} \end{aligned}$$

avec :

$A_{as,j}$	la surface d'entrée du capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9488, en m ² ;
$Q_{as,out,heat,m}$	l'énergie solaire mensuelle utile au chauffage des locaux fournie par le système solaire thermique, comme définie au § 10.4.4, en MJ ;
$Q_{as,demand,heat,m}$	la demande mensuelle en chaleur pour le chauffage des locaux à laquelle le système solaire thermique contribue, en MJ ;
$Q_{as,out,water,m}$	l'énergie solaire mensuelle utile à la production d'eau chaude sanitaire fournie par le système solaire thermique, compte tenu des pertes du ballon d'eau chaude, telle que définie au § 10.4.3, en MJ ;
$Q_{as,demand,water,m}$	la demande mensuelle en chaleur pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système solaire thermique contribue, en MJ ;
$Q_{hum,net,q,m}$	le besoin mensuel net d'humidification pour un humidificateur q, défini selon le § 5.11 de l'annexe A.2, en MJ ;
$Q_{heat,gross,sec\ i,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage d'un secteur énergétique i, déterminés selon le § 9.2.1 de cette annexe pour les unités PER et selon le § 6.2 de l'annexe A.2 pour les unités PEN, en MJ ;
$Q_{water,bath\ k,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou une baignoire k, en MJ, déterminés selon le § 9.3 de cette annexe pour les unités PER et selon le § 6.5 de l'annexe A.2 pour les unités PEN ;
$Q_{water,sink\ k,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine k, en MJ, déterminés selon le § 9.3 de cette annexe pour les unités PER et selon le § 6.5 de l'annexe A.2 pour les unités PEN ;
$Q_{water,other\ k,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire destinée à un autre point de puisage k pour l'eau

chaude sanitaire, en MJ, déterminés selon le § 6.5 de l'annexe A.2 ;

$Q_{\text{water}, \text{ncalc}, \text{res}, \text{unit } l, \text{gross woC}, m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une unité d'habitation l qui n'est pas une unité PER, sans tenir compte des pertes de la boucle de circulation/combilus, en MJ, tels que déterminés au § 9.3.2 ;

$\eta_{\text{water}, \text{circ } p, \text{unit } l, m}$ la contribution mensuelle au rendement du système des pertes de la boucle de circulation p d'une unité d'habitation l qui n'est pas une unité PER, telle que déterminée au § 9.3.2 ;

$Q_{\text{water}, \text{ncalc}, \text{nres}, \text{bath } n, \text{gross woC}, m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une baignoire ou d'une douche n située dans un bâtiment à destination non résidentielle et non-industrielle et qui ne fait pas partie d'une unité PEN, sans tenir compte des pertes de la boucle de circulation/combilus, en MJ, tels que déterminés au § 9.3.2 ;

$\eta_{\text{water}, \text{circ } p, \text{bath } n, m}$ la contribution mensuelle au rendement du système des pertes de la boucle de circulation p d'une baignoire ou d'une douche n située dans un bâtiment à destination non résidentielle et non-industrielle et qui ne fait pas partie d'une unité PEN, telle que déterminée au § 9.3.2 ;

$Q_{\text{water}, \text{ncalc}, \text{nres}, \text{sink } o, \text{gross woC}, m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine o situé dans un bâtiment à destination non résidentielle et non-industrielle et qui ne fait pas partie d'une unité PEN, sans tenir compte des pertes de la boucle de circulation/combilus, en MJ, tels que déterminés au § 9.3.2 ;

$\eta_{\text{water}, \text{circ } p, \text{sink } o, m}$ la contribution mensuelle au rendement du système des pertes de la boucle de circulation p d'un évier de cuisine o situé dans un bâtiment à destination non résidentielle et non-industrielle et qui ne fait pas partie d'une unité PEN, telle que déterminée au § 9.3.2.

Il faut faire une sommation sur :

- tous les capteurs j qui constituent le système solaire thermique ;
- tous les secteurs énergétiques i , situés dans des unités PER ou PEN auxquels le système d'énergie solaire thermique fournit de la chaleur ;
- tous les humidificateurs q , situés dans des unités PEN et auxquels le système d'énergie solaire fournit de la chaleur ;
- l'ensemble des douches, baignoires et éviers de cuisine k , situés dans des unités PER ou PEN et auxquels le système d'énergie solaire fournit de la chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire ;
- tous les autres points de puisages k pour l'eau chaude sanitaire, situés dans des unités PEN et auxquels le système d'énergie solaire fournit de la chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire ;
- toutes les unités de logement l , qui ne sont pas une unité PER et auxquelles le système d'énergie solaire fournit de la chaleur ;
- l'ensemble des douches et baignoires n et éviers de cuisine o auxquels le système d'énergie solaire fournit de la chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire situé dans un bâtiment à destination non résidentielle et non-industrielle et auxquels le système d'énergie solaire fournit de la chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire.

10.4.2 Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique pour l'eau chaude sanitaire

On détermine la contribution mensuelle utile (comme part de la demande totale de chaleur de l'installation) d'un système d'énergie solaire thermique qui participe uniquement à la préparation de l'eau chaude sanitaire comme suit :

$$\text{Eq. 370} \quad \text{Si } Q_{as,demand,water,m} = 0 : \quad \begin{aligned} f_{as,water,bath\ i,m} &= f_{as,water,sink\ i,m} \\ &= f_{as,water,other\ i,m} = 0 \end{aligned} \quad (-)$$

$$\begin{aligned} &f_{as,water,bath\ i,m} = f_{as,water,sink\ i,m} = f_{as,water,other\ i,m} \\ \text{Si } Q_{as,demand,water,m} \neq 0 : &= \min \left\{ \max \left(0 ; \frac{Q_{as,out,water,m}}{Q_{as,demand,water,m}} \right) ; 1 \right\} \end{aligned} \quad (-)$$

avec :

$Q_{as,out,water,m}$ l'énergie solaire mensuelle utile à la production d'eau chaude sanitaire fournie par le système solaire thermique, compte tenu des pertes du ballon d'eau chaude, telle que définie au § 10.4.3, en MJ ;

$Q_{as,demand,water,m}$ la demande mensuelle en chaleur pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système solaire thermique contribue, en MJ, telle que déterminée au § 10.4.1.

10.4.3 Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique pour l'eau chaude sanitaire, compte tenu des pertes de stockage

On détermine la contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique pour l'eau chaude sanitaire, compte tenu des pertes de stockage, comme suit :

$$\text{Eq. 371} \quad Q_{as,out,water,m} = Q_{as,woL,water,m} - Q_{as,loss,stor,water,m} \quad (\text{MJ})$$

où :

$$\text{Eq. 372} \quad \begin{aligned} &Q_{as,woL,water,m} = \\ &\max \left\{ 0 ; \left(\begin{aligned} &1,111 \cdot Y_{as,water,m} - 0,070 \cdot X_{as,water,m} \\ &- 0,265 \cdot Y_{as,water,m}^2 + 0,002 \cdot X_{as,water,m}^2 \\ &+ 0,023 \cdot Y_{as,water,m}^3 \end{aligned} \right) \cdot Q_{as,demand,water,m} \right\} \end{aligned} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$Q_{as,woL,water,m}$ l'énergie mensuelle utile qui peut être fournie par le système solaire thermique pour l'eau chaude sanitaire, sans compter les pertes du ballon d'eau chaude, en MJ ;

$Q_{as,loss,stor,water,m}$ les pertes mensuelles de stockage du système solaire thermique liées à l'eau chaude sanitaire, comme déterminées au § 10.4.3.3, en MJ ;

$Y_{as,water,m}$ la valeur mensuelle de la variable auxiliaire Y pour le soutien à la production d'eau chaude sanitaire par le système solaire thermique, telle que définie au § 10.4.3.2, (-) ;

$X_{as,water,m}$	la valeur mensuelle de la variable auxiliaire X pour le soutien à la production d'eau chaude sanitaire par le système solaire thermique, telle que définie au § 10.4.3.1, (-) ;
$Q_{as,demand,water,m}$	la demande mensuelle en chaleur pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système solaire thermique contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ.

10.4.3.1 Variable auxiliaire X pour le soutien à la production d'eau chaude sanitaire par un système solaire thermique

On détermine la valeur mensuelle de la variable auxiliaire X pour le soutien à la production d'eau chaude sanitaire par un système solaire thermique comme suit :

Eq. 373 Si le système solaire thermique ne fournit que de l'eau chaude sanitaire

ou si $\sum_j A_{as,j} \leq 6 \text{ m}^2$:

$$X_{as,water,m} = \frac{\left(0,9 \cdot \left(\sum_j A_{as,j} \right) \cdot H_{as,loop} \cdot \left(\frac{58,8 + 3,86 \cdot \theta_{coldwater,m}}{-2,32 \cdot \theta_{e,m}} \right) \cdot f_{as,stor} \cdot t_m \right)}{Q_{as,demand,water,m}} \quad (-)$$

Dans les autres cas :

$$X_{as,water,m} = \frac{\left(0,9 \cdot \left(\sum_j A_{as,j} \right) \cdot H_{as,loop} \cdot \left(\frac{58,8 + 3,86 \cdot \theta_{coldwater,m}}{-2,32 \cdot \theta_{e,m}} \right) \cdot f_{as,stor} \cdot t_m \right)}{Q_{as,demand,water,m} + Q_{as,demand,heat,m}} \quad (-)$$

avec :

$A_{as,j}$	la surface d'entrée du capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9488, en m^2 ;
$H_{as,loop}$	le coefficient de transfert de chaleur du circuit de capteurs (capteur+conduites), comme déterminé ci-dessous, en $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;
$\theta_{coldwater,m}$	la température mensuelle de l'eau froide, fixée conventionnellement à 10°C ;
$\theta_{e,m}$	la température extérieure moyenne mensuelle, en $^\circ\text{C}$, voir Tableau [1] ;
$f_{as,stor}$	le facteur de correction de la capacité du ballon d'eau chaude, comme déterminé ci-dessous, (-) ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, voir Tableau [1] ;
$Q_{as,demand,water,m}$	la demande mensuelle en chaleur pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système solaire thermique contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ.
$Q_{as,demand,heat,m}$	la demande mensuelle en chaleur pour le chauffage des locaux à laquelle le système solaire thermique contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ ;

Il faut faire une sommation sur tous les capteurs j qui constituent le système solaire thermique.

On détermine le coefficient de transfert de chaleur du circuit de capteurs comme suit :

$$\text{Eq. 374 } H_{as,loop} = a_1 + a_2 \cdot 40 + \frac{\left(5 + 0,5 \cdot \sum_j A_{as,j} \right)}{\sum_j A_{as,j}} \quad (W / (m^2 \cdot K))$$

avec :

a_1 le coefficient de déperdition thermique du capteur solaire, déterminé selon la norme NBN EN ISO 9806, en $W / (m^2 \cdot K)$. Les valeurs par défaut sont reprises dans le Tableau [39] : Valeurs par défaut des caractéristiques des capteurs

Paramètres	Capteur plan vitré	Tubes sous vide (CPC)	Tubes sous vide (Caloduc)
$\eta_{0,j}$	0,70	0,60	0,70
a_1	4,00	3,00	1,25
a_2	0,03	0,02	0,01
IAM_j	0,83	0,83	0,89

, en fonction du type de capteur. Dans le cas où plusieurs capteurs solaires sont raccordés sur le même circuit, le coefficient de déperdition thermique le plus élevé est retenu ;

a_2 la partie du coefficient de déperdition thermique dépendant de la température du capteur solaire, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9806, en $W / (m^2 \cdot K^2)$. Les valeurs par défaut sont reprises dans le Tableau [39] : Valeurs par défaut des caractéristiques des capteurs

Paramètres	Capteur plan vitré	Tubes sous vide (CPC)	Tubes sous vide (Caloduc)
$\eta_{0,j}$	0,70	0,60	0,70
a_1	4,00	3,00	1,25
a_2	0,03	0,02	0,01
IAM_j	0,83	0,83	0,89

, en fonction du type de capteur Dans le cas où plusieurs capteurs solaires sont raccordés au circuit solaire, la partie du coefficient de déperdition thermique qui dépend de la température la plus élevée est retenue ;

$A_{as,j}$ la surface d'entrée du capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9488, en m^2 .

Il faut faire une sommation sur tous les capteurs j qui constituent le système solaire thermique.

On détermine le facteur de correction de la capacité du ballon d'eau chaude, pour l'eau chaude sanitaire, comme suit :

$$\text{Eq. 375 } f_{as,stor} = \left(\frac{75 \cdot \sum_j A_{as,j}}{f_{stor,sys} \cdot V_{as,stor}} \right)^{0,25} \quad (-)$$

avec :

$A_{as,j}$ la surface d'entrée du capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9488, en m^2 ;

$f_{stor,sys}$ le facteur de correction tenant compte du type de système (-). Pour les systèmes monovalents, ce facteur est égal à 1 ; pour les systèmes bivalents, ce facteur est égal à 0,6 ;

$V_{as,stor}$ le volume total du ballon d'eau chaude du système solaire thermique (y compris la partie qui est éventuellement réchauffée par le chauffage d'appoint), en litres.

Il faut faire une sommation sur tous les capteurs j qui constituent le système solaire thermique.

Tableau [39] : Valeurs par défaut des caractéristiques des capteurs

Paramètres	Capteur plan vitré	Tubes sous vide (CPC)	Tubes sous vide (Caloduc)
$\eta_{0,j}$	0,70	0,60	0,70
a_1	4,00	3,00	1,25
a_2	0,03	0,02	0,01
IAM_j	0,83	0,83	0,89

10.4.3.2 Variable auxiliaire Y pour le soutien à la production d'eau chaude sanitaire par un système solaire thermique

On détermine la valeur mensuelle de la variable auxiliaire Y pour le soutien à la production d'eau chaude sanitaire par un système solaire thermique comme suit :

Eq. 376 Si le système solaire thermique ne fournit que de l'eau chaude sanitaire

$$\text{ou si } \sum_j A_{as,j} \leq 6 \text{ m}^2 : Y_{as,water,m} = \frac{0,9 \cdot \sum_j A_{as,j} \cdot I_{as,m,shad,j} \cdot IAM_j \cdot \eta_{0,j}}{Q_{as,demand,water,m}} \quad (-)$$

$$\text{Dans les autres cas : } Y_{as,water,m} = \frac{0,9 \cdot \sum_j A_{as,j} \cdot I_{as,m,shad,j} \cdot IAM_j \cdot \eta_{0,j}}{Q_{as,demand,water,m} + Q_{as,demand,heat,m}} \quad (-)$$

avec :

$A_{as,j}$ la surface d'entrée du capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9488, en m^2 ;

$I_{as,m,shad,j}$ l'ensoleillement du capteur j pour le mois considéré, compte tenu de l'ombrage, en MJ/m², déterminé selon l'Annexe C de la présente annexe ;

IAM_j le modificateur d'angle d'incidence du capteur j , déterminé selon la norme NBN EN ISO 9806, (-). Les valeurs par défaut se retrouvent dans le Tableau [39] : Valeurs par défaut des caractéristiques des capteurs

Paramètres	Capteur plan vitré	Tubes sous vide (CPC)	Tubes sous vide (Caloduc)
$\eta_{0,j}$	0,70	0,60	0,70
a_1	4,00	3,00	1,25
a_2	0,03	0,02	0,01
IAM_j	0,83	0,83	0,89

en fonction du type de capteur ;

$\eta_{0,j}$ le rendement du capteur j lorsqu'il n'y a aucune déperdition thermique vers l'ambiance (rendement optique), déterminé selon la norme NBN EN ISO 9806, (-). Les valeurs par défaut se retrouvent dans le Tableau [39] : Valeurs par défaut des caractéristiques des capteurs

Paramètres	Capteur plan vitré	Tubes sous vide (CPC)	Tubes sous vide (Caloduc)
$\eta_{0,j}$	0,70	0,60	0,70
a_1	4,00	3,00	1,25
a_2	0,03	0,02	0,01
IAM_j	0,83	0,83	0,89

en fonction du type de capteur ;

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir Tableau [1] ;

$Q_{as,demand,water,m}$ la demande mensuelle en chaleur pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système solaire thermique contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ.

$Q_{as,demand,heat,m}$ la demande mensuelle en chaleur pour le chauffage des locaux à laquelle le système solaire thermique contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ.

Il faut faire une sommation sur tous les capteurs j qui constituent le système solaire thermique.

10.4.3.3 Pertes mensuelles de stockage du système solaire thermique liées à l'eau chaude sanitaire

On détermine les pertes mensuelles de stockage du système solaire thermique liées à l'eau chaude sanitaire comme suit :

Eq. 377 Si le système solaire thermique ne fournit que de l'eau chaude sanitaire

ou si $\sum_j A_{as,j} \leq 6 \text{ m}^2$:

$$Q_{as,loss,stor,water,m} = \max \left\{ 0; \left(H_{as,stor} \cdot f_{stor,sys} \cdot \left(\theta_{coldwater,m} + (60 - \theta_{coldwater,m}) \cdot f_{as,woL,water,m} \right) - \theta_{as,stor,amb,m} \right) \cdot f_{as,woL,water,m} \cdot t_m \right\} \quad (\text{MJ})$$

Dans les autres cas :

$$Q_{as,loss,stor,water,m} = \max \left\{ 0; \left(H_{as,stor} \cdot f_{stor,sys} \cdot \left(\theta_{coldwater,m} + (60 - \theta_{coldwater,m}) \cdot f_{as,woL,water,m} \right) - \theta_{as,stor,amb,m} \right) \cdot f_{as,woL,water,m} \cdot t_m \cdot \left(\frac{Q_{as,demand,water,m}}{Q_{as,demand,water,m} + Q_{as,demand,heat,m}} \right) \right\} \quad (\text{MJ})$$

où :

$$\text{Eq. 378 } f_{as,woL,water,m} = \min \left(1; \frac{Q_{as,woL,water,m}}{Q_{as,demand,water,m}} \right) \quad (-)$$

avec :

$H_{as,stor}$	le coefficient de transfert thermique total du ballon d'eau chaude, comme déterminé ci-dessous, en W/K ;
$f_{stor,sys}$	le facteur de correction tenant compte du type de système (-). Pour les systèmes monovalents, ce facteur est égal à 1, pour les systèmes bivalents, ce facteur équivaut à 0,6 ;
$\theta_{coldwater,m}$	la température mensuelle de l'eau froide, fixée conventionnellement à 10°C ;
$f_{as,woL,water,m}$	la fraction solaire utile (comme part de la demande totale de chaleur) du système solaire thermique pour la production d'eau chaude sanitaire, sans tenir compte des pertes du ballon d'eau chaude, (-) ;
$\theta_{as,stor,amb,m}$	la température moyenne mensuelle de l'ambiance (du local) où se situe le ballon d'eau chaude, en °C : - si le ballon d'eau chaude se situe dans le volume protégé : $\theta_{as,stor,amb,m} = 18$; - si le ballon d'eau chaude se situe dans un espace adjacent non chauffé : $\theta_{as,stor,amb,m} = 11 + 0,4 \cdot \theta_{e,m}$; - si le ballon d'eau chaude est situé à l'extérieur : $\theta_{as,stor,amb,m} = \theta_{e,m}$; où : $\theta_{e,m}$: la température moyenne extérieure, en °C, selon le Tableau [1] ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, voir Tableau [1] ;
$Q_{as,demand,water,m}$	la demande mensuelle en chaleur pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système solaire thermique contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ.

$Q_{as,demand,heat,m}$	la demande mensuelle en chaleur pour le chauffage des locaux à laquelle le système solaire thermique contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ ;
$Q_{as,woL,water,m}$	l'énergie mensuelle utile pour l'eau chaude sanitaire qui peut être fournie par le système solaire thermique, sans compter les pertes du ballon d'eau chaude, comme déterminée au § 10.4.3, en MJ.

On détermine le coefficient de transfert de chaleur total du ballon d'eau chaude, $H_{as,stor}$, comme suit :

Si $V_{as,stor} \leq 2000$, on détermine $H_{as,stor}$ selon la norme NBN EN 12977-3 ou par défaut suivant la formule :

$$\text{Eq. 379 } H_{as,stor} = \frac{31 + 16,66 \cdot V_{as,stor}^{0,4}}{45} \quad (\text{W/K})$$

Si : $V_{as,stor} > 2000$:

$$\text{Eq. 380 } H_{as,stor} = \frac{16,66 + 8,33 \cdot V_{as,stor}^{0,4}}{45} \quad (\text{W/K})$$

avec :

$V_{as,stor}$ le volume total du ballon d'eau chaude du système solaire thermique (y compris la partie éventuellement réchauffée par un chauffage d'appoint), en litres.

10.4.4 Energie mensuelle utile pour le chauffage des locaux par un système solaire thermique

On détermine l'énergie mensuelle utile pour le chauffage des locaux par un système solaire thermique comme suit :

$$\text{Eq. 381 } Q_{as,out,heat,m} = \max \left\{ 0; \begin{pmatrix} 1,111 \cdot Y_{as,heat,m} - 0,070 \cdot X_{as,heat,m} \\ -0,265 \cdot Y_{as,heat,m}^2 + 0,002 \cdot X_{as,heat,m}^2 \\ + 0,023 \cdot Y_{as,heat,m}^3 \end{pmatrix} \cdot Q_{as,demand,heat,m} \right\} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Y_{as,heat,m}$	la valeur mensuelle de la variable auxiliaire Y pour le soutien au chauffage des locaux par le système solaire thermique, comme définie au § 10.4.4.2, (-) ;
$X_{as,heat,m}$	la valeur mensuelle de la variable auxiliaire X pour le soutien au chauffage des locaux par le système solaire thermique, comme définie au § 10.4.4.1, (-) ;
$Q_{as,demand,heat,m}$	la demande mensuelle de chaleur pour le chauffage des locaux à laquelle le système solaire contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ.

10.4.4.1 Variable auxiliaire X pour le soutien de chauffage des locaux par un système solaire thermique

On détermine la variable auxiliaire X pour le soutien de chauffage des locaux par un système solaire thermique comme suit :

$$\text{Eq. 382 } X_{as,heat,m} = \frac{0,9 \cdot \left[\sum_j A_{as,j} \right] \cdot H_{as,loop} \cdot (88,75 - \theta_{e,m}) \cdot f_{as,stor} \cdot t_m}{Q_{as,demand,water,m} + Q_{as,demand,heat,m}} \quad (-)$$

avec :

$A_{as,j}$	la surface d'entrée du capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9488, en m ² ;
$H_{as,loop}$	le coefficient de transfert de chaleur du circuit capteur (capteur+conduites), comme déterminé au § 10.4.3.1, en W/(m ² .K) ;
$\theta_{e,m}$	la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, voir Tableau [1] ;
$f_{as,stor}$	le facteur de correction de la capacité du ballon d'eau chaude, comme déterminé ci-dessous, (-) ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, voir Tableau [1] ;
$Q_{as,demand,water,m}$	la demande mensuelle en chaleur pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système solaire thermique contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ.
$Q_{as,demand,heat,m}$	la demande mensuelle de chaleur pour le chauffage des locaux à laquelle le système solaire contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ.

Il faut effectuer une sommation sur tous les capteurs j qui constituent le système solaire thermique.

10.4.4.2 Variable auxiliaire Y pour le soutien de chauffage des locaux par un système solaire thermique

On détermine la variable auxiliaire Y pour le soutien de chauffage des locaux par un système solaire thermique comme suit :

$$\text{Eq. 383 } Y_{as,heat,m} = \frac{0,9 \cdot \left[\sum_j A_{as,j} \cdot I_{as,m,shad,j} \cdot IAM_j \cdot \eta_{0,j} \right]}{Q_{as,demand,water,m} + Q_{as,demand,heat,m}} \quad (-)$$

avec :

$A_{as,j}$	la surface d'entrée du capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9488, en m ² ;
$I_{as,m,shad,j}$	l'ensoleillement du capteur j pour le mois considéré, compte tenu de l'ombrage, en MJ/m ² , déterminé selon l'Annexe C de la présente annexe ;
IAM_j	le modificateur d'angle d'incidence du capteur j, déterminé selon la norme NBN EN ISO 9806, (-). Les valeurs par défaut se

retrouvent dans le Tableau [39] : Valeurs par défaut des caractéristiques des capteurs

Paramètres	Capteur plan vitré	Tubes sous vide (CPC)	Tubes sous vide (Caloduc)
$\eta_{0,j}$	0,70	0,60	0,70
a1	4,00	3,00	1,25
a2	0,03	0,02	0,01
IAMj	0,83	0,83	0,89

en fonction du type de capteur ;

$\eta_{0,j}$ le rendement du capteur j lorsqu'il n'y a aucune déperdition thermique vers l'ambiance (rendement optique), déterminé selon la norme NBN EN ISO 9806, (-). Les valeurs par défaut se retrouvent dans le Tableau [39] : Valeurs par défaut des caractéristiques des capteurs

Paramètres	Capteur plan vitré	Tubes sous vide (CPC)	Tubes sous vide (Caloduc)
$\eta_{0,j}$	0,70	0,60	0,70
a1	4,00	3,00	1,25
a2	0,03	0,02	0,01
IAMj	0,83	0,83	0,89

en fonction du type de capteur ;

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir Tableau [1] ;

$Q_{as,demand,water,m}$ la demande mensuelle en chaleur pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système solaire thermique contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ.

$Q_{as,demand,heat,m}$ la demande mensuelle de chaleur pour le chauffage des locaux à laquelle le système solaire contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ.

Il faut effectuer une sommation sur tous les capteurs j qui constituent le système solaire thermique.

10.5 Consommation d'énergie mensuelle équivalente pour le refroidissement

S'il y a trop de gains de chaleur excédentaires, le risque de surchauffe est élevé. Même si on n'installe pas de refroidissement actif lors de la construction, il est possible qu'on en installe un par la suite. C'est pourquoi on tient compte également, dans ces cas, d'une consommation de refroidissement fictive équivalente, voir chapitre 8.

On détermine la consommation d'électricité mensuelle équivalente pour le refroidissement comme suit :

$$\text{Eq. 115 } Q_{\text{cool,final,sec } i,m} = \frac{Q_{\text{cool,net,sec } i,m}}{8,1} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$Q_{\text{cool,net,sec } i,m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement d'un secteur énergétique i , calculés selon le § 8.5 ;

$8,1$ le produit du rendement forfaitaire du système (0,9), d'un EER forfaitaire du système de refroidissement (2,5) et du facteur de conversion de MJ en kWh (3,6).

11 Consommation mensuelle d'énergie des auxiliaires

11.1 Consommation mensuelle d'énergie pour les fonctions auxiliaires

11.1.1 Consommation d'énergie auxiliaire électrique pour la distribution

11.1.1.1 Principe

La consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la distribution est déterminée dans ce chapitre. La conversion en énergie primaire se fait au § 13.5.

En ce qui concerne le refroidissement, aucune énergie auxiliaire ne doit être calculée pour la distribution. Il est considéré par convention que celle-ci est déjà prise en compte dans la détermination de la consommation d'énergie mensuelle équivalente pour le refroidissement (voir le § 10.5).

11.1.1.2 Règle de calcul pour la consommation d'énergie auxiliaire pour la distribution

11.1.1.2.1 Règle de calcul générale

On détermine la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire pour la distribution comme suit :

$$\text{Eq. 304 } W_{\text{aux},\text{dis},\text{m}} = \sum_j P_{\text{pumps},\text{dis},\text{instal},j} \cdot \frac{t_{\text{on},\text{dis},j,\text{m}}}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{\text{aux},\text{dis},\text{m}}$	la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la distribution dans l'unité PER, en kWh ;
$P_{\text{pumps},\text{dis},\text{instal},j}$	la puissance installée du circulateur j desservant l'unité PER considérée, telle que définie au § 11.1.1.3, en W ;
$t_{\text{on},\text{dis},j,\text{m}}$	le temps de fonctionnement mensuel du circulateur j pour la distribution, tel que défini au § 11.1.1.4, en Ms.

Il faut faire la somme sur tous les circulateurs j qui desservent l'unité PER.

11.1.1.2.2 Exceptions

Les circulateurs de secours sont redondants pour le système. Leur consommation d'énergie auxiliaire ne doit donc pas être prise en compte.

11.1.1.3 Détermination de la puissance installée $P_{\text{pumps},\text{dis},\text{instal},j}$

$P_{\text{pumps},\text{dis},\text{instal},j}$ est la puissance installée du circulateur j , en W, et est déterminée comme suit :

- pour les circulateurs à rotor noyé : la puissance électrique moyenne mesurée à 100% du débit, nommée $P_{L,100\%}$, selon le Règlement (CE) n° 641/2009 ;
- pour les circulateurs à moteur ventilé dont le moteur électrique est séparé du rotor : la puissance électrique maximale que le moteur électrique peut délivrer en service continu, déterminée selon la norme NBN EN 60034-1 pour "Service type S1".

A défaut de donnée de produit, les valeurs par défaut suivantes peuvent être utilisées, en fonction du type de distribution :

- dans le cas de distribution pour le chauffage :

$$\text{Eq. 305 } P_{\text{pumps,dis,instal,j}} = \text{MAX}(70 ; 0,084 \cdot \sum_i V_{\text{sec } i}) \quad (\text{W})$$

avec :

$V_{\text{sec } i}$ le volume du secteur énergétique i , en m^3 .

Il faut faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i desservis par le circulateur j .

- dans le cas de distribution de l'eau chaude sanitaire (conduite de circulation) :

$$\text{Eq. 306 } P_{\text{pumps,dis,instal,j}} = \text{MAX} \left(25 ; \frac{\Delta p_{\text{pumps}}}{\eta_{\text{pumps}}} \cdot f_{\text{insul,circ } k} \cdot \frac{\sum_j \frac{l_{\text{circ } k,j} \cdot (60 - \theta_{\text{amb,January,j}})}{R_{1,j}}}{\rho_W \cdot c_W \cdot \Delta \theta} \right) \quad (\text{W})$$

- dans le cas d'une combinaison de distribution de l'eau chaude sanitaire et de distribution pour le chauffage (combilus) :

$$\text{Eq. 307 } P_{\text{pumps,dis,instal,j}} = \text{MAX} \left(70 ; \frac{\Delta p_{\text{pumps}}}{\eta_{\text{pumps}}} \cdot f_{\text{insul,circ } k} \cdot \frac{\sum_j \frac{l_{\text{circ } k,j} \cdot (60 - \theta_{\text{amb,January,j}})}{R_{1,j}}}{\rho_W \cdot c_W \cdot \Delta \theta} \right) \quad (\text{W})$$

où :

Δp_{pumps}	la hauteur manométrique minimale, en Pa, déterminée comme mentionné ci-dessous ;
$f_{\text{insul,circ } k}$	un facteur de correction pour prendre en compte l'effet des ponts thermiques sur la résistance thermique des segments de la conduite de circulation k , tel que déterminé au § 9.3.2 ;
$l_{\text{circ } k,j}$	la longueur du segment j de la conduite de circulation k , en m ;
η_{pumps}	le rendement du circulateur. Celui-ci est établi par convention égal à 0,2, (-) ;
$\theta_{\text{amb,January,j}}$	la température ambiante moyenne pour le mois de janvier du segment de conduite j , en °C, telle que déterminée au § 9.3.2.2 ;
$R_{1,j}$	la résistance thermique linéaire $R_{1,j}$ du segment j , en m.K/W , telle que déterminée au § E.3 ;
ρ_W	la densité de l'eau, en kg/m^3 . Celle-ci est prise par convention égale à 998 kg/m^3 ;
c_W	la capacité thermique spécifique de l'eau, en J/(kg.K) . Celle-ci est prise par convention égale à 4182 J/(kg.K) ;
$\Delta \theta$	la différence de température entre le départ et le retour, en K. Celle-ci est prise par convention égale à 5 K.

Il faut faire la somme sur tous les segments j de la conduite de circulation k qui sont desservis par le circulateur j .

La hauteur manométrique minimale est donné par :

$$\text{Eq. 308 } \Delta p_{\text{pumps}} = \sum_l l_{\text{circ } k,l} \cdot 300 \quad (\text{Pa})$$

avec :

$l_{\text{circ } k,l}$ la longueur du segment l de la conduite de circulation k , en m.

Il faut faire la somme sur tous les segments l de la conduite de circulation k qui sont desservis par le circulateur j .

Si un circulateur dessert plusieurs unités PEN et/ou PER, la puissance du circulateur ($P_{\text{pumps,dis,instal},j}$) doit être répartie de façon proportionnelle entre ces unités PEN et/ou PER sur base des besoins bruts de chaleur des unités respectives. Dans le cas de distribution de chaleur pour le chauffage, la répartition doit être faite sur base des besoins bruts en énergie pour le chauffage. Dans le cas d'une distribution de l'eau chaude sanitaire ou d'un combilus, la répartition doit être faite sur base des besoins bruts en eau chaude sanitaire.

11.1.1.4 Détermination du temps de fonctionnement $t_{\text{on,dis},j,m}$

Le temps de fonctionnement mensuel du circulateur j , $t_{\text{on,dis},j,m}$, en Ms, est déterminé en fonction du type de distribution, de la manière suivante.

- Pour les circulateurs pour la distribution d'eau chaude sanitaire (conduite de circulation) :

$$\text{Eq. 309 } t_{\text{on,dis},j,m} = t_m \quad (\text{Ms})$$

- Pour les circulateurs pour la distribution pour le chauffage :

$$\text{Eq. 310 } t_{\text{on,dis},j,m} = \max(t_{\text{on,dis,heat},j,m,\text{sec } i}) \quad (\text{Ms})$$

avec :

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, reprise du Tableau [1], en Ms ;

$t_{\text{on,dis,heat},j,m,\text{sec } i}$ le temps de fonctionnement mensuel du circulateur j pour la distribution pour le chauffage dans le secteur énergétique i , déterminé comme indiqué ci-dessous, en Ms.

Le temps de fonctionnement mensuel du circulateur j pour la distribution pour le chauffage dans le secteur énergétique i , $t_{\text{on,dis,heat},j,m,\text{sec } i}$, est déterminé comme suit :

- pour un circulateur à rotor noyé avec régulation (excepté régulation marche/arrêt) dont le EEI est connu :

$$\text{Eq. 311 } t_{\text{on,dis,heat},j,m,\text{sec } i} = \text{MIN}\left(t_{\text{heat,sec } i,m} \cdot \left(0,6 + 0,625 \cdot \frac{\text{EEI}}{0,23}\right) ; t_m \cdot \frac{1}{2}\right) \quad (\text{Ms})$$

- pour un circulateur à rotor ventilé avec régulation (excepté régulation marche/arrêt) :

$$\text{Eq. 312 } t_{\text{on,dis,heat},j,m,\text{sec } i} = \text{MIN}\left(t_{\text{heat,sec } i,m} ; t_m \cdot \frac{1}{2}\right) \quad (\text{Ms})$$

- pour un circulateur avec régulation marche/arrêt ou pour un circulateur à rotor noyé avec régulation (excepté régulation marche/arrêt) dont le EEI est inconnu :

$$\text{Eq. 313 } t_{\text{on,dis,heat},j,m,\text{sec } i} = t_m \cdot \frac{1}{2} \quad (\text{Ms})$$

- dans tous les autres cas ou si la régulation est inconnue :

Eq. 314 $t_{\text{on,dis,heat,j,m,sec i}} = t_m$ (Ms)

où :

$t_{\text{heat,sec i,m}}$	le temps de fonctionnement mensuel conventionnel du système d'émission de chaleur du secteur énergétique i, en Ms, déterminé selon le § D.1 ;
EEI	l'indice d'efficacité énergétique, selon le Règlement (CE) n° 641/2009, (-) ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, reprise du Tableau [1], en Ms.

En ce qui concerne le temps de fonctionnement, un combilus est considéré comme une conduite pour la distribution d'eau chaude sanitaire.

11.1.2 Energie auxiliaire électrique pour la production

11.1.2.1 Principe

La consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique des auxiliaires pour la production de chaleur est déterminée dans ce chapitre. La conversion en consommation d'énergie primaire s'effectue au § 13.5.

En ce qui concerne le refroidissement, aucune énergie auxiliaire ne doit être calculée pour la production. Celle-ci est déjà prise en compte dans le rendement de production forfaitaire.

11.1.2.2 Règle de calcul pour l'énergie auxiliaire électrique pour la production

11.1.2.2.1 Règle de calcul générale

On détermine la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire pour la production dans l'unité PER, $W_{\text{aux,gen,m}}$, comme suit :

Eq. 315 $W_{\text{aux,gen,m}} = W_{\text{throttle/fans,gen,m}} + W_{\text{electr,gen,m}}$ (kWh)

avec :

$W_{\text{throttle/fans,gen,m}}$	la consommation mensuelle d'électricité des vannes gaz et/ou des ventilateurs des générateurs de l'unité PER considérée, définie selon le § 11.1.2.3, en kWh ;
$W_{\text{electr,gen,m}}$	la consommation mensuelle d'électricité pour l'électronique et les dispositifs d'allumage des générateurs de l'unité PER considérée, définie comme ci-dessous, en kWh.

$W_{\text{electr,gen,m}}$ est défini selon :

Eq. 316 $W_{\text{electr,gen,m}} = \sum_j P_{\text{electr,gen,j}} \cdot \frac{t_m}{3,6}$ (kWh)

avec :

$P_{\text{electr,gen,j}}$	la puissance des pertes en mode veille de l'électronique pour la production, en W. Par générateur j, la puissance des pertes est définie égale à 10 W ;
---------------------------	---

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, reprise du Tableau [1], en Ms.

Il faut toujours faire la somme sur tous les générateurs j qui desservent l'unité PER.

Si un générateur dessert plusieurs unités PEN et/ou PER, la puissance des pertes en mode veille doit être répartie de façon proportionnelle sur base des besoins bruts totaux des unités PEN et/ou PER concernées. Si le générateur ne sert qu'au chauffage, alors la répartition doit être faite sur base des besoins bruts pour le chauffage. Si le générateur ne sert qu'à la production d'eau chaude sanitaire, alors la répartition doit être faite sur base des besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire. Si le générateur sert aux deux, alors la répartition doit être faite sur base des besoins bruts en énergie pour le chauffage et pour l'eau chaude sanitaire.

Si, lors de l'application de la règle de répartition ci-dessus, le générateur de chaleur sert à l'humidification d'une ou plusieurs unités PEN, les besoins bruts pour l'humidification des unités PEN desservies doivent être ajoutés aux besoins bruts pour le chauffage et/ou d'eau chaude sanitaire.

Si, lors de l'application de la règle de répartition ci-dessus, le générateur de chaleur délivre de la chaleur à une machine de refroidissement par absorption qui dessert une ou plusieurs unités PEN, la chaleur livrée à la machine de refroidissement par absorption et qui est nécessaire pour couvrir la demande de refroidissement des unités PEN desservies doit être ajoutée aux besoins bruts pour le chauffage et/ou pour l'eau chaude sanitaire et/ou pour l'humidification. La chaleur délivrée à la machine de refroidissement par absorption est déterminée pour chaque unité PEN desservie comme la contribution de la machine de refroidissement à absorption aux besoins bruts pour le refroidissement des locaux, $Q_{cool,gross}$, divisé par le coefficient d'efficacité frigorifique, EER_{nom} . [GR1]

11.1.2.2.2 Exceptions

Pour les générateurs d'eau chaude sanitaire dont les rendements de production et de stockage sont calculés selon le § **Erreur ! Source du renvoi introuvable.** et pour les générateurs de chauffage dont le rendement de production est calculé selon le § 10.2.3.3, le § 10.2.3.4.2 ou le § 10.2.3.4.3, la consommation d'énergie auxiliaire électrique du générateur est déjà prise en compte et ne doit plus être comptabilisée dans l'Eq. 315.

La consommation éventuelle d'énergie auxiliaire par les appareils de chauffage locaux, à l'exception des poêles à pellets dont la puissance nominale est inférieure ou égale à 50 kW, des poêles à charbon et des poêles à bois qui ne sont pas des poêles à pellets, pour lesquels le rendement de production est déterminé selon le § 10.2.3.2.4, est déjà prise en compte dans le rendement de production et n'est donc plus considérée à nouveau dans les calculs.

11.1.2.3 Définition de la consommation mensuelle d'électricité des vannes gaz et/ou ventilateurs $W_{throttle/fans,gen,m}$

11.1.2.3.1 Règle de calcul générale

$W_{throttle/fans,gen,m}$ est défini comme suit :

$$\text{Eq. 317 } W_{\text{throttle/fans, gen, m}} = \sum_j P_{\text{throttle/fans, gen, spec}} \cdot P_{\text{throttle/fans, gen, j}} \cdot \frac{t_{\text{on, gen, j, m}}}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

où :

$P_{\text{throttle/fans, gen, spec}}$ la puissance spécifique pour la production des générateurs possédant un ventilateur et/ou une vanne gaz, considérée égale à 1 W/kW ;

$P_{\text{throttle/fans, gen, j}}$ la puissance nominale du générateur j , en kW ;

$t_{\text{on, gen, j, m}}$ le temps de fonctionnement mensuel de la vanne gaz et/ou du ventilateur du générateur j , défini suivant le § 11.1.2.3.2, en Ms.

Il faut toujours faire la somme sur tous les générateurs j qui desservent l'unité PER et qui font usage d'une vanne gaz et/ou d'un ventilateur.

Si un générateur dessert plusieurs unités PEN et/ou PER, la puissance nominale du générateur dans l'Eq. 317 doit être répartie de façon proportionnelle entre les unités PEN et/ou PER concernées sur base des besoins bruts totaux des unités PEN et/ou PER concernées. Si le générateur ne sert qu'au chauffage, alors la répartition doit être faite sur base des besoins bruts pour le chauffage. Si le générateur ne sert qu'à la production d'eau chaude sanitaire, alors la répartition doit être faite sur base des besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire. Si le générateur sert aux deux, alors la répartition doit être faite sur base des besoins bruts en énergie pour le chauffage et pour l'eau chaude sanitaire.

11.1.2.3.2 Définition du temps de fonctionnement $t_{\text{on, gen, j, m}}$

$t_{\text{on, gen, j, m}}$ est défini comme suit :

$$\text{Eq. 318 } t_{\text{on, gen, j, m}} = \text{MIN} \left(t_m ; \frac{\left(\sum_i Q_{\text{heat, gross, sec } i, m} + \sum_k Q_{\text{water, bath } k, \text{gross, m}} + \sum_k Q_{\text{water, sink } k, \text{gross, m}} \right) + \sum_k Q_{\text{water, other } k, \text{gross, m}} + \sum_l Q_{\text{hum, net, l}} + \sum_o \sum_n \frac{Q_{\text{cool, gross, sec } n, m}}{\text{EER}_{\text{nom, o}}} }{P_{\text{throttle/fans, gen, j}} \cdot 1000} \right) \quad (\text{Ms})$$

où :

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, reprise du Tableau [1], en Ms ;

$Q_{\text{heat, gross, sec } i, m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 9.2.1 de la présente annexe pour les unités PER et selon le § 6.2 de l'annexe A.3 pour les unités PEN, en MJ, pour autant que ces besoins soient couverts par le générateur j en accord avec le § 10.2.2 de la présente annexe pour les unités PER ou avec le § 7.2.1 de l'annexe A.3 pour les unités PEN ;

$Q_{\text{water, bath } l, \text{gross, m}}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'un bain k , déterminés selon le § 9.3.1 de la présente annexe pour les unités PER et selon le § 6.5 de l'annexe A.3 pour les unités PEN, en MJ, pour autant que ces besoins soient couverts par le générateur j en accord avec le § 10.3.2 de la présente annexe pour les unités PER ou avec le § 7.6 de l'annexe A.3 pour les unités PEN ;

$Q_{\text{water, sink } l, \text{gross, m}}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine k , déterminés selon le § 9.3.1 de la présente annexe pour les unités PER et selon le § 6.5 de l'annexe A.3 pour les unités PEN, en MJ, pour autant que ces besoins soient couverts par le générateur j en accord avec le

	§ 10.3.2 de la présente annexe pour les unités PER ou avec le § 7.6 de l'annexe A.3 pour les unités PEN ;
$Q_{\text{water,other } k, \text{gross}, m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un autre point de puisage k , déterminés selon le § 6.5 de l'annexe A.3, en MJ, pour autant que ces besoins soient couverts par le générateur j en accord avec le § 7.6 de l'annexe A.3 ;
$Q_{\text{hum,net}, l, m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification de l'appareil d'humidification l , déterminés selon le § 5.11 de l'annexe A.3, en MJ, pour autant que ces besoins soient couverts par le générateur j en accord avec le § 7.2.1 de l'annexe A.3 ;
$Q_{\text{cool,gross}, \text{sec } n, m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique n , fourni par la machine de refroidissement par absorption, déterminés selon le § 6.2 de l'annexe A.3, en MJ, pour autant que ces besoins soient couverts par la machine de refroidissement par absorption o en accord avec le § 7.2.2 de l'annexe A.3 et pour autant que la chaleur pour la machine de refroidissement par absorption o soit couverte par le générateur j en accord avec le § 7.2.1 de l'annexe A.3 ;
$EER_{\text{nom}, o}$	le coefficient d'efficacité frigorifique de la machine de refroidissement par absorption o , déterminé selon le § 7.5.2 de l'annexe A.3, (-) ;
$P_{\text{throttle/fans}, \text{gen}, j}$	la puissance nominale du générateur j , en kW.

Il faut toujours faire la somme sur :

- tous les secteurs énergétiques i (dans l'unité PEN considérée ou dans une autre unité PEN ou PER) qui sont desservis par le générateur j ;
- tous les bains ou douches k (dans l'unité PEN considéré ou dans une autre unité PEN ou PER) et/ou les éviers de cuisine k qui sont desservis par le générateur j ;
- tous les éviers de cuisine k (dans l'unité PEN considéré ou dans une autre unité PEN ou PER) qui sont desservis par le générateur j ;
- tous autres points de puisage k (dans l'unité PEN considérée ou dans une autre unité PEN) qui sont desservis par le générateur j ;
- tous les appareils d'humidification l (dans une unité PEN) qui sont desservis par le générateur j ;
- tous les secteurs énergétiques n (dans une unité PEN) qui sont desservis par la machine de refroidissement par absorption o et sur toutes les machines de refroidissement o qui sont desservis par le générateur j .

11.1.3 Consommation d'énergie auxiliaire d'un système solaire thermique

Pour déterminer la consommation d'énergie auxiliaire d'un système solaire thermique, on considère uniquement la consommation de la (des) pompe(s) du circuit capteur. Si aucun système solaire thermique ne dessert l'unité PER ou PEN, ou si le système solaire thermique n'est pas pris en considération, la consommation mensuelle d'électricité auxiliaire est égale à zéro. Dans le cas contraire, on détermine la consommation mensuelle d'électricité auxiliaire d'un système solaire thermique desservant l'unité PER ou PEN comme suit :

$$\text{Eq. 384} \quad W_{\text{aux,as,m}} = \left(\sum_k P_{\text{pumps,as,k}} \right) \cdot \frac{\left(\sum_j A_{\text{as,j}} \cdot I_{\text{as,m,shad,j}} \right)}{\sum_m \left(\sum_j A_{\text{as,j}} \cdot I_{\text{as,m,shad,j}} \right)} \cdot \frac{t_{\text{on,as,a}}}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

met :

$P_{\text{pumps,as,k}}$	la puissance installée de la pompe primaire du circuit capteur k, comme définie ci-dessous, en W ;
$A_{\text{as,j}}$	la surface d'entrée du capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9488, en m ² ;
$I_{\text{as,m,shad,j}}$	l'ensoleillement du capteur j pour le mois considéré, compte tenu de l'ombrage, en MJ/m ² , déterminé selon l'Annexe C de la présente annexe ;
$t_{\text{on,as,a}}$	la durée annuelle de fonctionnement de la (des) pompe(s) capteurs, fixée conventionnellement à 7,2 Ms (2000 heures).

Il faut effectuer une sommation sur tous les mois de l'année et sur toutes les pompes de circulation k et tous les capteurs j du système solaire thermique.

Lorsque le système solaire thermique alimente plusieurs unités PER et/ou PEN, la puissance de(s) pompe(s) ($P_{\text{pumps,as,k}}$) doit être répartie proportionnellement sur ces unités PER et/ou PEN sur base de la demande de chaleur brute des unités auxquelles le système contribue respectivement.

On détermine la puissance installée de la pompe du circuit capteur k comme suit :

- pour les pompes immergées : la puissance électrique moyenne mesurée avec 100% du débit, appelée $P_{L,100\%}$, selon le Règlement (UE) n° 641/2009 ;
- pour les pompes non immergées dont le moteur électrique est séparé du rotor : la puissance électrique maximale que le moteur électrique peut atteindre en fonctionnement continu déterminée selon la norme NBN EN 60034-1 pour "duty type S1".

Alternativement, la puissance de(s) pompe(s) est déterminée comme :

$$\text{Eq. 385} \quad \sum_k P_{\text{pumps,as,k}} = 25 + 2 \cdot \sum_j A_{\text{as,j}} \quad (\text{W})$$

Avec :

$A_{\text{as,j}}$	la surface d'entrée du capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9488, en m ² ;
-------------------	---

Il faut effectuer une sommation sur tous les capteurs j qui constituent le système solaire thermique.

11.2 Consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs

11.2.1 Principe

Pour le calcul de la consommation électrique mensuelle des ventilateurs, on tient compte des ventilateurs présents dans les systèmes de ventilation mécanique pour la ventilation hygiénique et/ou dans les systèmes de chauffage par air, à

l'exception des ventilateurs d'extraction dans un système A ou B qui sont conformes à la remarque "3)" du § 4.3.1.3 de la norme NBN D50-001.

Les ventilateurs suivants ne sont donc pas pris en compte : ventilateurs supplémentaires pour d'autres applications (par exemple, une hotte) et ventilateurs pour la ventilation qui desservent uniquement des espaces sans exigence de ventilation hygiénique.

Pour le calcul de la consommation électrique, on a le choix entre une méthode simplifiée (méthode 1 - voir § 11.2.2) et un calcul détaillé (méthode 2 et méthode 3 - voir § 11.2.3). Le choix de la méthode 1, 2 ou 3 doit être fait pour l'ensemble de l'unité PER.

Par "mode ventilation", on entend, dans les paragraphes suivants, que le ventilateur fonctionne uniquement pour la ventilation hygiénique et donc pour l'alimentation en air neuf (ou en air recyclé vers le séjour, le cas échéant) ou pour l'extraction de l'air vers l'extérieur. Par "mode chauffage", on entend que le ventilateur fonctionne dans le but de transporter de l'air chauffé ((partiellement) recirculé) vers les espaces desservis, en combinaison ou non avec la ventilation hygiénique.

11.2.2 Consommation électrique mensuelle des ventilateurs - méthode simplifiée (méthode 1)

Si on choisit le calcul simplifié, la consommation électrique mensuelle totale des ventilateurs dans l'unité PER vaut :

$$\text{Eq. 261 } W_{\text{aux,fans}m} = \sum_z W_{\text{aux,fans}zonezm} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$W_{\text{aux,fans,zone } z,m}$ la consommation électrique mensuelle des ventilateurs dans la zone de ventilation z , en kWh, telle que déterminée ci-dessous.

Il faut faire une somme sur toutes les zones de ventilation de l'unité PER.

La consommation électrique mensuelle des ventilateurs est déterminée par zone de ventilation comme suit :

$$\text{Eq. 262 } W_{\text{aux,fans}zonezm} = t_m \cdot (f_{\text{vent}zonezm} \cdot \Phi_{\text{fans,vent}zonez} + f_{\text{heat}zonezm} \cdot \Phi_{\text{fans,heat}zonez}) / 3,6 \quad (\text{kWh})$$

avec :

t_m la longueur du mois considérée, en Ms, voir Tableau [1] ;
 $f_{\text{vent,zone } z,m}$ la fraction mensuelle conventionnelle du temps où les ventilateurs fonctionnent en mode ventilation, dans la zone de ventilation z , déterminée selon le § 11.2.2.3, (-) ;
 $\Phi_{\text{fans,vent,zone } z}$ la valeur de calcul pour la puissance électrique de l'ensemble des ventilateurs qui fonctionnent en mode ventilation dans la zone de ventilation z , déterminée selon le § 11.2.2.1, en W ;
 $f_{\text{heat,zone } z,m}$ la fraction mensuelle conventionnelle du temps où les ventilateurs fonctionnent en mode chauffage, dans la zone de ventilation z , déterminée selon le § 11.2.2.3, (-) ;

$\Phi_{\text{fans,heat,zone } z}$ la valeur de calcul pour la puissance électrique de l'ensemble des ventilateurs qui fonctionnent en mode chauffage dans la zone de ventilation z , déterminée selon le § 11.2.2.2, en W.

11.2.2.1 Valeur de calcul par défaut pour la puissance électrique en mode ventilation

La valeur de calcul pour la puissance électrique de l'ensemble des ventilateurs qui fonctionnent en mode ventilation dans la zone de ventilation z est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 412 } \Phi_{\text{fans,vent,zone } z} = f_1 \cdot \left[0.3 + 0.75 \cdot e^{\left(\frac{-V_{\text{EPR}}}{500} \right)} \right] \cdot \sum V_{\text{sec } i} \quad (\text{W})$$

avec :

f_1 un facteur de puissance spécifique pris du Tableau [47], en W/(m³/h) ;

V_{EPR} le volume total de l'unité PER, voir § 6, en m³ ;

$V_{\text{sec } i}$ le volume du secteur énergétique i , en m³.

Il faut faire une somme sur le volume de tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation considérée.

Tableau [47] : Valeurs de calcul par défaut pour le facteur de puissance spécifique en mode ventilation

Type de système de ventilation	Facteur de puissance spécifique f_1 (W/(m ³ /h))
Alimentation naturelle et évacuation naturelle	0
Mécanique simple flux par insufflation ou extraction	0,37
Mécanique double flux	0,95
Mécanique simple flux par extraction avec utilisation de l'air repris comme source de chaleur pour une pompe à chaleur	0,44
Mécanique double flux avec utilisation de l'air repris comme source de chaleur pour une pompe à chaleur	1,12

11.2.2.2 Valeur de calcul par défaut pour la puissance électrique en mode chauffage

La valeur de calcul pour la puissance électrique de l'ensemble des ventilateurs qui fonctionnent en mode chauffage dans la zone de ventilation z est définie au Tableau [48].

Tableau [48] : Valeurs de calcul par défaut pour la puissance électrique en mode chauffage ($V_{\text{sec } i}$: volume du secteur énergétique i)

Installation	Type de régulation du ventilateur	Puissance $\Phi_{\text{fans,heat,zone z}}$ (W)
Pas de chauffage par air	s.o.	0
Chauffage par air	Pas de régulation ou régulation non automatique	$1,56 \cdot \Sigma V_{\text{sec } i}$
	Régulation automatique	$1,05 \cdot \Sigma V_{\text{sec } i}$

Il faut faire une somme sur le volume de tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation considérée.

11.2.2.3 Détermination de la fraction mensuelle conventionnelle du temps où les ventilateurs fonctionnent en mode ventilation ou en mode chauffage

La fraction mensuelle conventionnelle du temps où les ventilateurs, dans la zone de ventilation z, fonctionnent en mode ventilation ou chauffage respectivement, est donnée par :

- si les ventilateurs, dans la zone de ventilation z, servent uniquement au chauffage et n'assurent pas de ventilation hygiénique, alors on a pour tous les mois :
 - $f_{\text{vent,zone z,m}} = 0$
 - $f_{\text{heat,zone z,m}}$ comme déterminé avec Eq. 264
- si les ventilateurs, dans la zone de ventilation z, servent uniquement à la ventilation hygiénique et n'assurent pas de chauffage par air, alors on a pour tous les mois :
 - $f_{\text{vent,zone z,m}} = 1$
 - $f_{\text{heat,zone z,m}} = 0$
- s'il y a, dans la zone de ventilation z, à la fois des ventilateurs qui servent à la ventilation hygiénique et des ventilateurs qui servent au chauffage par air (ou s'il y a des ventilateurs qui servent aux deux fonctions), alors on a pour chaque mois m :

$$\text{Eq. 263 } f_{\text{vent,zone z,m}} = 1 - f_{\text{heat,zone z,m}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 264 } f_{\text{heat,zone z,m}} = \min \left[1; \frac{\sum_i Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}}{(1000 \cdot P_{\text{nom,zone z}} \cdot t_m)} \right] \quad (-)$$

avec :

$Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage d'un secteur énergétique i, déterminés selon le § 9.2.1, en MJ ;

$P_{\text{nom, zone } z}$	la somme des puissances nominales des unités de production d'air chaud qui desservent la zone de ventilation z , en kW ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, voir Tableau [1].

Il faut faire une somme sur tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation z .

11.2.3 Consommation électrique mensuelle des ventilateurs - calcul détaillé

Si on choisit le calcul détaillé, la consommation électrique mensuelle totale des ventilateurs dans l'unité PER vaut :

$$\text{Eq. 265 } W_{\text{aux,fans},m} = \sum_j W_{\text{aux,fans},m,j} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$W_{\text{aux,fans},m,j}$ la consommation électrique mensuelle du ventilateur (groupe) j , en kWh, comme déterminée ci-dessous.

Il faut faire une somme sur tous les ventilateurs (groupes) j qui contribuent à la ventilation hygiénique de l'unité PER (alimentation et/ou évacuation et/ou recirculation) et tous les ventilateurs qui servent au chauffage par air (en combinaison ou non avec la ventilation hygiénique).

On détermine la consommation électrique mensuelle du ventilateur (groupe) j comme suit :

$$\text{Eq. 266 } W_{\text{aux,fans},m,j} = t_m \cdot (f_{\text{vent},m,j} \cdot \Phi_{\text{fans,vent},j} + f_{\text{heat},m,j} \cdot \Phi_{\text{fans,heat},j}) / 3,6 \quad (\text{kWh})$$

avec :

t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, voir Tableau [1] ;
$f_{\text{vent},m,j}$	la fraction mensuelle conventionnelle du temps où les ventilateurs fonctionnent en mode ventilation, déterminée selon le § 11.2.3.3, (-) ;
$\Phi_{\text{fans,vent},m,j}$	la valeur de calcul pour la puissance électrique de tous les ventilateurs ensemble en mode ventilation, déterminée selon le § 11.2.3.1, en W ;
$f_{\text{heat},m,j}$	la fraction mensuelle conventionnelle du temps où les ventilateurs fonctionnent en mode chauffage, déterminée selon le § 11.2.3.3, (-) ;
$\Phi_{\text{fans,heat},m,j}$	la valeur de calcul pour la puissance électrique de tous les ventilateurs ensemble en mode chauffage, déterminée selon le § 11.2.3.2, en W.

11.2.3.1 Valeur de calcul pour la puissance électrique en mode ventilation - calcul détaillé

La valeur de calcul pour la puissance électrique en mode ventilation est déterminée au choix selon une des deux options suivantes :

- Option "méthode 2" : détermination de la valeur de calcul en un point de fonctionnement représentatif sur base de la puissance électrique installée (§ 11.2.3.1.1) ;

- Option "méthode 3" : détermination de la valeur de calcul en un point représentatif sur base de la puissance électrique mesurée en position nominale (§ 11.2.3.1.2).

Si un ventilateur (groupe) dessert plusieurs unités PEB (PER ou PEN¹⁶) (par exemple, un système centralisé pour plusieurs appartements), on détermine la valeur de calcul pour la puissance électrique de la zone z considérée en multipliant :

- la valeur de calcul totale déterminée ci-dessous,
- le rapport entre le maximum des débits exigés pour l'unité PER considérée et la somme des maximum des débits exigés pour toutes les zones de ventilation desservies par ce ventilateur.

Si un ventilateur (groupe) assure aussi l'alimentation et/ou l'évacuation dans des locaux sans exigences de ventilation hygiénique, aucune réduction (supplémentaire) ne peut être prise en compte pour ces locaux.

11.2.3.1.1 Option "méthode 2" : détermination de la valeur de calcul sur base de la puissance électrique installée

La valeur de calcul est déterminée en même temps pour tous les ventilateurs qui desservent ensemble une zone de ventilation.

Si un ventilateur (groupe) dessert plusieurs zones de ventilation et/ou unités PEB (PER ou PEN), on détermine la valeur de calcul en même temps pour tous les ventilateurs qui desservent toutes ces zones de ventilation et/ou unités PEB.

La méthode consiste en deux étapes :

Etape 1 : détermination du rapport de débit entre le point de fonctionnement représentatif et la position nominale

On détermine le rapport de débit β_v comme décrit au § 11.2.3.1.3.

Etape 2 : détermination de la puissance électrique au point de fonctionnement représentatif

On détermine la puissance électrique en mode ventilation de chaque ventilateur (groupe) j au point de fonctionnement représentatif comme suit :

$$\text{Eq. 267 } \Phi_{\text{fans,vent,j}} = f_{\text{ctrl,j}} \cdot P_{\text{fans,max,j}} \quad (\text{W})$$

avec :

$f_{\text{ctrl,j}}$	un facteur de réduction qui tient compte du type de régulation du débit du système, pour le ventilateur (groupe) j, y inclus la ventilation à la demande, déterminé selon le § 11.2.3.1.4, (-) ;
$P_{\text{fans,max,j}}$	la puissance électrique maximale du moteur électrique ou de la combinaison moteur électrique-ventilateur du ventilateur (groupe) j, en W.

Pour la définition de la puissance électrique maximale, se reporter au § 2.

¹⁶ Si le ventilateur dessert aussi des destinations non résidentielles, il faut considérer le débit de conception au lieu du maximum des débits exigés.

11.2.3.1.2 Option "méthode 3" : détermination de la valeur de calcul sur base de la puissance électrique mesurée en position nominale

La valeur de calcul est déterminée en même temps pour tous les ventilateurs qui desservent ensemble une ou plusieurs zones de ventilation.

Si un ventilateur (groupe) dessert plusieurs unités PEB (PER ou PEN) différentes, on détermine la valeur de calcul en même temps pour tous les ventilateurs qui desservent toutes ces unités PEB.

La méthode consiste en trois étapes, avec des conditions accompagnant éventuelles :

Etape 1 : mise en position nominale et mesure des débits et de la puissance électrique absorbée

Tous les ventilateurs sont placés en position nominale. Dans tous les espaces qui sont desservis par les ventilateurs, on mesure ensuite le débit mécanique d'alimentation en air neuf $\dot{V}_{\text{mech.suppl y,rm r}}$ (pour les séjours, y inclus le débit de recirculation, le cas échéant) et/ou le débit mécanique d'extraction vers l'extérieur $\dot{V}_{\text{mech.extr,rmr}}$. Pour chaque ventilateur (groupe), on mesure ensuite la puissance électrique absorbée in situ, $P_{\text{fans,nom,j}}$, conformément aux règles définies par le Ministre.

Pour chaque espace r dans lequel un débit mécanique d'alimentation est assuré par le(s) ventilateur(s) (groupe(s)), la condition suivante doit être satisfaite :

$$\text{Eq. 268 } \dot{V}_{\text{mech.suppl y,rm r}} \geq \dot{V}_{\text{req,supply,rm r}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

Pour chaque espace r dans lequel un débit mécanique d'extraction est assuré par le(s) ventilateur(s) (groupe(s)), la condition suivante doit être satisfaite :

$$\text{Eq. 269 } \dot{V}_{\text{mech.extr,rm r}} \geq \dot{V}_{\text{req,extr,rm r}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

avec :

$\dot{V}_{\text{req,supply,rm r}}$	le débit d'alimentation en air neuf exigé dans l'espace r, en m^3/h ;
$\dot{V}_{\text{req,extr,rmr}}$	le débit d'extraction vers l'extérieur exigé dans l'espace r, en m^3/h ;
$\dot{V}_{\text{mech.suppl y,rm r}}$	le débit d'alimentation en air neuf dans l'espace r, tel que mesuré dans l'étape 1 du § 11.2.3.1.2, pour les séjours y inclus le débit de recirculation le cas échéant, en m^3/h ;
$\dot{V}_{\text{mech.extr,rmr}}$	le débit d'extraction vers l'extérieur de l'espace r, tel que mesuré dans l'étape 1 du § 11.2.3.1.2, en m^3/h .

Si ces conditions ne sont pas satisfaites, on doit choisir la méthode 2 ou la méthode 1 (calcul simplifié).

Etape 2 : détermination du rapport de débit entre le point de fonctionnement représentatif et la position nominale

On détermine le rapport de débit $\beta_{\dot{V}}$ comme décrit au § 11.2.3.1.3.

Le rapport de débit $\beta_{\dot{V}}$ doit être inférieur ou égal à 1. Si cette condition n'est pas satisfaite, on doit choisir la méthode 2 ou la méthode 1 (calcul simplifié).

Etape 3 : détermination de la puissance électrique au point de fonctionnement représentatif

On détermine la puissance électrique en mode ventilation de chaque ventilateur (groupe) j au point de fonctionnement représentatif comme suit :

$$\text{Eq. 270 } \Phi_{\text{fans,vent},j} = f_{\text{ctrl},j} \cdot P_{\text{fans,nom},j} \quad (\text{W})$$

avec :

$f_{\text{ctrl},j}$ un facteur de réduction qui tient compte du type de régulation du débit du système, pour le ventilateur (groupe) j, y inclus la ventilation à la demande, déterminé selon le § 11.2.3.1.4, (-) ;

$P_{\text{fans,nom},j}$ la puissance électrique absorbée du ventilateur (groupe) j mesurée en position nominale, telle que déterminée dans l'étape 1, en W.

11.2.3.1.3 Détermination du rapport de débit entre le point de fonctionnement représentatif et la position nominale

On détermine le rapport de débit β_v :

- Si on choisit l'option "méthode 2" :
 - Dans le cas d'un système B :

$$\text{Eq. 271 } \beta_v = \min \left(1; 0,65 \cdot \frac{\sum_z \dot{V}_{\text{req,zonez}}}{\sum_r \dot{V}_{\text{req,supply,rmr}}} \right) \quad (-)$$

- Dans le cas d'un système C :

$$\text{Eq. 272 } \beta_v = \min \left(1; 0,65 \cdot \frac{\sum_z \dot{V}_{\text{req,zonez}}}{\sum_r \dot{V}_{\text{req,extr,rmr}}} \right) \quad (-)$$

- Dans le cas d'un système D :

$$\text{Eq. 273 } \beta_v = \min \left(1; 0,65 \cdot \frac{\sum_z \dot{V}_{\text{req,zonez}}}{\min \left(\sum_r \dot{V}_{\text{req,supply,rmr}}; \sum_r \dot{V}_{\text{req,extr,rmr}} \right)} \right) \quad (-)$$

$$\text{Eq. 442 } \beta_v = 0,65 \quad (-)$$

- Si on choisit l'option "méthode 3" :
 - Dans le cas d'un système B :

$$\text{Eq. 274 } \beta_{\dot{V}} = \max \left[0,65; 0,65 \cdot \frac{\sum_z \dot{V}_{\text{req,zonez}}}{\sum_r \dot{V}_{\text{mech.supply,rmr}}} \right] \quad (-)$$

- Dans le cas d'un système C :

$$\text{Eq. 275 } \beta_{\dot{V}} = \max \left[0,65; 0,65 \cdot \frac{\sum_z \dot{V}_{\text{req,zonez}}}{\sum_r \dot{V}_{\text{mech.extr,rmr}}} \right] \quad (-)$$

- Dans le cas d'un système D :

$$\text{Eq. 276 } \beta_{\dot{V}} = \max \left[0,65; 0,65 \cdot \frac{\sum_z \dot{V}_{\text{req,zonez}}}{\min \left(\sum_r \dot{V}_{\text{mech.supply,rmr}}; \sum_r \dot{V}_{\text{mech.extr,rmr}} \right)} \right] \quad (-)$$

$$\text{Eq. 443 } \beta_{\dot{V}} = 0,65 \quad (-)$$

avec :

$\dot{V}_{\text{req,zonez}}$	le maximum des débits exigés de la zone de ventilation z, tel que déterminé ci-dessous en m ³ /h ;
$\dot{V}_{\text{req,supply,rmr}}$	le débit d'alimentation en air neuf exigé dans l'espace r, en m ³ /h ;
$\dot{V}_{\text{req,extr,rmr}}$	le débit d'extraction vers l'extérieur exigé dans l'espace r, en m ³ /h ;
$\dot{V}_{\text{mech.supply,rmr}}$	le débit d'alimentation en air neuf dans l'espace r, tel que mesuré dans l'étape 1 du § 11.2.3.1.2, pour les séjours y inclus le débit de recirculation le cas échéant, en m ³ /h ;
$\dot{V}_{\text{mech.extr,rmr}}$	le débit d'extraction vers l'extérieur de l'espace r, tel que mesuré dans l'étape 1 du § 11.2.3.1.2, en m ³ /h.

Il faut faire la somme sur tous les espaces r et toutes les zones de ventilation z et/ou toutes les unités PEB (PER ou PEN) desservies par le ventilateur (groupe).

On détermine le maximum des débits exigés de la zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 277 } \dot{V}_{\text{req,zonez}} = \max \left(\sum_r \dot{V}_{\text{req,supply,rmr}}; \sum_r \dot{V}_{\text{req,extr,rmr}} \right) \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

avec :

$\dot{V}_{\text{req,supply,rmr}}$	le débit d'alimentation en air neuf exigé dans l'espace r, en m ³ /h ;
$\dot{V}_{\text{req,extr,rmr}}$	le débit d'extraction vers l'extérieur exigé dans l'espace r, en m ³ /h.

Il faut faire une somme sur tous les espaces de la zone de ventilation z.

11.2.3.1.4 Facteur de réduction pour le type de régulation du débit (et la ventilation à la demande)

On détermine le facteur de réduction, $f_{ctrl,j}$, qui tient compte du type de régulation du débit du système, pour le ventilateur (groupe) j, y inclus la ventilation à la demande, en fonction de la stratégie de régulation du système de ventilation et du type de variation de vitesse de rotation du ventilateur comme spécifié dans le Tableau [33].

Si le facteur de réduction, $f_{ctrl,j}$, est déterminé pour un groupe de ventilation j contenant plusieurs ventilateurs, il se peut que la stratégie de régulation du système de ventilation et/ou le type de variation de vitesse de rotation du ventilateur soient différents pour ces différents ventilateurs. Dans ce cas, le facteur de réduction, $f_{ctrl,j}$, du groupe de ventilation j est la valeur la plus élevée des différents facteurs de réduction, $f_{ctrl,j}$, déterminés séparément pour chacun des ventilateurs de ce groupe de ventilation.

Tableau [33] : Formules de calcul pour $f_{ctrl,j}$ pour différentes configurations

Stratégie de régulation du système de ventilation Type de variation de vitesse de rotation du ventilateur	Régulation par vitesse de rotation variable et pression variable	Régulation par vitesse de rotation variable et pression constante	Etranglement et tous les autres types de régulation
Moteur EC avec régulation de la commutation Ou Moteur AC asynchrone avec régulation de la fréquence	$0.2 + 0.8 \cdot (f_{reduc} \cdot \beta_v)^3$	$0.4 + 0.6 \cdot (f_{reduc} \cdot \beta_v)^2$	1
Moteur AC avec régulation de la tension (via transformateur ou semi-conducteurs)	$0.4 + 0.6 \cdot (f_{reduc} \cdot \beta_v)^3$	$0.4 + 0.6 \cdot (f_{reduc} \cdot \beta_v)^2$	1
Tous les autres types de régulation du moteur ou du ventilateur	1	1	1

avec :

Eq. 278 $f_{reduc} = f_{reduc,vent,heat,zonez}$ (-)

et avec :

β_v le rapport de débit entre le point de fonctionnement représentatif et la position nominale, comme déterminé au § 11.2.3.1.3, (-) ;

f_{reduc}	un facteur de réduction pour la ventilation dans la zone de ventilation z , pour la consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs, (-) ;
$f_{\text{reduc,vent,heat,zonez}}$	un facteur de réduction pour la ventilation dans la zone de ventilation z pour les calculs de chauffage, déterminé au § 7.8.6, (-).

Pour appartenir à la stratégie de régulation "régulation par vitesse de rotation variable et pression variable", les conditions suivantes doivent être satisfaites :

- Si variation de vitesse uniquement :
 - le ventilateur j ne peut desservir qu'une seule unité PER ;
 - le réseau d'alimentation ou d'évacuation auquel le ventilateur j appartient doit être régulé uniquement par variation de la vitesse de rotation du ventilateur j , sans aucun organe d'étranglement (manuel ou automatique) pour la régulation de ce réseau (locale, par zone, centrale ou manuelle) ;
 - si la régulation est manuelle, le ventilateur j doit être réglable manuellement grâce à un bouton de commande accessible, dans l'unité PER considérée, avec au moins 3 positions de régulation.
- Si variation de vitesse en combinaison avec étranglement :
 - le ventilateur j peut desservir une ou plusieurs unités PER ;
 - le réseau d'alimentation ou d'évacuation auquel le ventilateur j appartient doit être pourvu de clapets automatiques pour la régulation locale, par zone ou centrale de ce réseau :
 - si la régulation est locale, chaque espace desservi par le ventilateur j doit être pourvu d'un clapet automatique ;
 - si la régulation est par zone, chaque zone desservie par le ventilateur j doit être pourvue d'un clapet automatique ;
 - si la régulation est centrale (uniquement si le ventilateur j dessert plusieurs unités PER), chaque unité PER desservie par le ventilateur j doit être pourvue d'un clapet automatique ;
 - la vitesse de rotation du ventilateur j et l'ouverture des différents clapets automatiques du réseau d'alimentation ou d'évacuation auquel le ventilateur j appartient doivent être régulés de manière combinée afin d'obtenir, en permanence, au moins un clapet en position complètement ouverte.

Pour appartenir à la stratégie de régulation "régulation par vitesse de rotation variable et pression constante", les conditions suivantes doivent être satisfaites :

- le ventilateur j doit être un ventilateur à régulation automatique qui délivre une pression constante ;
- le réseau d'alimentation ou d'évacuation auquel le ventilateur j appartient doit être pourvu de clapets pour la régulation locale, par zone, centrale ou manuelle de ce réseau :
 - régulation locale ou par zone :
 - le ventilateur j peut desservir une ou plusieurs unités PER ;
 - si la régulation est locale, chaque espace desservi par le ventilateur j doit être pourvu d'un clapet automatique ;
 - si la régulation est par zone, chaque zone desservie par le ventilateur j doit être pourvue d'un clapet automatique ;
 - régulation centrale ou manuelle :

- le ventilateur j doit desservir plusieurs unités PER ;
- si la régulation est centrale, chaque unité PER desservie par le ventilateur j doit être pourvue d'un clapet automatique ;
- si la régulation est manuelle, chaque unité PER desservie par le ventilateur j doit être pourvue d'un clapet, réglable manuellement grâce à un bouton de commande accessible dans l'unité PER correspondante avec au moins 3 positions de régulation.

11.2.3.2 Valeur de calcul pour la puissance électrique en mode chauffage – calcul détaillé

On détermine la puissance électrique de chaque ventilateur (groupe) j en mode chauffage comme suit :

Eq. 279 $\Phi_{\text{fans,heat},j} = P_{\text{fans,max},j}$ (W)

avec :

$P_{\text{fans,max},j}$ la puissance électrique maximale du moteur électrique ou de la combinaison moteur électrique-ventilateur du ventilateur (groupe) j, en W.

Pour la définition de la puissance électrique maximale, se reporter au § 2.

Si un ventilateur (groupe) assure aussi le chauffage de plusieurs unités PEB (PER ou PEN) (par exemple, un système centralisé pour plusieurs appartements), on détermine la valeur de calcul pour la puissance électrique en multipliant :

- la valeur de calcul totale déterminée ci-dessus ;
- le rapport entre le débit maximum de conception dans l'unité PER considérée et le débit maximal total de conception de ce ventilateur.

11.2.3.3 Détermination de la fraction mensuelle conventionnelle du temps où les ventilateurs fonctionnent en mode ventilation ou en mode chauffage

La fraction mensuelle conventionnelle du temps où le ventilateur j fonctionnent en mode ventilation ou chauffage respectivement, est donnée par :

- si le ventilateur j sert uniquement au chauffage et n'assure pas de ventilation volontaire, alors on a, pour tous les mois :
 - $f_{\text{vent},m,j} = 0$
 - $f_{\text{heat},m,j}$ comme déterminé avec Eq. 281
- si le ventilateur j sert uniquement à la ventilation hygiénique et n'assure pas de chauffage par air, alors on a, pour tous les mois :
 - $f_{\text{vent},m,j} = 1$
 - $f_{\text{heat},m,j} = 0$
- si le ventilateur j sert à la fois à la ventilation hygiénique et au chauffage par air, alors on a, pour chaque mois m :

Eq. 280 $f_{\text{vent},m,j} = 1 - f_{\text{heat},m,j}$ (-)

$$\text{Eq. 281 } f_{\text{heat},m,j} = \min \left[1; \sum_i Q_{\text{heat,gross,sec } i,m} / (1000 \cdot P_{\text{nom},j} \cdot t_m) \right] \quad (-)$$

avec :

$Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage d'un secteur énergétique i , déterminés selon le § 9.2.1, en MJ ;
 $P_{\text{nom},j}$ la puissance nominale de l'unité de production d'air chaud¹⁷, en kW ;
 t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir Tableau [1].

Il faut faire une somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER qui sont pourvus de chauffage par air par le ventilateur j .

Si un ventilateur j chauffe également des locaux en-dehors de l'unité PER considérée, le numérateur (c.-à-d. le besoin mensuel brut en énergie) est multiplié par le rapport entre le volume total chauffé à l'aide du ventilateur j et la somme des volumes des secteurs énergétiques i situés à l'intérieur de l'unité PER considérée chauffés à l'aide du ventilateur j .

11.3 Consommation mensuelle d'électricité pour le pré-refroidissement de l'alimentation en air

La consommation mensuelle d'électricité pour le pré-refroidissement de l'alimentation en air est donné par :

$$\text{Eq. 124 } W_{\text{aux,precool},m} = W_{\text{soil/water},m} + W_{\text{evap},m} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$W_{\text{soil/water},m}$ la consommation mensuelle d'électricité de l'échangeur de chaleur sol-eau, telle que définie au § 11.3.1, en kWh ;
 $W_{\text{evap},m}$ la consommation mensuelle d'électricité pour le refroidissement par évaporation, telle que définie au § 11.3.2. en kWh.

Pour d'autres technologies, $W_{\text{aux,precool},m}$ sera déterminée selon des règles déterminées par le Ministre.

¹⁷ Si 1 ventilateur devait desservir plusieurs appareils producteurs d'air chaud, il faut prendre comme $P_{\text{nom},j}$ la somme des puissances nominales de tous ces appareils.

11.3.1 Consommation mensuelle d'électricité de l'échangeur sol-eau

On détermine la consommation mensuelle d'électricité de l'échangeur de chaleur sol-eau comme suit :

$$\text{Eq. 125 } \dot{W}_{\text{soil/water,m}} = \left[0,278 \cdot t_m \cdot w_{\text{soil/water,m}} + 150 \cdot \frac{\sum_i \dot{V}_{\text{hyg,cool,sec } i}}{3600} \right] \cdot \left(\frac{\dot{V}_w}{3600} \cdot f \cdot \frac{L_{\text{tube}}}{D_{\text{tube}}} \cdot 500 \cdot \left(\frac{\dot{V}_w}{3600 n_{\text{tube}} \frac{\pi}{4} D_{\text{tube}}^2} \right)^2 \right) \quad (\text{kWh})$$

avec :

- t_m la longueur du mois considéré en Ms, voir le Tableau [1] ;
- $w_{\text{soil/water,m}}$ un facteur mensuel qui tient compte du temps de fonctionnement de l'échangeur de chaleur sol-eau, déterminé selon le § B.3, (-) ;
- $\dot{V}_w$ le débit d'eau qui traverse l'échangeur de chaleur sol-eau, en m^3/h ;
- f un facteur de friction :

$$\text{Eq. 126 Si } Re < 2300 : f = \frac{64}{Re}$$

$$\text{Dans tous les autres cas : } f = (1,58 \cdot \ln(Re) - 3,28)^{-2} \quad (-)$$

avec :

- Re le nombre de Reynolds déterminé selon le § B.3, (-) ;
- D_{tube} le diamètre intérieur de la conduite dans le sol, en m ;
- L_{tube} la longueur de la conduite dans le sol, en m ;
- n_{tube} le nombre de conduites en parallèle ;
- $\dot{V}_{\text{hyg,cool,sec } i}$ le débit de ventilation hygiénique dans le secteur énergétique i , pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 7.8.5 en m^3/h .

Il faut faire une somme sur tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation z qui sont reliés à l'échangeur de chaleur.

11.3.2 Consommation mensuelle d'électricité pour le refroidissement par évaporation

La consommation mensuelle d'électricité pour le refroidissement par évaporation est donné par :

$$\text{Eq. 127 } \dot{W}_{\text{evap,m}} = 0,278 \cdot t_m \cdot 250 \cdot w_{\text{evap,m}} \cdot \frac{\sum_i \dot{V}_{\text{hyg,cool,sec } i}}{3600} \quad (\text{kWh})$$

avec :

- t_m la longueur du mois considéré en Ms, voir le Tableau [1] ;
- $w_{\text{evap,m}}$ un facteur mensuel qui tient compte du temps de fonctionnement du refroidissement par évaporation, déterminé selon le § B.3.3, (-) ;

$\dot{V}_{\text{hyg, cool, sec } i}$ le débit de ventilation hygiénique dans le secteur énergétique i , pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 7.8.5, en m^3/h .

Il faut faire une somme sur tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation z qui sont reliés au système de refroidissement par évaporation.

11.4 Consommation mensuelle d'électricité des systèmes de refroidissement par géo-cooling

La consommation mensuelle d'électricité pour les systèmes de refroidissement par géo-cooling est donnée par :

$$\text{Eq. 413 } W_{\text{aux, cool, geo, m}} = \sum_i \frac{f_{\text{cool, geo, sec } i, m} \cdot Q_{\text{cool, net, princ, sec } i, m}}{43,2} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$Q_{\text{cool, net, princ, sec } i, m}$ les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , en MJ, tel que déterminé selon le § 8.5 ;

$f_{\text{cool, geo, sec } i, m}$ le rapport de l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i par un système de refroidissement par géo-cooling et les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , sur base mensuelle, tel que déterminé selon le § 8.6, (-) ;

43,2 le produit du EER du système de refroidissement par géo-cooling (conventionnellement fixé à 12) et du facteur de conversion de MJ en kWh (3,6) .

Il faut faire la somme sur tous les secteurs énergétiques de l'unité PER alimentés par les systèmes de refroidissement par géo-cooling.

12 Production mensuelle d'électricité des systèmes d'énergie solaire photovoltaïque sur site et des installations de cogénération sur site

12.1 Systèmes d'énergie solaire photovoltaïque

12.1.1 Principe

La production mensuelle d'électricité d'un système d'énergie solaire photovoltaïque sur site est déterminée en multipliant l'ensoleillement mensuel incident par le rendement de conversion. A part la détermination de la production, la méthode de calcul est comparable à celle utilisée pour les systèmes d'énergie solaire thermique. Mais l'incidence de l'ombrage est plus importante. Dès que différentes parties du système PV ont des orientations, des angles d'inclinaison ou un ombrage différents, il faut les calculer comme des systèmes différents.

Seuls les systèmes d'énergie solaire photovoltaïque installés sur la parcelle du bâtiment comprenant l'unité PER considérée sont pris en compte. Ce qui revient à dire que les panneaux sont placés sur le toit ou sur la façade du bâtiment principal ou d'un bâtiment secondaire ou directement installés au sol (par exemple, panneaux suiveurs).

Si le système d'énergie solaire photovoltaïque est commun à plusieurs unités PEB (résidentielles et/ou non résidentielles) et/ou à des parties du bâtiment qui ne forment pas une unité PEB séparée (chauffée ou non), la production est répartie entre les différents volumes au prorata de leur volume V_{EPR} ou V_{EPNR} par rapport au volume total des parties du bâtiment qui partagent la production du système d'énergie solaire photovoltaïque commun.

12.1.2 Règle de calcul

La production mensuelle d'électricité d'un système d'énergie solaire photovoltaïque i , en kWh, est calculée comme suit :

$$\text{Eq. 128 } W_{pv,m,i} = \frac{P_{pv,i} \cdot RF_{pv,i} \cdot C_{pv,i} \cdot I_{s,m,i,shad}}{3600} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$P_{pv,i}$	la puissance crête du système photovoltaïque i en W, pour un flux d'ensoleillement de 1000 W/m ² , déterminée selon la norme NBN EN 60904-1, ou selon des normes telles que IEC61215 ou IEC61646 qui font explicitement référence à la série de normes IEC 60904 ;
$RF_{pv,i}$	facteur de réduction du système d'énergie solaire photovoltaïque, calculé selon le § 12.1.4, (-) ;
$C_{pv,i}$	le facteur de correction pour l'ombrage, calculé selon le § 12.1.3 ;
$I_{s,m,i,shad}$	l'ensoleillement au niveau de la surface du système d'énergie solaire photovoltaïque i pour le mois considéré, compte tenu de l'ombrage, en MJ/m ² , déterminé selon l'Annexe C de la présente annexe.

12.1.3 Facteur de correction pour l'ombrage

On détermine le facteur de correction pour l'ombrage comme suit :

$$\text{Eq. 129 } c_{pv,i} = \max \left(0 ; 1,26 \cdot \frac{I_{s,m,i,shad}}{I_{s,m,i,horshad}} - 0,26 \right) \quad (-)$$

avec :

$I_{s,m,i,shad}$ l'ensoleillement au niveau de la surface du système d'énergie solaire photovoltaïque i pour le mois considéré, compte tenu de l'ombrage des obstacles fixes, en MJ/m², déterminé selon l'Annexe C de la présente annexe ;

$I_{s,m,i,horshad}$ l'ensoleillement de la surface du système d'énergie solaire photovoltaïque i pour le mois considéré, en prenant en compte uniquement l'ombrage de l'horizon, en MJ/m², déterminé selon l'Annexe C de la présente annexe. Les autres obstacles (surplombs et écrans équivalents) ne sont donc pas pris en considération dans ce calcul.

Contrairement à la règle qui s'applique aux parois transparentes et aux systèmes d'énergie solaire thermique, on ne peut pas calculer avec les valeurs par défaut F_s tel qu'indiqué à l'Annexe C de la présente annexe. Un rendu détaillé de l'ombrage est toujours obligatoire pour les systèmes d'énergie solaire photovoltaïque.

(S'il n'y a pas d'autres obstacles que l'horizon qui apportent de l'ombrage, $I_{s,m,i,horshad} = I_{s,m,i,shad}$, $c_{pv,i} = 1$, et il n'y a donc pas de diminution de production.)

12.1.4 Facteur de réduction du système d'énergie solaire photovoltaïque

Le facteur de réduction du système d'énergie solaire photovoltaïque est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 427 } RF_{pv,i} = 0,78 + G_{tech,pv,i} + G_{TL,pv,i} + G_{inst,pv,i} \quad (-)$$

avec :

$G_{tech,pv,i}$ le gain de performance lié au choix d'une technologie photovoltaïque en couches minces, (-), indiqué au Tableau [40] ;

$G_{TL,pv,i}$ le gain de performance lié à l'absence de transformateur à isolation galvanique dans l'onduleur, (-), indiqué au Tableau [40] ;

$G_{inst,pv,i}$ le gain de performance lié à un mode de pose non intégré à la paroi du bâtiment, (-), indiqué au Tableau [40].

Tableau [40] : Valeurs des paramètres considérés dans le calcul du facteur de réduction du système d'énergie solaire photovoltaïque $RF_{pv,i}$

Paramètres	Caractéristique	Valeur (-)
$G_{tech,pv,i}$ (*)	Technologies mono ou poly-cristallines	0,00
	Technologies en couches minces	0,02
$G_{TL,pv,i}$	Onduleur avec transformateur à isolation galvanique	0,00

	Onduleur sans transformateur à isolation galvanique (**)	0,01
G _{inst,pv,I}	Panneaux solaires photovoltaïques intégrés à la paroi du bâtiment	0,00
	Panneaux solaires photovoltaïques non intégrés à la paroi du bâtiment	0,01
(*)Le type de technologie utilisée est indiqué sur la fiche technique des modules. (**) Transformerless (sans transformateur) "TL" est habituellement indiqué dans la fiche technique de l'onduleur, (section "Topologie").		

12.2 Cogénération

12.2.1 Principe

Une installation de cogénération produit simultanément de la chaleur et de l'électricité. La consommation d'énergie finale (c'est-à-dire la consommation de combustible) d'une installation de cogénération est calculée au § 10.2.2 et au § 10.3.2. Dans ce chapitre, on détermine la production d'électricité par cogénération. Cette électricité est convertie en quantité d'énergie primaire épargnée au § 13.8.

12.2.2 Production d'électricité

On détermine la quantité d'électricité produite par l'installation de cogénération i sur site comme suit :

Eq. 130
$$W_{\text{cogen},i,m} = \frac{\epsilon_{\text{cogen},\text{elec}}}{3,6} \cdot Q_{\text{cogen},\text{final},i,m} \quad (\text{kWh})$$

avec :

- $\epsilon_{\text{cogen},\text{elec}}$

le rendement de conversion électrique de l'installation de cogénération, tel que déterminé au § A.2 de l'annexe A.2 au présent arrêté ;
- $Q_{\text{cogen},\text{final},i,m}$

la consommation mensuelle finale d'énergie de l'installation de cogénération i, telle que déterminée ci-dessous, en MJ.

On détermine la consommation mensuelle finale d'énergie de l'installation de cogénération i, conformément à la quantité de chaleur utile que cette installation de cogénération peut fournir :

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{cogen,final,i,m}} &= \sum_i f_{\text{heat,m,pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,heat,seci,m}}) \cdot Q_{\text{heat,gross,seci,m}} / \eta_{\text{gen,heat,cogen}} \\
 \text{Eq. 131} \quad &+ \sum_i f_{\text{water,bathi,m,pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,water,bathi,m}}) \cdot Q_{\text{water,bathi,gross,m}} / \eta_{\text{gen,water,bathi,m,cogen}} \\
 &+ \sum_i f_{\text{water,sinki,m,pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,water,sinki,m}}) \cdot Q_{\text{water,sinki,gross,m}} / \eta_{\text{gen,water,sinki,m,cogen}} \\
 &(\text{MJ})
 \end{aligned}$$

avec :

$f_{\text{heat,m,pref}}$	la part de la cogénération dans la fourniture de chaleur d'un secteur énergétique i , déterminée selon le § 10.2.2 ;
$f_{\text{as,m}}$	la part du besoin de chaleur total couvert par le système d'énergie solaire thermique, déterminée selon le § 10.4, Avec les indices 'heat, sec i ' pour les besoins de chaleur du secteur énergétique i et 'water,bath i ' et 'water,sink i ' pour la préparation d'eau chaude sanitaire, soit pour la douche/baignoire i , soit pour l'évier de cuisine i , respectivement ;
$Q_{\text{heat,gross,sec i,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage d'un secteur énergétique i , déterminés selon le § 9.2.1, en MJ ;
$\eta_{\text{gen,heat,cogen}}$	le rendement de production mensuel de l'installation de cogénération, déterminé selon le § 10.2.3, (-) ;
$f_{\text{water,bath i,m,pref}}$	la part de la cogénération dans la fourniture de chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou une baignoire i , déterminée selon le § 10.3.2 ;
$Q_{\text{water,bath i,gross,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une baignoire i , déterminés selon le § 9.3.1, en MJ ;
$\eta_{\text{gen,water,bath i,m,cogen}}$	le rendement de production mensuel de l'installation de cogénération pour la préparation de l'eau chaude sanitaire, pour la baignoire ou la douche i , déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;
$f_{\text{water,sink i,m,pref}}$	la part de la cogénération dans la fourniture de chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i , déterminée selon le § 10.3.2 ;
$Q_{\text{water,sink i,gross,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i , déterminés selon le § 9.3.1, en MJ ;
$\eta_{\text{gen,water,sink i,m,cogen}}$	le rendement de production mensuel de l'installation de cogénération pour la préparation de l'eau chaude sanitaire, pour l'évier de cuisine i , déterminé selon le § 10.3.3, (-).

Il faut faire une somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER chauffés au moyen de l'installation de cogénération i et sur l'ensemble des douches, baignoires et éviers de cuisine i de l'unité PER auxquels l'installation de cogénération i fournit de la chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire.

13 Consommation caractéristique d'énergie primaire

13.1 Préambule

La conversion de la consommation d'énergie finale en consommation d'énergie primaire introduit les facteurs de conversion pour l'énergie primaire dans le bilan énergétique. Tous les sous-termes sont ensuite additionnés afin d'obtenir la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire. En ce qui concerne l'électricité produite par des installations photovoltaïques sur site ou par des installations de cogénération sur site, on introduit dans le calcul un bonus correspondant à l'économie de combustible dans les centrales électriques.

13.2 La consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire

On détermine la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de l'unité PER comme suit :

$$\text{Eq. 132 } E_{\text{char ann prim en cons}} = \sum_{m=1}^{12} \left(E_{p,\text{heat},m} + E_{p,\text{water},m} + E_{p,\text{aux},m} + E_{p,\text{cool},m} - E_{p,\text{pv},m} - E_{p,\text{cogen},m} \right) \quad (\text{MJ})$$

avec :

$E_{p,\text{heat},m}$	la consommation mensuelle d'énergie primaire pour le chauffage des locaux, en MJ, déterminée selon le § 13.3 ;
$E_{p,\text{water},m}$	la consommation mensuelle d'énergie primaire pour la préparation d'eau chaude sanitaire, en MJ, déterminée selon le § 13.4 ;
$E_{p,\text{aux},m}$	la consommation mensuelle d'énergie primaire des auxiliaires, en MJ, déterminée selon le § 13.5 ;
$E_{p,\text{cool},m}$	la consommation mensuelle d'énergie primaire équivalente pour le refroidissement, en MJ, déterminée selon le § 13.6 ;
$E_{p,\text{pv},m}$	l'économie mensuelle d'énergie primaire résultant de la production d'électricité des systèmes d'énergie solaire photovoltaïque, en MJ, déterminée selon le § 13.7 ;
$E_{p,\text{cogen},m}$	l'économie mensuelle d'énergie primaire résultant de la production d'électricité des installations de cogénération sur site, en MJ, déterminée selon le § 13.8.

13.3 La consommation d'énergie primaire pour le chauffage des locaux

On détermine la consommation mensuelle d'énergie primaire de l'unité PER pour le chauffage comme suit :

$$\text{Eq. 386 } E_{p,\text{heat},m} = \sum_i \left(f_{p,\text{pref}} \cdot Q_{\text{heat,final,sec } i,m,\text{pref}} \right) + \sum_k \left(f_{p,\text{npref } k} \cdot Q_{\text{heat,final,sec } i,m,\text{npref } k} \right) \quad (\text{MJ})$$

avec :

$f_{p,\text{pref}}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire de la source d'énergie du/des producteur(s) préférentiel(s), tel qu'établi à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$f_{p,\text{npref } k}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire de la source d'énergie du/des producteur(s) non préférentiel(s) k, tel qu'établi à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;

$Q_{heat,final,sec\ i,m,pref}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) préférentiel(s) destiné(s) au chauffage des locaux d'un secteur énergétique i , à l'exception de l'énergie des auxiliaires, déterminée selon le § 10.2.2, en MJ ;

$Q_{heat,final,sec\ i,m,npref\ k}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) non préférentiel(s) k destinés au chauffage des locaux d'un secteur énergétique i , à l'exception de l'énergie auxiliaire, déterminée selon le § 10.2.2, en MJ.

Il faut faire une somme sur tous les producteurs non préférentiels k et sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER.

13.4 La consommation d'énergie primaire pour la préparation d'eau chaude sanitaire

On détermine la consommation mensuelle d'énergie primaire de l'unité PER pour la préparation d'eau chaude sanitaire comme suit :

Eq. 387

$$E_{p,water,m} = \sum_i \left(f_{p,pref} \cdot Q_{water,bath\ i,final,m,pref} + \sum_k (f_{p,npref\ k} \cdot Q_{water,bath\ i,final,m,npref\ k}) \right) + \sum_i \left(f_{p,pref} \cdot Q_{water,sink\ i,final,m,pref} + \sum_k (f_{p,npref\ k} \cdot Q_{water,sink\ i,final,m,npref\ k}) \right)$$

(MJ)

avec :

$f_{p,pref}$ le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire de la source d'énergie du/des producteur(s) préférentiel(s), tel qu'établi à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;

$f_{p,npref\ k}$ le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire de la source d'énergie du/des producteur(s) non préférentiel(s) k , tel qu'établi à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;

$Q_{water,bath\ i,final,m,pref}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou une baignoire i , déterminée selon le § 10.3.2, en MJ ;

$Q_{water,bath\ i,final,m,npref\ k}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) non préférentiel(s) k pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou une baignoire i , déterminée selon le § 10.3.2, en MJ ;

$Q_{water,sink\ i,final,m,pref}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i , déterminée selon le § 10.3.2, en MJ ;

$Q_{water,sink\ i,final,m,npref\ k}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) non préférentiel(s) k pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i , déterminée selon le § 10.3.2, en MJ.

Il faut faire une somme sur tous les producteurs non préférentiels k et sur toutes les douches et baignoires i et tous les éviers de cuisine i de l'unité PER.

13.5 La consommation d'énergie primaire des auxiliaires

On calcule la consommation d'énergie primaire des auxiliaires, $E_{p,aux,m}$, comme suit :

Eq. 414
$$E_{p,aux,m} = f_p \cdot 3,6 \cdot (W_{aux,fans,m} + W_{aux,dis,m} + W_{aux,gen,m} + W_{aux,as,m} + W_{aux,precool,m} + W_{aux,cool,geo,m})$$

(MJ)

avec :

f_p	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire de la source d'énergie considérée, tel qu'établi à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$W_{aux,fans,m}$	la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour les ventilateurs dans l'unité PER, déterminée selon le § 11.2, en kWh ;
$W_{aux,dis,m}$	la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la distribution dans l'unité PER, déterminée selon le § 11.1.1, en kWh ;
$W_{aux,gen,m}$	la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la production dans l'unité PER, déterminée selon le § 11.1.2, en kWh ;
$W_{aux,as,m}$	la consommation mensuelle d'électricité auxiliaire électrique d'un système solaire thermique desservant l'unité PER, déterminée selon le § 11.1.3, en kWh ;
$W_{aux,precool,m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour le pré-refroidissement de l'alimentation en air, déterminée selon le § 11.3, en kWh ;
$W_{aux,cool,geo,m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour les systèmes de refroidissement par géo-cooling, déterminée selon le § 11.4, en kWh.

13.6 La consommation équivalente d'énergie primaire pour le refroidissement

On détermine la consommation mensuelle équivalente d'énergie pour le refroidissement comme suit :

$$\text{Eq. 136 } E_{p,cool,m} = \sum_i (f_p \cdot 3,6 \cdot Q_{cool,final,sec,i,m}) \quad (\text{MJ})$$

avec :

$Q_{cool,final,sec,i,m}$ la consommation mensuelle équivalente d'énergie pour le refroidissement, déterminée selon le § 10.5, en kWh ;

f_p le facteur conventionnel de conversion en énergie primaire pour l'électricité, tel qu'établi à l'Annexe F de la présente annexe, (-).

Il faut faire une somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER.

13.7 L'économie d'énergie primaire résultant de la production d'électricité d'une installation solaire photovoltaïque

On détermine l'économie mensuelle équivalente d'énergie primaire résultant de la production d'électricité des systèmes d'énergie solaire photovoltaïque comme suit :

$$\text{Eq. 137 } E_{p,pv,m} = \sum_i (f_p \cdot 3,6 \cdot W_{pv,m,i}) \quad (\text{MJ})$$

avec :

f_p le facteur conventionnel de conversion en énergie primaire pour l'électricité, tel qu'établi à l'Annexe F de la présente annexe, (-).

$W_{pv,m,i}$ la production mensuelle d'électricité du système d'énergie solaire photovoltaïque i , déterminée selon le § 12.1.2, en kWh.

Il faut faire une somme sur tous les systèmes d'énergie solaire photovoltaïque i , tenant compte des règles de distribution telles que déterminées au § 12.1.1.

13.8 L'économie d'énergie primaire résultant de la production d'électricité des installations de cogénération sur site

On détermine l'économie mensuelle équivalente d'énergie primaire résultant de la production d'électricité des installations de cogénération sur site comme suit :

$$\text{Eq. 138 } E_{p,cogen,m} = \sum_i (f_p \cdot 3,6 \cdot W_{cogen,m,i}) \quad (\text{MJ})$$

avec :

f_p le facteur conventionnel de conversion en énergie primaire pour l'électricité autoproduite par cogénération, tel qu'établi à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;

$W_{cogen,i,m}$ la quantité mensuelle d'électricité produite par l'installation de cogénération sur site i , déterminée selon le § 12.2.2, en kWh.

Il faut faire une somme sur toutes les installations de cogénération sur site i de l'unité PER.

14 Emissions de CO₂

14.1 Préambule

La consommation d'énergie finale se compose d'une quantité de combustibles consommée et d'une quantité d'électricité consommée. Ces éléments s'accompagnent de certaines émissions de CO₂. L'électricité produite par des installations photovoltaïques et/ou de cogénération induit des émissions de CO₂ évitées lors de la production d'électricité conventionnelle et est déduite. Ces émissions de CO₂ peuvent être déterminées par consommation partielle et ensuite additionnées afin d'obtenir les émissions caractéristiques annuelles de CO₂.

Les facteurs d'émission de CO₂ (fCO₂) des différents vecteurs énergétiques sont repris à l'Annexe F de la présente annexe.

14.2 Emissions caractéristiques annuelles de CO₂

On détermine les émissions caractéristiques annuelles de CO₂ résultant de la consommation d'énergie de l'unité PER comme suit :

$$\text{Eq. 241 } CO_{2,tot} = \sum_{m=1}^{12} \left(CO_{2,heat,m} + CO_{2,water,m} + CO_{2,aux,m} + CO_{2,cool,m} - CO_{2,PV,m} - CO_{2,cogen,m} \right) \quad (\text{kg})$$

CO _{2,heat,m}	les émissions mensuelles de CO ₂ résultant du chauffage des locaux, déterminées selon le § 14.3, en kg ;
CO _{2,water,m}	les émissions mensuelles de CO ₂ résultant de la préparation d'eau chaude sanitaire, déterminées selon le § 14.4, en kg ;
CO _{2,aux,m}	les émissions mensuelles de CO ₂ résultant des auxiliaires, déterminées selon le § 14.5, en kg ;
CO _{2,cool,m}	les émissions mensuelles de CO ₂ équivalentes résultant du refroidissement, déterminées selon le § 14.6, en kg ;
CO _{2,PV,m}	les émissions mensuelles de CO ₂ évitées résultant de la production d'électricité des systèmes d'énergie solaire photovoltaïque sur site, déterminées selon le § 14.7, en kg ;
CO _{2,cogen,m}	les émissions mensuelles de CO ₂ évitées résultant de la production d'électricité des installations de cogénération sur site, déterminées selon le § 14.8, en kg.

14.3 Emissions mensuelles de CO₂ résultant du chauffage des locaux

On détermine les émissions mensuelles de CO₂ de l'unité PER résultant du chauffage des locaux comme suit :

$$\text{Eq. 389 } CO_{2,heat,m} = \sum_i \left(f_{CO_2,pref} \cdot f_{NCV/GCV,pref} \cdot Q_{heat,fin,sec i,m,pref} + \sum_k \left(f_{CO_2,npref k} \cdot f_{NCV/GCV,npref k} \cdot Q_{heatf,inal,sec i,m,npref k} \right) \right) \quad (\text{kg})$$

avec :

f_{CO₂,pref} le facteur d'émissions de CO₂ du vecteur énergétique du/des producteur(s) préférentiel(s), par rapport au pouvoir calorifique inférieur, tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, en (kg/MJ) ;

$f_{\text{NCV/GCV,pref}}$	un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur sur le pouvoir calorifique supérieur du vecteur énergétique du/des producteur(s) préférentiel(s), tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$Q_{\text{heat,final,sec i,m,pref}}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) préférentiel(s) destiné(s) au chauffage des locaux du secteur énergétique i, à l'exception de l'énergie des auxiliaires, déterminée selon le § 10.2.2 (MJ) ;
$f_{\text{CO}_2,\text{npref k}}$	le facteur d'émissions de CO ₂ du vecteur énergétique du/des producteur(s) non préférentiel(s) k, par rapport au pouvoir calorifique inférieur, tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, en (kg/MJ) ;
$f_{\text{NCV/GCV,npref k}}$	un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur sur le pouvoir calorifique supérieur du vecteur énergétique du/des producteur(s) non préférentiel(s) k, tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$Q_{\text{heat,final,sec i,m,npref k}}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) non préférentiel(s) k destiné(s) au chauffage des locaux du secteur énergétique i, à l'exception de l'énergie auxiliaire, déterminée selon le § 10.2.2 (MJ).

Il faut faire une somme sur tous les producteurs non préférentiels k et sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER.

14.4 Emissions mensuelles de CO₂ résultant de la préparation d'eau chaude sanitaire

On détermine les émissions mensuelles de CO₂ de l'unité PER résultant de la préparation d'eau chaude sanitaire comme suit :

Eq. 390

$$\begin{aligned}
 \text{CO}_{2,\text{water,m}} = & \sum_i \left(f_{\text{CO}_2,\text{pref}} \cdot f_{\text{NCV/GCV,pref}} \cdot Q_{\text{water,bath i,final,m,pref}} \right) \\
 & + \sum_k \left(f_{\text{CO}_2,\text{npref k}} \cdot f_{\text{NCV/GCV,npref k}} \cdot Q_{\text{water,bath i,final,m,npref k}} \right) \\
 & + \sum_i \left(f_{\text{CO}_2,\text{pref}} \cdot f_{\text{NCV/GCV,pref}} \cdot Q_{\text{water,sink i,final,m,pref}} \right) \\
 & + \sum_k \left(f_{\text{CO}_2,\text{npref k}} \cdot f_{\text{NCV/GCV,npref k}} \cdot Q_{\text{water,sink i,final,m,npref k}} \right)
 \end{aligned}
 \quad (\text{kg})$$

avec :

$f_{\text{CO}_2,\text{pref}}$	le facteur d'émissions de CO ₂ du vecteur énergétique du/des producteur(s) préférentiel(s), par rapport au pouvoir calorifique inférieur, tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, en (kg/MJ) ;
$f_{\text{NCV/GCV,pref}}$	un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur sur le pouvoir calorifique supérieur du vecteur énergétique du/des producteur(s) préférentiel(s), tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$Q_{\text{water,bath i,final,m,pref}}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou une baignoire i, déterminée selon le § 10.3.2, en MJ ;
$f_{\text{CO}_2,\text{npref k}}$	le facteur d'émissions de CO ₂ du vecteur énergétique du/des producteur(s) non préférentiel(s) k, par rapport au pouvoir

	calorifique inférieur, tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, en (kg/MJ) ;
$f_{\text{NCV/GCV,pref}}$	un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur sur le pouvoir calorifique supérieur du vecteur énergétique du/des producteur(s) non préférentiel(s) k, tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$Q_{\text{water,bath } i,\text{final,m,npref } k}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) non préférentiel(s) k pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou une baignoire i, déterminée selon le § 10.3.2, en MJ ;
$Q_{\text{water,sink } i,\text{final,m,pref}}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i, déterminée selon le § 10.3.2, en MJ ;
$Q_{\text{water,sink } i,\text{final,m,npref } k}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) non préférentiel(s) k pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i, déterminée selon le § 10.3.2, en MJ.

Il faut faire une somme sur tous les producteurs non préférentiels k et sur toutes les douches et baignoires i et tous les éviers de cuisine i de l'unité PER.

14.5 Emissions mensuelles de CO₂ résultant de la consommation d'énergie auxiliaire

On détermine les émissions mensuelles de CO₂ de l'unité PER résultant des auxiliaires, comme suit :

$$\text{Eq. 320 } CO_{2,\text{aux,m}} = f_{\text{CO}_2} \cdot f_{\text{NCV/GCV}} \cdot 3,6 \cdot \left(\begin{array}{l} W_{\text{aux,fans,m}} + W_{\text{aux,dis,m}} \\ + W_{\text{aux,gen,m}} + W_{\text{aux,precool,m}} \end{array} \right) \quad (\text{kg})$$

avec :

f_{CO_2}	le facteur d'émissions de CO ₂ du vecteur énergétique du générateur considéré, par rapport au pouvoir calorifique inférieur, tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, en (kg/MJ) ;
$f_{\text{NCV/GCV}}$	un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur sur le pouvoir calorifique supérieur du combustible utilisé, tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$W_{\text{aux,fans,m}}$	la consommation mensuelle d'électricité pour les ventilateurs dans l'unité PER, déterminée selon le § 11.2, en kWh ;
$W_{\text{aux,dis,m}}$	la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la distribution dans l'unité PER, déterminée selon le § 11.1.1, en kWh ;
$W_{\text{aux,gen,m}}$	la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la production dans l'unité PER, déterminée selon le § 11.1.2, en kWh ;
$W_{\text{aux,precool,m}}$	la consommation mensuelle d'électricité pour le pré-refroidissement de l'alimentation en air, déterminée selon le § 11.3, en kWh.

14.6 Emissions mensuelles de CO₂ résultant du refroidissement

On détermine les émissions mensuelles de CO₂ équivalentes de l'unité PER résultant du refroidissement comme suit :

$$\text{Eq. 245 } \text{CO}_{2,\text{cool},m} = \sum_i (s_{\text{cool},i} \cdot f_{\text{CO}_2} \cdot f_{\text{NCV/GCV}} \cdot 3,6 \cdot Q_{\text{cool,final,sec},i,m}) \quad (\text{kg})$$

avec :

$s_{\text{cool},i}$	un facteur de multiplication déterminé par secteur énergétique i et dont la valeur s'élève à : 1, si un refroidissement actif est effectivement placé ; 0, si aucun refroidissement actif n'est placé ;
f_{CO_2}	le facteur d'émissions de CO_2 du vecteur énergétique du générateur considéré, par rapport au pouvoir calorifique inférieur, tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, en (kg/MJ) ;
$f_{\text{NCV/GCV}}$	un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur sur le pouvoir calorifique supérieur du combustible utilisé, tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$Q_{\text{cool,final,sec},i,m}$	la consommation mensuelle équivalente d'énergie pour le refroidissement, déterminée selon le § 10.5, en kWh.

Il faut faire une somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER.

14.7 Emissions mensuelles de CO_2 évitées résultant de la production d'électricité d'une installation solaire photovoltaïque sur site

On détermine les émissions mensuelles de CO_2 de l'unité PER évitées résultant de la production d'électricité des systèmes d'énergie solaire photovoltaïque sur site comme suit :

$$\text{Eq. 246 } \text{CO}_{2,\text{PV},m} = \sum_i (f_{\text{CO}_2} \cdot f_{\text{NCV/GCV}} \cdot 3,6 \cdot W_{\text{PV},m,i}) \quad (\text{kg})$$

avec :

f_{CO_2}	le facteur d'émissions de CO_2 du vecteur énergétique du générateur considéré, par rapport au pouvoir calorifique inférieur, tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe., en (kg/MJ) ;
$f_{\text{NCV/GCV}}$	un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur sur le pouvoir calorifique supérieur du combustible utilisé, tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$W_{\text{PV},m,i}$	la production mensuelle d'électricité du système d'énergie solaire photovoltaïque i , déterminée selon le § 12.1.2, en kWh.

Il faut faire une somme sur toutes les installations solaires photovoltaïques sur site i de l'unité PER, tenant compte des règles de distribution telles que déterminées dans 12,1,1.

14.8 Emissions mensuelles de CO_2 évitées résultant de la production d'électricité des installations de cogénération sur site

On détermine les émissions mensuelles de CO_2 de l'unité PER évitées résultant de la production d'électricité des installations de cogénération sur site comme suit :

$$\text{Eq. 247 } \text{CO}_{2,\text{PV},m} = \sum_i (f_{\text{CO}_2} \cdot f_{\text{NCV/GCV}} \cdot 3,6 \cdot W_{\text{cogen},m,i}) \quad (\text{kg})$$

avec :

f_{CO_2}	le facteur d'émissions de CO_2 du vecteur énergétique du générateur considéré, par rapport au pouvoir calorifique inférieur, tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe., en (kg/MJ) ;
$f_{NCV/GCV}$	un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur sur le pouvoir calorifique supérieur du combustible utilisé, tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$W_{cogen,i,m}$	la quantité mensuelle d'électricité produite par l'installation de cogénération sur site i, déterminée selon le § 12.2.2, en kWh.

Il faut faire une somme sur toutes les installations de cogénération sur site i de l'unité PER.

Annexe A Traitement des espaces adjacents non chauffés

Un facteur de réduction b est déterminé pour les espaces adjacents non chauffés, voir la norme NBN EN ISO 13789.

Pour le traitement des espaces adjacents non chauffés lors de la détermination de la performance énergétique, les deux possibilités simplifiées suivantes sont prévues de manière standard.

A.1 Possibilité 1

Il est toujours permis de ne pas prendre en considération la géométrie extérieure des espaces adjacents non chauffés.

- Pour la détermination des besoins nets en énergie pour le chauffage, on suppose que la température des espaces adjacents non chauffés est égale à la température extérieure (c.-à-d. que le facteur de réduction $b = 1$). On considère qu'aucun rayonnement solaire n'atteint le volume protégé.
- Pour le calcul de l'indicateur de surchauffe et la détermination des besoins nets en énergie pour le refroidissement, on suppose que l'espace adjacent non chauffé se trouve à la même température que le volume protégé (c.-à-d. que le facteur de réduction $b = 0$). En d'autres termes, on ne tient pas compte de flux de chaleur par transmission du volume protégé vers l'espace adjacent non chauffé. Pour l'ensoleillement, on suppose que l'espace adjacent non chauffé ne constitue pas un obstacle.

A.2 Possibilité 2

Cette possibilité s'applique uniquement si l'espace adjacent non chauffé jouxte un seul secteur énergétique et s'il n'y a pas de ventilation hygiénique entre l'espace adjacent non chauffé et le volume protégé.

Dans les cas où l'espace adjacent non chauffé jouxte plusieurs secteurs énergétiques, le Ministre peut déterminer des règles complémentaires qui permettent de subdiviser l'espace adjacent non chauffé en plusieurs espaces adjacents non chauffés fictifs plus petits jouxtant chacun un seul secteur énergétique.

Quand plusieurs espaces adjacents non chauffés sont également adjacents entre eux, on admet par convention qu'il n'y a pas de transmission de chaleur ou d'échange d'air (par ventilation hygiénique ou par in/exfiltration) entre les espaces adjacents non chauffés. La paroi est également considérée comme opaque.

Dans les espaces adjacents non chauffés, les gains de chaleur internes sont supposés égaux à zéro.

Le facteur de réduction b est calculé selon la norme NBN EN ISO 13789. Pour le traitement des nœuds constructifs, on applique les mêmes règles que celles du § 7.4 (distinction entre, d'une part, les calculs relatifs au chauffage et, d'autre part, les calculs relatifs au refroidissement et à la surchauffe).

Les gains solaires indirects du secteur énergétique adjacent (voir § 7.10.2) sont égaux à la fraction $(1-b)$ des gains solaires absorbés dans les espaces adjacents non chauffés. Tant le facteur de réduction b que les gains solaires peuvent être différents au niveau, d'une part, des calculs relatifs au chauffage et, d'autre part, des calculs relatifs à l'indicateur de surchauffe et au refroidissement en

raison d'une différence dans le taux de ventilation et/ou le facteur d'utilisation d'une éventuelle protection solaire.

L'ensoleillement direct via l'espace adjacent non chauffé n'est pris en considération que si la paroi extérieure de l'espace adjacent non chauffé est également transparent perpendiculairement au centre de la paroi transparente entre l'espace adjacent non chauffé et le volume protégé. La détermination des angles d'ombrage de la paroi transparente entre l'espace adjacent non chauffé et le volume protégé tient compte de la géométrie de l'espace adjacent non chauffé (par exemple, toit opaque). On déduit de l'ensoleillement incident de la paroi transparente séparant l'espace adjacent non chauffé et le volume protégé le produit $0,95 \cdot F_F \cdot g_g$ du mur extérieur transparent opposé. Pour déterminer les gains solaires absorbés dans l'espace adjacent non chauffé, on déduit la pénétration solaire directe de l'espace adjacent non chauffé des gains solaires totaux entrants de l'espace adjacent non chauffé.

Annexe B Le débit de ventilation hygiénique

Un volume limité ayant une destination non résidentielle peut faire partie d'une unité PER.

En ce qui concerne la partie d'un bâtiment à destination de logement, les dispositifs de ventilation doivent satisfaire aux exigences selon l'annexe C.2 au présent arrêté. Celles-ci imposent des débits minimaux de conception. Ci-après, on entendra, par "débit exigé", pour les parties résidentielles, le débit minimal de conception visé à l'annexe C.2 au présent arrêté. Chaque fois qu'il est question de "débits exigés d'amenée d'air neuf", on ajoute intégralement le débit de conception d'insufflation minimum de la pièce (par convention, on suppose donc qu'aucun recyclage n'est appliqué).

Les dispositifs de ventilation des parties non résidentielles d'un bâtiment doivent satisfaire aux exigences selon l'annexe C.3 au présent arrêté. On y impose des débits minimaux de conception (correspondant à une occupation minimale donnée et à une qualité de l'air minimale visée) pour lesquels les dispositifs de ventilation doivent être conçus. L'équipe de construction peut définir des débits de conception plus élevés, correspondant à un degré d'occupation plus élevé, une meilleure qualité de l'air souhaitée, etc. En ce qui concerne les parties non résidentielles, ce sont les débits établis par l'équipe de construction qui sont visés ci-après par le terme "débit exigé".

~~Dans la suite du texte, on évalue différents termes des systèmes mécaniques à la position dite 'nominale' des ventilateurs. Sauf mention explicite contraire sur le panneau de commande, la position maximale est assimilée à la position nominale. En position nominale, l'insufflation mécanique ou l'extraction mécanique doivent être au moins égales, dans chaque pièce, au débit exigé.~~

Dans cette annexe B, on évalue différents termes des systèmes mécaniques à la position dite 'nominale'. La position nominale (de l'installation de ventilation) est définie au § 2.

La détermination du facteur de multiplication m et du facteur de réduction pour préchauffage r s'effectue par zone de ventilation. Les locaux de l'unité PER auxquels aucune exigence n'est imposée en matière d'insufflation en air neuf, de transfert ou d'extraction vers l'extérieur, sont regroupés avec une zone de ventilation adjacente. Dans le cas où il y a plusieurs zones de ventilation adjacentes, ces locaux sont regroupés avec les zones avec lesquelles ils sont éventuellement en contact par des liaisons intérieures. S'il n'y a pas de liaison de ce genre, le choix est libre.

Conformément aux règles relatives à la subdivision d'une unité PER en secteurs énergétiques tel qu'établi au § 5.3, un secteur énergétique ne peut pas couvrir plusieurs zones de ventilation, puisqu'un secteur énergétique doit être équipé du même type de système de ventilation. Mais une zone de ventilation peut se composer de plusieurs secteurs énergétiques, par exemple parce que les différentes parties ont des systèmes d'émission de chaleur différents (par exemple, un logement avec un seul système de ventilation, mais avec des radiateurs au 1^{er} étage et un chauffage par le sol au rez-de-chaussée).

Le Ministre peut déterminer les règles à respecter pour les mesures des débits local par local, utilisées dans les calculs détaillés des facteurs $m_{\text{sec } i}$ et r_{preh} .

B.1 Détermination du facteur de multiplication $m_{\text{sec } i}$ pour le débit

Le facteur de multiplication $m_{\text{sec } i}$ d'un secteur énergétique i est égal au facteur de multiplication de la zone de ventilation z dont le secteur énergétique fait partie :

$$\text{Eq. 139 } m_{\text{heat,sec } i} = m_{\text{cool,sec } i} = m_{\text{overh,sec } i} = m_{\text{sec } i} = m_{\text{sec } i} = m_{\text{zone } z} \quad (-)$$

La détermination du facteur de multiplication de la zone de ventilation z s'effectue tel que décrit ci-dessous.

B.1.1 Ventilation naturelle

La détermination du facteur de multiplication $m_{\text{zone } z}$ tient compte, pour ces systèmes, des aspects suivants :

- en ce qui concerne l'alimentation :
 - le caractère autoréglable des bouches d'alimentation réglables.
- en ce qui concerne l'évacuation :
 - le caractère autoréglable des bouches d'évacuation réglables.
 - le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'évacuation naturelle.

On détermine $m_{\text{zone } z}$ par zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 140 } m_{\text{zone } z} = 1,0 + 0,5 \cdot \left(\frac{r_{\text{nat.supply, zone } z} + r_{\text{nat.exh, zone } z} + r_{\text{leak,stack, zone } z}}{r_{\text{nat.supply, zone } z, \text{def}} + r_{\text{nat.exh, zone } z, \text{def}} + r_{\text{leak,stack, zone } z, \text{def}}} \right) \quad (-)$$

avec :

$r_{\text{nat.supply, zone } z}$	un facteur de correction prenant en compte le fait que les ouvertures d'alimentation réglables sont autoréglables dans la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{nat.exh, zone } z}$	un facteur de correction prenant en compte le fait que les ouvertures d'évacuation réglables sont autoréglables dans la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{leak,stack, zone } z}$	un facteur de correction pour le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'évacuation dans la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{nat.supply, zone } z, \text{def}}$	la valeur par défaut pour $r_{\text{nat.supply, zone } z}$, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{nat.exh, zone } z, \text{def}}$	la valeur par défaut pour $r_{\text{nat.exh, zone } z}$, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{leak,stack, zone } z, \text{def}}$	la valeur par défaut pour $r_{\text{leak, stack, zone } z}$, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;

B.1.1.1 Facteur de correction $r_{\text{nat.supply, zone } z}$

Les ouvertures d'alimentation naturelle qui ont été testées conformément à la norme NBN EN 13141-1 peuvent être classées dans une catégorie donnée selon le Tableau [18]. On évalue à cet effet dans quelle mesure le débit reste constant en cas de variation de la différence de pression.

On associe par convention le facteur de correction $r_{\text{nat},\text{supply},\text{zone } z}$ de la zone de ventilation z au classement en catégories tel qu'indiqué au Tableau [19]. C'est l'ouverture d'alimentation réglable (OAR) ayant le facteur de correction le plus élevé qui détermine la valeur pour l'ensemble de la zone de ventilation. La valeur par défaut est de 0,20.

Tableau [18] : Classe de réglage en fonction de la différence de pression

Différence de pression P	Débit en fonction du débit nominal à 2 Pa (q_N)				
(Pa)	Classe P ₀	Classe P ₁	Classe P ₂	Classe P ₃	Classe P ₄
$0 \leq P < 2 \text{ Pa}$		$\geq 0,8\sqrt{(P/2)}$ et $\leq 1,20q_N$	$\geq 0,8\sqrt{(P/2)}$ et $\leq 1,20q_N$	$\geq 0,8\sqrt{(P/2)}$ et $\leq 1,20q_N$	$\geq 0,8\sqrt{(P/2)}$ et $\leq 1,20q_N$
2 Pa	q_N	q_N	q_N	q_N	q_N
$2 < P < 5 \text{ Pa}$	Ne satisfait pas à la classe P ₁	$\geq 0,80q_N$ et $\leq 1,8q_N$	$\geq 0,80q_N$ et $\leq 1,8q_N$	$\geq 0,80q_N$ et $\leq 1,5q_N$	$\geq 0,80q_N$ et $\leq 1,2q_N$
5 - 10 Pa		$\geq 0,70q_N$ et $\leq 2,3q_N$	$\geq 0,70q_N$ et $\leq 2,0q_N$	$\geq 0,70q_N$ et $\leq 1,5q_N$	$\geq 0,80q_N$ et $\leq 1,2q_N$
10 - 25 Pa		$\geq 0,50q_N$ et $\leq 3,0q_N$	$\geq 0,50q_N$ et $\leq 2,0q_N$	$\geq 0,50q_N$ et $\leq 1,5q_N$	$\geq 0,80q_N$ et $\leq 1,2q_N$
25 - 50 Pa		$\geq 0,30q_N$ et $\leq 3,0q_N$	$\geq 0,30q_N$ et $\leq 2,0q_N$	$\geq 0,30q_N$ et $\leq 1,5q_N$	$\geq 0,30q_N$ et $\leq 1,5q_N$
50 - 100 Pa		$\leq 3,0q_N$	$\leq 2,0q_N$	$\leq 2,0q_N$	$\leq 2,0q_N$
100 - 200 Pa		$\leq 4,0q_N$	$\leq 3,0q_N$	$\leq 3,0q_N$	$\leq 3,0q_N$

Tableau [19] : Facteur de correction $r_{\text{nat. supply, zone } z}$

Classe OAR	$r_{\text{nat. supply, zone } z}$
P0	0,20
P1	0,18
P2	0,14
P3	0,08
P4	0,02

B.1.1.2 Facteur de correction $r_{\text{nat. exh, zone } z}$

On affecte la valeur suivante aux bouches d'évacuation naturelles qui ne sont pas autorégulatrices : $r_{\text{nat. exh, zone } z} = 0,20$

C'est également la valeur par défaut.

On peut déterminer des valeurs meilleures suivant des règles déterminées par le Ministre.

B.1.1.3 Facteur de correction $r_{\text{leak, stack, zone } z}$

On calcule par convention $r_{\text{leak, stack, zone } z}$ de la zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 141 } r_{\text{leak, stack, zone } z} = \frac{\sum_k \dot{V}_{\text{leak, stack, zone } z, k}}{\dot{V}_{\text{req, exh, zone } z}} \quad (-)$$

avec :

$\dot{V}_{\text{leak, stack, zone } z, k}$ le débit de fuite conventionnel de la gaine d'évacuation naturelle k dans la zone de ventilation z , en m^3/h ;

$\dot{V}_{\text{req, exh, zone } z}$ le débit d'évacuation total exigé pour la zone de ventilation z , égal à la somme des débits d'évacuation vers l'extérieur exigés de chacun des locaux, en m^3/h .

Il faut faire une somme sur tous les conduites d'évacuation naturelle k présentes dans la zone de ventilation z . On détermine le débit de fuite $\dot{V}_{\text{leak, stack, zone } z, k}$ d'une conduite d'évacuation naturelle k à la pression de service selon la procédure déterminée par le Ministre, ou en l'absence de celle-ci, conformément aux procédures décrites dans la norme NBN EN 14134. La pression de service à prendre en considération est, par convention, de 2 Pa.

Dans le cas où ou aucun résultat de mesure n'est présenté, $r_{\text{leak, stack, zone } z} = 0,025$. C'est la valeur par défaut.

B.1.2 Ventilation mécanique simple flux par insufflation

La détermination du facteur de multiplication $m_{\text{zone } z}$ tient compte, avec ces systèmes, des aspects suivants :

- en ce qui concerne l'insufflation :
 - la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'alimentation ;
 - le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'insufflation mécanique.
- en ce qui concerne l'évacuation :
 - le caractère autoréglable des bouches d'évacuation réglables ;
 - le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'évacuation naturelle.

On détermine $m_{\text{zone } z}$ par zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 142 } m_{\text{zone } z} = 1,0 + 0,5 \cdot \left(\frac{r_{\text{mech.supply, zone } z} + r_{\text{nat.exh, zone } z} + r_{\text{leak,stack, zone } z}}{r_{\text{mech.supply, zone } z, \text{def}} + r_{\text{nat.exh, zone } z, \text{def}} + r_{\text{leak,stack, zone } z, \text{def}}} \right) \quad (-)$$

avec :

$r_{\text{mech.supply, zone } z}$	un facteur de correction pour la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'alimentation dans chacun des locaux et pour le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'insufflation mécanique dans la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{nat.exh, zone } z}$	un facteur de correction pour le caractère autoréglable des bouches d'alimentation dans la zone de ventilation z , tel que déterminé selon le § B.1.1, (-) ;
$r_{\text{leak,stack, zone } z}$	un facteur de correction pour le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'extraction dans la zone de ventilation z , tel que déterminé selon le § B.1.1, (-) ;
$r_{\text{mech.supply, zone } z, \text{def}}$	la valeur par défaut pour $r_{\text{mech.supply, zone } z}$, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{nat.exh, zone } z, \text{def}}$	la valeur par défaut pour $r_{\text{nat.exh, zone } z}$, telle que déterminée selon le § B.1.1, (-) ;
$r_{\text{leak,stack, zone } z, \text{def}}$	la valeur par défaut pour $r_{\text{leak,stack, zone } z}$, telle que déterminée selon le § B.1.1, (-) ;

B.1.2.1 Facteur de correction $r_{\text{mech.supply, zone } z}$

On calcule $r_{\text{mech.supply, zone } z}$ par zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 143 } r_{\text{mech.supply, zone } z} = r_{\text{adj.mech.supply, zone } z} + \frac{\sum \dot{V}_{\text{leak, supply duct, zone } z, l}}{\dot{V}_{\text{req, mech.supply, zone } z}} \quad (-)$$

avec :

$r_{\text{adj.mech.supply, zone } z}$	un facteur de correction pour la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'alimentation dans la zone de ventilation z , telles que déterminées ci-dessous, (-) ;
$\dot{V}_{\text{leak, supply duct, zone } z, l}$	les pertes par les fuites des conduits d'insufflation l dans la zone de ventilation z , à la position nominale des ventilateurs de l'installation de ventilation, en m ³ /h, tel que déterminé ci-dessous ;
$\dot{V}_{\text{req, mech.supply, zone } z}$	le débit d'insufflation total exigé de la zone de ventilation z , égal à la somme des débits d'insufflation en air neuf exigés pour chacun des locaux, en m ³ /h.

Dans le deuxième terme, il faut faire une somme sur tous les réseaux de conduits d'insufflation l dans la zone de ventilation z.

On détermine le facteur de correction pour la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'alimentation dans une zone de ventilation z comme suit :

- si, dans la zone de ventilation z, on n'a pas mesuré les débits (pour la position nominale ~~des ventilateurs~~ de l'installation de ventilation) de toutes les bouches d'alimentation mécanique, on a :

$$r_{\text{adj, mech. supply, zone } z} = 0,20$$

C'est la valeur par défaut.

- si, dans la zone de ventilation z, on a mesuré les débits (pour la position nominale ~~des ventilateurs~~ de l'installation de ventilation) de toutes les bouches d'alimentation mécanique, on a :

- si chacune des valeurs mesurées par local des débits d'insufflation mécanique (y compris les débits de recirculation) se situe entre 100% et 120% de la valeur exigée pour le local considéré, on a :

$$r_{\text{adj, mech. supply, zone } z} = 0$$

- si chacune des valeurs mesurées par local des débits d'insufflation mécanique (y compris les débits de recirculation) est égale à au moins 100% de la valeur exigée pour le local considéré, mais qu'une ou plusieurs valeurs dépassent 120% des valeurs exigées, on a :

$$\text{Eq. 144 } r_{\text{adj, mech. supply, zone } z} = \max \left[0 ; \min \left\{ 0,20 ; \frac{\sum_j \dot{V}_{\text{meas, mech. supply, rm } j}}{\dot{V}_{\text{req, mech. supply, zone } z}} - 1,20 \right\} \right] \quad (-)$$

où il faut faire une somme sur tous les débits mécaniques mesurés par local ($\dot{V}_{\text{meas, mech. supply, rm } j}$, en m³/h) de tous les locaux d'alimentation j de la zone de ventilation z. $\dot{V}_{\text{req, mech. supply, zone } z}$ est le débit d'insufflation mécanique total exigé dans la zone de ventilation z et est égal à la somme des débits d'insufflation en air neuf exigés des locaux individuels, en m³/h,

- sinon :

$$r_{\text{adj, mech. supply, zone } z} = 0,20$$

On détermine les pertes de fuite de tous les réseaux de conduits d'insufflation à la pression de service dans la zone de ventilation z comme suit :

- en mesurant chacun des réseaux de conduits d'insufflation. Les mesures s'effectuent selon la procédure déterminée par le Ministre, ou en l'absence de celle-ci, conformément aux procédures décrites dans la norme NBN EN 14134 ;
- la valeur par défaut est de :

$$\text{Eq. 145 } \sum_k \dot{V}_{\text{leak, supply duct, zone } z, k} = 0,18 \cdot \dot{V}_{\text{req, mech. supply, zone } z} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

Cette valeur est d'application :

- si on n'a pas effectué de mesure antérieure pour tous les réseaux de conduits d'insufflation ;
- si les débits de fuite mesurés sont supérieurs à cette valeur par défaut.

B.1.3 Ventilation mécanique simple flux par extraction

La détermination du facteur de multiplication $m_{\text{zone } z}$ tient compte, avec ces systèmes, des aspects suivants :

- en ce qui concerne l'alimentation :
 - le caractère autoréglable des bouches d'alimentation réglables ;
- en ce qui concerne l'extraction :
 - la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'extraction ;
 - le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'extraction mécanique.

On détermine $m_{\text{zone } z}$ par zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 146 } m_{\text{zone } z} = 1,0 + 0,5 \times \left(\frac{r_{\text{nat.supply,zone } z} + r_{\text{mech.extr,zone } z}}{r_{\text{nat.supply,zone } z,\text{def}} + r_{\text{mech.extr,zone } z,\text{def}}} \right) \quad (-)$$

avec :

$r_{\text{nat.supply,zone } z}$	un facteur de correction pour le caractère autoréglable des bouches d'alimentation réglables de la zone de ventilation z , tel que déterminé selon le § B.1.1, (-) ;
$r_{\text{mech.extr,zone } z}$	un facteur de correction pour la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'extraction dans chacun des locaux et pour le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'extraction mécanique dans la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{nat.supply,zone } z,\text{def}}$	la valeur par défaut pour $r_{\text{nat.supply,zone } z}$, telle que déterminée selon le § B.1.1, (-) ;
$r_{\text{mech.extr,zone } z,\text{def}}$	la valeur par défaut pour $r_{\text{mech.extr,zone } z}$, telle que déterminée ci-dessous, (-).

B.1.3.1 Facteur de correction $r_{\text{mech.extr,zone } z}$

On calcule $r_{\text{mech.extr,zone } z}$ par zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 147 } r_{\text{mech.extr,zone } z} = r_{\text{adj,mech.extr,zone } z} + \frac{\sum_m \dot{V}_{\text{leak,extr,duct,zone } z,m}}{\dot{V}_{\text{req,mech.extr,zone } z}} \quad (-)$$

avec :

$r_{\text{adj,mech.extr,zone } z}$	un facteur de correction pour la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'extraction dans la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$\dot{V}_{\text{leak,extr,duct,zone } z,m}$	les pertes par les fuites du réseau de conduits d'extraction de dans la zone de ventilation z , à la position nominale des ventilateurs de l'installation de ventilation , en m ³ /h, telles que déterminées ci-dessous ;

$\dot{V}_{\text{req, mech. extr, zone } z}$ le débit d'extraction total exigé de la zone de ventilation z , égal à la somme des débits d'extraction vers l'extérieur exigés de chacun des locaux, en m^3/h .

Dans le deuxième terme, il faut faire une somme sur tous les réseaux de conduits d'extraction m présents dans la zone de ventilation z .

On détermine le facteur de correction pour la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'extraction dans une zone de ventilation z comme suit :

- si, dans une zone de ventilation z , on n'a pas mesuré les débits (pour la position nominale ~~des ventilateurs~~ de l'installation de ventilation) de toutes les bouches d'extraction mécanique, on a :

$$r_{\text{adj, mech. extr, zone } z} = 0,20$$

C'est la valeur par défaut.

- si, dans une zone de ventilation z , on a mesuré les débits (pour la position nominale ~~des ventilateurs~~ de l'installation de ventilation) de toutes les bouches d'extraction mécanique, on a :
 - si chacune des valeurs des débits d'extraction mécanique mesurées pour chaque local se situe entre 100% et 120% de la valeur exigée pour le local considéré, on a :

$$r_{\text{adj, mech. extr, zone } z} = 0$$
 - si chacune des valeurs des débits d'extraction mécanique mesurées pour chaque local est égale à au moins 100% de la valeur exigée pour le local considéré, mais que 1 ou plusieurs valeurs dépassent 120% des valeurs exigées, on a :

$$\text{Eq. 148 } r_{\text{adj, mech. extr, zone } z} = \max \left[0 ; \min \left\{ 0,20 ; \frac{\sum_j \dot{V}_{\text{meas, mech. extr, rm } j}}{\dot{V}_{\text{req, mech. extr, zone } z}} - 1,20 \right\} \right] \quad (-)$$

où il faut faire une somme sur tous les débits mécaniques mesurés pour chaque local ($\dot{V}_{\text{meas, mech. extr, rm } j}$, en m^3/h) de tous les locaux d'extraction j de la zone de ventilation z . $\dot{V}_{\text{req, mech. extr, zone } z}$ est le débit d'extraction mécanique total exigé dans la zone de ventilation z et est égal à la somme des débits d'extraction vers l'extérieur exigés de chacun des locaux, en m^3/h .

- sinon :

$$r_{\text{adj, mech. extr, zone } z} = 0,20$$

On détermine les pertes de fuite de tous les réseaux de conduits d'extraction à la pression de service dans la zone de ventilation z comme suit :

- en mesurant chacun des réseaux de conduits d'extraction. Les mesures s'effectuent selon la procédure déterminée par le Ministre, ou en l'absence de celle-ci, conformément aux procédures décrites dans NBN EN 14134. ;
- la valeur par défaut est de :

$$\text{Eq. 149 } \sum_1 \dot{V}_{\text{leak, extr duct, zone } z, l} = 0,18 \dot{V}_{\text{req, mech. extr, zone } z} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

Cette valeur est d'application :

- si on n'a pas effectué de mesure antérieure pour tous les réseaux de conduits d'extraction ;
- si les débits de fuite mesurés sont supérieurs à cette valeur par défaut.

B.1.4 Ventilation mécanique double flux

La détermination du facteur de multiplication $m_{\text{zone } z}$ tient compte, avec ces systèmes, des aspects suivants :

- en ce qui concerne l'insufflation :
 - la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'alimentation ;
 - le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'insufflation mécanique ;
- en ce qui concerne l'extraction :
 - la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'extraction ;
 - le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'extraction mécanique.

On détermine $m_{\text{zone } z}$ par zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 150 } m_{\text{zone } z} = 1,0 + 0,5 \cdot \frac{r_{\text{all mech,zone } z}}{r_{\text{all mech,zone } z, \text{def}}} \quad (-)$$

avec :

$r_{\text{all mech,zone } z}$ un facteur de correction pour le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'insufflation et d'extraction et pour la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'alimentation et d'extraction dans chacun des locaux de la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;

$r_{\text{all mech,zone } z, \text{def}}$ la valeur par défaut pour $r_{\text{all mech,zone } z}$, telle que déterminée ci-dessous, (-).

B.1.4.1 Facteur de correction $r_{\text{all mech,zone } z}$

On calcule $r_{\text{all mech,zone } z}$ par zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 151 } r_{\text{all mech,zone } z} = \frac{\max(\dot{V}_{\text{calc,mech.supply, zone } z} ; \dot{V}_{\text{calc,mech.extr, zone } z})}{\max(\dot{V}_{\text{req,mech.supply, zone } z} ; \dot{V}_{\text{req,mech.extr, zone } z})} \quad (-)$$

avec :

$$\text{Eq. 152 } \dot{V}_{\text{calc,mech.supply,zone } z} = r_{\text{adj,mech.supply,zone } z} \cdot \dot{V}_{\text{req,mech.supply,zone } z} + \sum_l \dot{V}_{\text{leak,supplyduct,zone } z, l} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$$\text{Eq. 153 } \dot{V}_{\text{calc,mech.extr,zone } z} = r_{\text{adj,mech.extr,zone } z} \cdot \dot{V}_{\text{req,mech.extr,zone } z} + \sum_m \dot{V}_{\text{leak,extr duct,zone } z, m} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

avec :

$r_{adj, mech. supply, zone\ z}$	un facteur de correction pour le réglage éventuellement défectueux des bouches d'alimentation dans la zone de ventilation z , tel que déterminé selon le § B.1.2, (-) ;
$\dot{V}_{leak, supply\ duct, zone\ z, l}$	les pertes de fuite du réseau de conduits d'insufflation l dans la zone de ventilation z , pour la position nominale des ventilateurs de l'installation de ventilation, en m^3/h , telles que déterminées selon le § B.1.2 ;
$\dot{V}_{req, mech. supply, zone\ z}$	le débit d'extraction total exigé pour la zone de ventilation z , égal à la somme des débits d'insufflation en air neuf exigés des locaux individuels, en m^3/h ;
$r_{adj, mech. extr, zone\ z}$	un facteur de correction pour la réglabilité éventuellement défectueuse des bouches d'extraction dans la zone de ventilation z , tel que déterminé selon le § B.1.3, (-) ;
$\dot{V}_{leak, extr\ duct, zone\ z, m}$	les pertes par les fuites du réseau de conduits d'extraction m dans la zone de ventilation z , pour la position nominale des ventilateurs de l'installation de ventilation, en m^3/h , telles que déterminées selon le § B.1.3 ;
$\dot{V}_{req, mech. extr, zone\ z}$	le débit d'extraction total exigé de la zone de ventilation z , égal à la somme des débits d'extraction vers l'extérieur exigés des locaux individuels, en m^3/h .

Il faut faire une somme sur tous les réseaux de conduits d'insufflation l et sur tous les réseaux de conduits d'extraction m dans la zone de ventilation z .

B.2 Facteur de réduction pour préchauffage

Le facteur de réduction pour préchauffage r d'un secteur énergétique i est égal au facteur de réduction pour préchauffage de la zone de ventilation z dont le secteur énergétique i fait partie :

Eq. 154 $r_{preh, heat, sec\ i} = r_{preh, heat, zone\ z}$

Eq. 155 $r_{preh, cool, sec\ i} = r_{preh, cool, zone\ z}$

Eq. 156 $r_{preh, overh, sec\ i} = r_{preh, overh, zone\ z}$

La détermination du facteur de réduction pour préchauffage de la zone de ventilation z à l'aide d'un appareil de récupération de chaleur s'effectue tel que décrit ci-après. Les règles pour le traitement du préchauffage par passage à travers un espace adjacent non chauffé et/ou à travers une gaine d'amenée souterraine sont déterminées par le Ministre ou, à défaut, sur base d'une demande d'équivalence.

S'il n'y a pas de préchauffage, la valeur de r est égale à 1 dans chacun des cas. La présente annexe ne traite pas des pompes à chaleur utilisant l'air repris comme source de chaleur :

- si la pompe à chaleur sert au chauffage, le calcul s'effectue selon le § 10.2.3.3 ;
- si la pompe à chaleur sert à la préparation d'eau chaude sanitaire, le calcul s'effectue selon le § 10.3.3.

Appareil de récupération de chaleur dans le cas d'une ventilation mécanique double flux

Dans une zone de ventilation z avec de la ventilation mécanique double flux, il est possible de préchauffer dans une plus ou moins grande mesure l'alimentation en air neuf à l'aide d'un échangeur de chaleur qui soustrait de la chaleur à l'air rejeté vers l'extérieur. L'air fourni provenant de l'extérieur peut éventuellement être introduit dans la zone de ventilation z via différentes entrées d'air. Dans ce cas, il se peut éventuellement que toutes les alimentations en air ne soient pas préchauffées. Inversement, l'extraction mécanique vers l'extérieur peut éventuellement se faire par différentes sorties d'air et il se peut qu'il n'y ait pas de récupération de chaleur pour certains de ces flux d'air. Si, en fin de compte, le débit total d'insufflation mécanique diffère du débit total d'extraction mécanique dans la zone de ventilation z, un flux d'air supplémentaire incontrôlé (vers l'intérieur ou l'extérieur) se produira forcément à travers l'enveloppe¹⁸.

Dans la plupart des cas, on peut déterminer le facteur de réduction pour chauffage résultant du préchauffage par récupération de chaleur de l'alimentation en air neuf dans une zone de ventilation z à l'aide de la formule suivante :

$$\text{Eq. 157} \quad r_{\text{preh,heat,zone z}} = \frac{\sum_p \{ \dot{V}_{\text{in,p}} - e_{\text{heat,hr,p}} \min(\dot{V}_{\text{in,p}}; \dot{V}_{\text{out,p}}) \} + \max \left\{ 0, \sum_p (\dot{V}_{\text{out,p}} - \dot{V}_{\text{in,p}}) \right\}}{\max \left(\sum_p \dot{V}_{\text{in,p}}; \sum_p \dot{V}_{\text{out,p}} \right)}$$

(-)

avec :

- $e_{\text{heat,hr,p}}$ un facteur adimensionnel qui indique l'importance de la récupération de chaleur à l'endroit p, déterminé comme suit :
- si le flux d'insufflation en air neuf p n'est pas préchauffé, on a $e_{\text{heat,hr,p}} = 0$
 - si le flux d'insufflation en air neuf p est préchauffé à l'aide d'un appareil de récupération de chaleur, on a $e_{\text{heat,hr,p}} = r_p \cdot \eta_{\text{test,p}}$
- Le facteur r_p est déterminé tel que décrit ci-dessous. Le rendement thermique $\eta_{\text{test,p}}$ de l'appareil de récupération de chaleur à l'endroit p est déterminé tel que décrit à l'Annexe G de la présente annexe. Une valeur de rendement thermique peut être utilisée à la condition que ni $\dot{V}_{\text{in,p}}$ ni $\dot{V}_{\text{out,p}}$ ne soit supérieur au débit volumique pendant le test tel que défini à l'Annexe G de la présente annexe ;
- $\dot{V}_{\text{in,p}}$ le débit d'air entrant à l'endroit p, en m³/h, déterminé tel que décrit ci-dessous ;
- $\dot{V}_{\text{out,p}}$ le débit d'air sortant à l'endroit p, en m³/h, déterminé tel que décrit ci-dessous.

Il faut faire une somme sur tous les endroits p de la zone de ventilation z où a lieu une insufflation mécanique en air neuf et/ou une extraction mécanique vers l'extérieur.

On détermine le débit d'air neuf entrant à l'endroit p comme suit :

¹⁸ Par souci de simplification, on ne tient pas compte, par convention tout comme dans le § 7.8.2, de l'interaction possible entre le terme d'in/exfiltration et le terme de ventilation hygiénique.

- si une mesure continue du débit entrant s'effectue à l'endroit p et si, sur base de cette mesure, une adaptation continue et automatique à la valeur de consigne s'effectue de telle sorte que le débit entrant ne varie pas de plus de 5% de la valeur de consigne pour aucune des positions du ventilateur, on a :

Eq. 158 $\dot{V}_{in,p} = \dot{V}_{supply, setpoint, nom, p}$ (m³/h)

où on considère la valeur de consigne du débit à l'endroit p pour la position nominale du ventilateur, en m³/h ;

- dans tous les autres cas, on a :

Eq. 159 $\dot{V}_{in,p} = \dot{V}_{mech supply, p} + \dot{V}_{leak, supplyduct, p}$ (m³/h)

Pour la détermination des pertes de fuite du réseau de conduits d'insufflation $\dot{V}_{leak, supplyduct, p}$, en m³/h, les mêmes règles s'appliquent que pour la ventilation mécanique simple flux par insufflation (voir § B.1.2). Si aucune valeur de mesure des pertes de fuite n'est disponible, leur valeur est supposée égale à zéro.

Si les débits d'insufflation pour la position nominale ~~du ventilateur de l'installation de ventilation~~ sont effectivement mesurés dans tous les locaux alimentés en air neuf via l'endroit p, on utilise alors pour $\dot{V}_{mech supply, p}$ la somme de ces valeurs mesurées. Dans l'autre cas, $\dot{V}_{mech supply, p}$ est supposé égal à la somme des débits d'insufflation en air neuf exigés par local.

Si l'appareil de récupération de chaleur alimente plusieurs unités PEB, il ne faut pas tenir compte des débits des autres unités PEB pour la détermination du facteur de réduction pour préchauffage.

On détermine le débit d'air d'extraction vers l'extérieur à l'endroit p comme suit :

- si une mesure continue du débit sortant s'effectue à l'endroit p et si, sur base de cette mesure, une adaptation continue et automatique à la valeur de consigne s'effectue de telle sorte que le débit sortant ne varie pas de plus de 5% par rapport à la valeur de consigne pour aucune des positions du ventilateur, on a :

Eq. 160 $\dot{V}_{out,p} = \dot{V}_{extr, setpoint, nom, p}$ (m³/h)

où l'on considère la valeur de consigne du débit à l'endroit p pour la position nominale du ventilateur, en m³/h ;

- dans tous les autres cas, on a :

Eq. 161 $\dot{V}_{out,p} = \dot{V}_{mech extr, p} + \dot{V}_{leak, extr duct, p}$ (m³/h)

En ce qui concerne la détermination des pertes de fuite du réseau de conduits d'extraction $\dot{V}_{leak, extr duct, p}$, en m³/h, les mêmes règles que pour la ventilation mécanique simple flux par extraction (voir § B.1.3) s'appliquent. Si aucune valeur de mesure des pertes de fuite n'est disponible, leur valeur est supposée égale à zéro.

Si les débits d'extraction pour la position nominale ~~du ventilateur de l'installation de ventilation~~ sont effectivement mesurés dans tous les locaux d'où de l'air est aspiré vers l'extérieur via l'endroit p, on utilise alors pour $\dot{V}_{\text{mech extr, p}}$ la somme de ces valeurs mesurées. Dans l'autre cas, $\dot{V}_{\text{mech extr, p}}$ est supposé égal à la somme des débits d'extraction vers l'extérieur exigés. Si l'appareil de récupération de chaleur alimente plusieurs unités PEB, il ne faut pas tenir compte des débits des autres unités PEB pour la détermination du facteur de réduction pour préchauffage.

Dans le cas où il y a récupération de chaleur à l'endroit p, on détermine r_p comme suit :

- si une mesure continue du débit entrant ainsi que du débit sortant s'effectue dans l'appareil de récupération de chaleur et si, sur base de ces mesures, une adaptation continue et automatique aux valeurs de consigne s'effectue de telle sorte que le débit entrant et le débit sortant ne varient pas de plus de 5% de leur valeur de consigne respective pour aucune des positions du ventilateur, on a :
 $r_p = 0,95$
- dans tous les autres cas, on a :
 $r_p = 0,85$

On détermine le facteur de réduction pour le calcul du risque de surchauffe et des besoins nets en énergie pour le refroidissement comme suit :

$$\text{Eq. 162} \quad \frac{r_{\text{preh,overh,zone z}} = r_{\text{preh,cool,zone z}} = \sum_p \{ \dot{V}_{\text{in,p}} - e_{\text{cool,hr,p}} \min(\dot{V}_{\text{in,p}}; \dot{V}_{\text{out,p}}) \} + \max \left\{ 0, \sum_p (\dot{V}_{\text{out,p}} - \dot{V}_{\text{in,p}}) \right\}}{\max \left(\sum_p \dot{V}_{\text{in,p}}; \sum_p \dot{V}_{\text{out,p}} \right)} \quad (-)$$

où les différents termes sont les mêmes que ci-dessus, à l'exception de $e_{\text{cool,hr,p}}$, dont la valeur est déterminée comme suit :

- si l'appareil de récupération de chaleur p est équipé d'un by-pass grâce auquel le passage à travers l'échangeur de chaleur est totalement interrompu, ou s'il peut être totalement inactivé d'une autre façon (par exemple, par l'arrêt d'une roue thermique rotative), on a :

$$\text{Eq. 163} \quad e_{\text{cool,hr,p}} = 0 \quad (-)$$

- si l'appareil de récupération de chaleur p est équipé d'un by-pass mais que le passage à travers l'échangeur de chaleur n'est pas totalement interrompu pour autant ou s'il n'est pas totalement inactivé d'une autre façon, on a :

$$\text{Eq. 164} \quad e_{\text{cool,hr,p}} = 0,5 \times e_{\text{heat,hr,p}} \quad (-)$$

- dans tous les autres cas :

$$\text{Eq. 165} \quad e_{\text{cool,hr,p}} = e_{\text{heat,hr,p}} \quad (-)$$

B.3 Pré-refroidissement de l'air de ventilation

B.3.1 Règle de calcul

Le facteur de multiplication mensuel $r_{\text{precool,seci,m}}$ pour l'effet du pré-refroidissement de l'air de ventilation pour les besoins de refroidissement et pour l'évaluation du risque de surchauffe du secteur énergétique i est égal au facteur de multiplication pour l'effet du pré-refroidissement de la zone de ventilation z dont le secteur énergétique fait partie :

$$\text{Eq. 166 } r_{\text{precool,seci,m}} = r_{\text{precool,zone } z,m} \quad (-)$$

S'il n'y a pas de système prévu pour le pré-refroidissement de l'air de ventilation dans la zone de ventilation z , ou si seulement une partie du débit de ventilation hygiénique de la zone de ventilation z est refroidi à l'aide d'un système de pré-refroidissement de l'air de ventilation, alors $r_{\text{precool,zone } z,m}$ est égale à 1.

Si plusieurs unités PEB utilisent le même système de pré-refroidissement de l'air de ventilation, la valeur par défaut pour $r_{\text{precool,zone } z,m}$ est égale à 1 ; des valeurs plus favorables peuvent être utilisées sur base d'une demande d'équivalence.

Si un système de pré-refroidissement de l'air de ventilation est présent et si l'entièreté du débit de ventilation hygiénique de la zone de ventilation z est refroidi à l'aide de ce système de pré-refroidissement, $r_{\text{precool,zone } z,m}$ doit être déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 167 } r_{\text{precool,zone } z,m} = 1 - e_{\text{precool,m}} \cdot \frac{\theta_{\text{precool,ref,max,m}} - (\theta_{e,m} + \Delta\theta_{e,m})}{23 - (\theta_{e,m} + \Delta\theta_{e,m})} \quad (-)$$

avec :

$e_{\text{precool,m}}$	l'efficacité mensuelle du système de pré-refroidissement concerné, (-) ;
$\theta_{\text{precool,ref,max,m}}$	la température de référence pour l'abaissement de température maximal, en °C ;
$\theta_{e,m}$	la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, selon le Tableau [1] ;
$\Delta\theta_{e,m}$	une hausse de la température extérieure moyenne mensuelle pour le calcul du besoin net en énergie pour le refroidissement, égale par hypothèse à 1°C.

Les expressions de $e_{\text{precool,m}}$ et $\theta_{\text{precool,ref,max,m}}$ sont développées pour deux types de technologies dans les prochains paragraphes. Pour d'autres technologies, $r_{\text{precool,zone } z,m}$ devra être déterminé selon des règles déterminées par le Ministre.

B.3.2 Echangeur de chaleur sol-eau

Les échangeurs de chaleurs placés dans le sol sont utilisés pour refroidir ou réchauffer l'air de ventilation (pré-refroidissement / préchauffage). Ici, c'est la masse thermique de la terre qui est utilisée pour fournir la chaleur à transférer. A une profondeur suffisante, la température du sol est stable. En été, cela signifie que l'air de ventilation fourni peut être refroidi ; en hiver, il peut être réchauffé. Dans des échangeurs de chaleur sol-eau, l'eau est envoyée à travers une série de tubes qui sont couplés à une batterie d'air par l'intermédiaire d'un collecteur. L'eau passant à travers la pompe est mise en circulation à travers les tubes et refroidira ou réchauffera l'air.

B.3.2.1 Efficacité $e_{precool,m}$ du système de pré-refroidissement

Pour un échangeur de chaleur sol-eau, la valeur par défaut vaut :

$$\text{Eq. 168 } e_{precool,m} = 0,7 \cdot w_{soil/water,m} \quad (-)$$

avec :

$w_{soil/water,m}$ un facteur mensuel qui tient compte du temps de fonctionnement de l'échangeur de chaleur sol-eau (-) :

$$\begin{aligned} \text{Eq. 169 } & \text{si } \theta_{e,m} - \theta_{soil,m} \leq 0 \quad \text{alors } w_{soil/water,m} = 0 \\ & \text{si } 0 < \theta_{e,m} - \theta_{soil,m} \leq 2 \quad \text{alors } w_{soil/water,m} = 0,5 \\ & \text{si } \theta_{e,m} - \theta_{soil,m} > 2 \quad \text{alors } w_{soil/water,m} = 1 \end{aligned} \quad (-)$$

où :

$\theta_{e,m}$ la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, selon le Tableau [1] ;

$\theta_{soil,m}$ la température moyenne mensuelle du sol définie en fonction de la profondeur des conduites, telle que déterminée selon le § B.3.2.2, en °C.

B.3.2.2 Température de référence pour l'abaissement de température maximal $\theta_{precool,ref,max,m}$

La température de référence pour la détermination de la performance de l'échangeur de chaleur sol-eau est donnée par :

$$\text{Eq. 170 } \theta_{precool,ref,max,m} = \frac{\left(\frac{e_{wt} \theta_{soil,m}}{e_{wt} - 1} - \frac{0,34 \sum \dot{V}_{hyg,cool,sec i}}{1160 \dot{V}_w} (\theta_{e,m} + \Delta \theta_{e,m}) \right)}{\left(1 - \frac{0,34 \sum \dot{V}_{hyg,cool,sec i}}{1160 \dot{V}_w} + \frac{1}{e_{wt} - 1} \right)} \quad (^\circ\text{C})$$

avec :

$\dot{V}_{hyg,cool,sec i}$ le débit de ventilation hygiénique du secteur énergétique i , pour les calculs de refroidissement, tel que défini selon le § 7.8.4, en m^3/h ;

$\dot{V}_w$ le débit d'eau à travers l'échangeur de chaleur sol-eau, en m^3/h ;

e_{wt}	l'efficacité de l'échangeur de chaleur sol-eau, telle que déterminée ci-dessous ;
$\theta_{soil,m}$	la température moyenne mensuelle du sol définie en fonction de la profondeur des conduites, telle que déterminée ci-dessous, en °C ;
$\theta_{e,m}$	la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, selon le Tableau [1] ;
$\Delta\theta_{e,m}$	une hausse de la température extérieure moyenne mensuelle pour le calcul du besoin net en énergie pour le refroidissement, égale par hypothèse à 1°C.

Il faut faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation z qui sont reliés à l'échangeur de chaleur.

Pour la détermination de la température moyenne mensuelle du sol $\theta_{soil,m}$, il faut faire une distinction entre les conduites du sol horizontales et verticales :

- conduites horizontales : déduire la température moyenne mensuelle du sol du Tableau [20] ;
- conduites verticales : déterminer la température moyenne mensuelle du sol suivant la formule suivante :

$$\text{Eq. 171 } \theta_{soil,m} = \frac{\theta_{soil,1m,m} + \theta_{soil,2m,m} + \theta_{soil,3m,m} + \theta_{soil,4m,m} + \theta_{soil,5m,m} \cdot (L_{soil/water} - 4)}{L_{soil/water}} \quad (^\circ\text{C})$$

$\theta_{soil,1m,m}$, $\theta_{soil,2m,m}$, $\theta_{soil,3m,m}$, $\theta_{soil,4m,m}$ et $\theta_{soil,5m,m}$ la température moyenne mensuelle du sol à respectivement 1, 2, 3, 4 et 5 m de profondeur, déduite du Tableau [20], en °C ;

$L_{soil/water}$ la profondeur maximale de la conduite dans le sol, en m.

Tableau [20] : Température moyenne du sol pour la détermination du $\theta_{soil,m}$

	Jan	Fév	Mar	Avr	Mai	Juin	Juil	Aoû	Sep	Oct	Nov	Déc
0,5 m	4,2	4,3	5,8	8,8	12,1	15,1	16,8	16,8	15,0	12,1	8,7	5,9
1 m	5,4	5,0	6,0	8,2	11,0	13,8	15,5	16,0	14,9	12,7	9,8	7,2
2 m	7,5	6,5	6,6	7,8	9,6	11,7	13,5	14,5	14,3	13,2	11,3	9,2
3 m	9,0	7,9	7,6	7,9	9,0	10,5	11,9	13,1	13,4	13,1	11,9	10,5
4 m	10,0	9,0	8,5	8,4	8,9	9,8	10,9	11,9	12,5	12,6	12,1	11,2
5 m+	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0

Pour les profondeurs intermédiaires, le tableau est interpolé.

L'efficacité de l'échangeur de chaleur sol-eau est donnée par :

$$\text{Eq. 172 } e_{wt} = 1 - e^{-\frac{\alpha_{wt} A_{wt}}{1160 \dot{V}_w}} \quad (-)$$

avec :

α_{wt} le coefficient de transmission thermique des conduites dans l'échangeur de chaleur sol-eau, tel que déterminé ci-dessous, en $\text{W/m}^2.\text{K}$;

A_{wt} la surface d'échange des conduites, telle que déterminée ci-dessous, en m^2 ;

$\dot{V}_w$ le débit d'eau à travers l'échangeur de chaleur sol-eau, en m^3/h .

Le coefficient de transmission thermique des conduites α_{wt} est déterminé suivant :

$$\text{Eq. 173 } \alpha_{wt} = \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_{tube} + 2t_{tube}}{D_{tube}}\right)}{2\lambda_{tube}/D_{tube}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{tube} + 2t_{soil}}{(D_{tube} + 2t_{tube})}\right)}{2\lambda_{soil}/D_{tube}} \right)^{-1}$$

(W / (m².K))

avec :

α_i	le coefficient de convection interne de l'écoulement dans la conduite de l'échangeur de chaleur pour le pré-refroidissement, tel que déterminé ci-dessous, en W/m ² .K ;
t_{soil}	l'épaisseur du massif de terre autour de la conduite considérée, telle que déterminée ci-dessous, en m ;
D_{tube}	le diamètre intérieur de la conduite, en m ;
t_{tube}	l'épaisseur de la paroi de la conduite, en m ;
λ_{tube}	la conductivité thermique de la conduite, en W/m.K ;
λ_{soil}	la conductivité thermique du sol, considérée égale à 2, en W/m.K.

Le coefficient de convection interne est donné par :

- pour l'eau :

$$\text{Eq. 174 } \alpha_i = 0,58 \frac{Nu}{D_{tube}} \quad (\text{W / (m}^2 \cdot \text{K)})$$

pour une solution eau/glycol (tous les types) :

$$\text{Eq. 175 } \alpha_i = 0,43 \frac{Nu}{D_{tube}} \quad (\text{W / (m}^2 \cdot \text{K)})$$

avec :

$$\text{Eq. 176 } Nu = \left(Nu_{lam}^5 + Nu_{turb}^5 \right)^{1/5} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 177 } Nu_{lam} = \left[3,66^3 + 1,61^3 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot D_{tube}}{L_{tube}} \right) \right]^{1/3} \quad (-)$$

avec :

$$\text{Eq. 178 } Nu_{turb} = \frac{f_{turb} \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{2 \times \left(1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f_{turb}}{2}} \cdot (Pr^{2/3} - 1) \right)} \quad (-)$$

avec :

$$\text{Eq. 179 } f_{turb} = (1,58 \cdot \ln Re - 3,28)^{-2} \quad (-)$$

avec :

- pour l'eau :

$$\text{Eq. 180 } Re = 996200 \frac{4}{3600\pi n_{\text{tube}} D_{\text{tube}}} \frac{\dot{V}_w}{D_{\text{tube}}} \quad (-)$$

$$Pr = 7$$

- pour une solution eau/glycol (tous les types) :

$$\text{Eq. 181 } Re = 624200 \frac{4}{3600\pi n_{\text{tube}} D_{\text{tube}}} \frac{\dot{V}_w}{D_{\text{tube}}} \quad (-)$$

$$Pr = 12,5$$

L'épaisseur du massif de terre autour de la conduite considérée, t_{soil} , est donnée par :

$$\begin{aligned} \text{Eq. 182 } t_{\text{soil}} &= \frac{p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}}}{2} \text{ si } p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}} < 0,5 \\ t_{\text{soil}} &= 0,25 \text{ si } p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}} \geq 0,5 \end{aligned} \quad (\text{m})$$

avec :

p_{tube} la distance entre les conduites parallèles, en m ;
 D_{tube} le diamètre intérieur de la conduite, en m.

La surface d'échange des conduites A_{wt} est donnée par :

$$\text{Eq. 183 } A_{\text{wt}} = \pi \cdot D_{\text{tube}} \cdot L_{\text{tube}} \cdot n_{\text{tube}} \quad (\text{m}^2)$$

D_{tube} le diamètre intérieur de la conduite, en m ;
 L_{tube} la longueur de la conduite, en m ;
 n_{tube} le nombre de conduites en parallèle, (-).

B.3.3 Refroidissement par évaporation

Le principe du refroidissement par évaporation (ou refroidissement adiabatique) est de refroidir l'air de ventilation fourni d'un bâtiment par injection d'eau. Il existe de nombreuses variantes de cette technologie, avec des prétraitements et des techniques de récupération différentes. La performance des systèmes de refroidissement par évaporation est fortement variable en fonction du type de conception de ces systèmes.

Si de l'eau ordinaire est injectée dans l'air de ventilation amené ou l'air de ventilation extrait, alors la méthode suivante peut être appliquée. Pour tous les autres systèmes plus complexes, le facteur $r_{precool,zone\ z,m}$ devra être déterminé sur base du principe d'équivalence.

B.3.3.1 Efficacité $e_{precool,m}$ du système de pré-refroidissement

Pour du refroidissement par évaporation, la valeur par défaut pour l'efficacité vaut :

$$\text{Eq. 184 } e_{precool,m} = 0,8 \cdot w_{evap,m} \quad (-)$$

avec :

$w_{evap,m}$ un facteur mensuel qui tient compte du temps de fonctionnement du refroidissement par évaporation (-) :

$$\begin{aligned} \text{Eq. 185 } & \text{si } Q_{cool,net,m} \leq 0 \text{ alors } w_{evap,m} = 0 \\ & \text{si } Q_{cool,net,m} > 0 \text{ alors } w_{evap,m} = 1 \end{aligned} \quad (MJ)$$

avec :

$Q_{cool,net,seci,m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement d'un secteur énergétique i , déterminés sans prendre en compte le système de refroidissement par évaporation considéré, en MJ.

Il faut faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation z qui sont reliés au refroidissement par évaporation.

B.3.3.2 Température de référence pour l'abaissement de température maximal $\theta_{precool,ref,max,m}$

Si de l'eau ordinaire est injectée dans l'air de ventilation amené ou l'air de ventilation extrait, alors la température de référence est la température humide du débit d'air concerné. La valeur par défaut de $\theta_{precool,ref,max,m}$ est égale à la température moyenne mensuelle humide, donnée au Tableau [21].

Tableau [21] : Température mensuelle moyenne humide (°C)

Jan	Fév	Mar	Avr	Mai	Juin	Juil	Août	Sep	Oct	Nov	Déc
1,9	1,7	3,0	5,9	9,3	12,7	14,6	14,7	12,0	9,7	4,8	2,3

Annexe C L'ensoleillement mensuel

C.1 Introduction

La présente annexe décrit les algorithmes de calcul de l'ensoleillement mensuel d'une surface quelconque j . L'ensoleillement est calculé pour les parois transparentes, les systèmes d'énergie solaire passifs, les capteurs solaires thermiques et les systèmes photovoltaïques. Pour l'utilisateur, seul le § C.2, où l'on définit comment l'ombrage est caractérisé, est intéressant.

La pente θ_j du plan j est l'angle, exprimé en degrés, entre la verticale et la normale au plan j . Pour une surface horizontale, la pente est de 0° ; pour une surface verticale, elle est de 90° .

L'orientation ϕ_j du plan j est l'angle, exprimé en degrés, entre le sud et la projection horizontale de la normale sur le plan j . En direction de l'ouest, l'orientation est positive tandis qu'elle est négative en direction de l'est.

C.2 Schématisation de l'ombrage

C.2.1 Généralités

Une surface ensoleillée j peut être ombragée par des éléments environnants étrangers au bâtiment, appelés obstacles, et par des éléments liés au bâtiment, appelés saillies horizontales et verticales. Les obstacles font écran au rayonnement solaire direct si le soleil descend en dessous d'une hauteur déterminée. Les saillies horizontales font écran au rayonnement solaire direct si le soleil se trouve au-dessus d'une hauteur déterminée et les saillies latérales font écran au rayonnement solaire direct si l'angle horaire est inférieur ou supérieur à une valeur déterminée. Les obstacles comprennent les bâtiments, arbres et collines environnants. Les saillies comprennent les débords de toiture, balcons, auvents horizontaux et prolongements de murs latéraux.

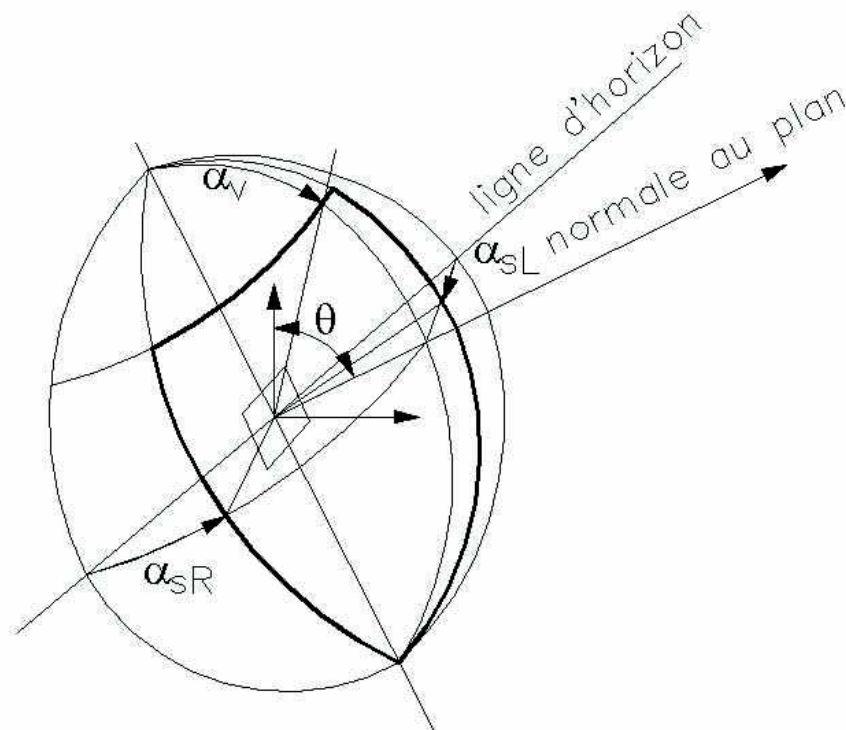
C.2.2 Géométrie d'un obstacle

Les obstacles sont schématisés par un seul plan appelé plan d'obstacle vertical. L'angle d'obstruction α_h est l'angle entre le plan horizontal et la ligne reliant le point central de la surface ensoleillée au bord supérieur du plan d'obstacle vertical.

C.2.3 Géométrie des saillies

Les saillies sont schématisées par une saillie horizontale et deux saillies verticales définies à l'aide d'un angle de saillie dans le plan vertical α_v (0° en l'absence de saillie horizontale, valeur maximale 180°), à l'aide d'un angle de saillie à gauche α_{sL} (0° en l'absence de saillie à gauche, valeur maximale 180°) et à l'aide d'un angle de saillie à droite α_{sR} (0° en l'absence de saillie à droite, valeur maximale 180°) tels qu'indiqués à la Figure [1].

Explication : les limites des saillies horizontales et verticales forment un rectangle sur une photo prise au grand angle (fish-eye) depuis le centre du plan considéré dans la direction normale à celui-ci. Ce rectangle, appelé plan de ciel, correspond à la partie du ciel visible à partir du plan.

Figure [1] : Géométrie des saillies

C.2.4 Valeurs par défaut

Lorsqu'elles sont utilisées, les valeurs par défaut doivent s'appliquer à l'ensemble des angles de la surface ensoleillée. Les valeurs par défaut à utiliser pour les angles relatifs aux obstacles sont les suivantes :

- pour les calculs de chauffage et pour les capteurs solaires :
 - angle d'obstruction α_h : 25°
 - angle de saillie à gauche α_{SL} , à droite α_{SR} et verticale α_v : 0°
- pour les besoins de refroidissement et l'indicateur de surchauffe :
 - angle d'obstruction α_h : 15°
 - angle de saillie à gauche α_{SL} , à droite α_{SR} et verticale α_v : 0°

Pour rappel, pour des installations photovoltaïques, le calcul par défaut ne s'applique pas et il est obligatoire de toujours indiquer l'ombrage de manière détaillée (voir § 12.1).

C.3 Ensoleillement mensuel d'un plan non ombragé

C.3.1 Ensoleillement total

On suppose l'ensoleillement mensuel d'un plan j quelconque non ombragé égal à la somme des ensoleillements mensuels directs, diffus et réfléchis.

$$\text{Eq. 186 } I_{s,m,j,\text{unshad}} = I_{s,\text{dir},m,j,\text{unshad}} + I_{s,\text{dif},m,j,\text{unshad}} + I_{s,\text{refl},m,j,\text{unshad}} \quad (\text{MJ/m}^2)$$

avec :

$I_{s,\text{dir},m,j,\text{unshad}}$ l'ensoleillement direct pour le mois considéré sur le plan j , en MJ/m^2 ;

$I_{s,dif,m,j,unshad}$	l'ensoleillement diffus pour le mois considéré sur le plan j, en MJ/m ² ;
$I_{s,refl,m,j,unshad}$	l'ensoleillement réfléchi pour le mois considéré sur le plan j, en MJ/m ² .

Les différents termes sont calculés aux paragraphes suivants.

C.3.2 Ensoleillement direct

Le calcul de l'ensoleillement mensuel direct s'effectue à l'aide d'un jour caractéristique du mois. Il s'agit du 15 de chaque mois. Le numéro du jour caractéristique indique le nombre de jours à partir du 1^{er} janvier (365 jours), voir le Tableau [1].

On détermine l'ensoleillement direct mensuel d'un plan non ombragé comme suit :

$$\text{Eq. 187 } I_{s,dir,m,j,unshad} = [I_{s,tot,m,hor} - I_{s,dif,m,hor}] \frac{Q_{s,dir,char,j}}{Q_{s,dir,char,hor}} \quad (\text{MJ/m}^2)$$

avec :

$I_{s,tot,m,hor}$	l'ensoleillement mensuel d'un plan horizontal non ombragé pour l'année de référence à Uccle en MJ/m ² , voir le Tableau [1] ;
$I_{s,dif,m,hor}$	l'ensoleillement mensuel diffus d'un plan horizontal non ombragé pour l'année de référence à Uccle en MJ/m ² , voir le Tableau [1] ;
$Q_{s,dir,char,j}$	l'ensoleillement direct journalier d'un plan non ombragé j pour le jour caractéristique du mois considéré, en J/(m ² .jour) ;
$Q_{s,dir,char,hor}$	l'ensoleillement direct journalier d'un plan horizontal non ombragé j pour le jour caractéristique du mois considéré, en J/(m ² .jour) ;

On calcule l'ensoleillement direct journalier d'un plan non ombragé et l'ensoleillement direct journalier d'un plan horizontal non ombragé pour le jour caractéristique du mois considéré comme suit :

$$\text{Eq. 188 } Q_{s,dir,char,j} = 240 \times \sum_{\omega_1}^{\omega_2} \max\{0 ; [q_{s,dir,n} \times \cos \chi_{s,j} \times \Delta\omega]\} \quad (\text{J/(m}^2 \cdot \text{jour)})$$

$$\text{Eq. 189 } Q_{s,dir,char,hor} = 240 \times \sum_{\omega_3}^{\omega_4} \max\{0 ; [q_{s,dir,n} \cdot \cos \chi_{s,hor} \cdot \Delta\omega]\} \quad (\text{J/(m}^2 \cdot \text{jour)})$$

avec :

$q_{s,dir,n}$	l'ensoleillement direct d'un plan perpendiculaire à la direction du soleil pour le jour caractéristique du mois, en W/m ² , tel que calculé ci-dessous ;
ω	l'angle horaire (180° à minuit, 90° à 6 h, 0° à midi, -90° à 18 h) ;
$\Delta\omega$	le pas dans l'angle horaire en ° (1 heure = 15°) ;
ω_1	le plus petit angle horaire (le matin) pour lequel $\cos \chi_{s,hor}$ et $\cos \chi_{s,j}$ sont supérieurs à zéro ;
ω_2	le plus grand angle horaire (le soir) pour lequel $\cos \chi_{s,hor}$ et $\cos \chi_{s,j}$ sont encore supérieurs à zéro ;
ω_3	le plus petit angle horaire (le matin) pour lequel $\cos \chi_{s,hor}$ est supérieur à zéro ;

ω_4	le plus grand angle horaire (le soir) pour lequel $\cos\chi_{s,hor}$ est encore supérieur à zéro ;
$\chi_{s,j}$	l'angle d'incidence par pas $\Delta\omega$ du soleil sur le plan j, en °, tel que calculé ci-dessous ;
$\chi_{s,hor}$	l'angle d'incidence par pas $\Delta\omega$ du soleil sur le plan horizontal, en °, tel que calculé ci-dessous ;
240	facteur de conversion de l'angle horaire, en s.

On prend comme pas de temps, pour le calcul, un angle horaire de 15°.

On détermine l'ensoleillement direct d'un plan perpendiculaire à la direction du soleil pour le jour caractéristique de chaque mois par heure comme suit :

$$\text{Eq. 190} \quad q_{s,dir,n} = \max \left[0; 1353 \cdot \left(1 + 0,033 \cdot \cos \left(\frac{360 \cdot d}{365} \right) \right) \cdot \exp(-m_{path} \cdot d_R \cdot T_L) \right] \quad (\text{W/m}^2)$$

avec :

d	le numéro de chacun des jours caractéristiques, voir le Tableau [1] ;
m_{path}	le facteur de chemin, en m^{-1} ;
d_R	le chemin optique, en m ;
T_L	le facteur de trouble de l'atmosphère, (-) ;

Le facteur de chemin, le chemin optique et le facteur de trouble sont donnés par :

$$\text{Eq. 416} \quad m_{path} = \frac{0,992}{\sin(\beta) + 0,15 \cdot (\beta + 3,885)^{-1,253}} \quad (\text{m}^{-1})$$

$$\text{Eq. 192} \quad d_R = 1,4899 - 2,1099\cos(\beta) + 0,6322\cos(2.\beta) + 0,0253\cos(3.\beta) - 1,0022\sin(\beta) + 1,0077\sin(2.\beta) - 0,2606\sin(3.\beta) \quad (\text{m})$$

$$\text{Eq. 417} \quad T_L = 3,372 + 0,053 \cdot \beta - 0,296 \cdot \cos(30 \cdot \text{m}) \quad (-)$$

avec :

β	l'angle d'élévation du soleil en ° ;
m	le rang du mois (1 pour janvier, 2 pour février, etc.), l'argument du cos est exprimé en °.

Cet angle d'élévation du soleil est égal à :

$$\text{Eq. 194} \quad \beta = \max \left[0; 90 - \arccos[\cos\varphi \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega + \sin\varphi \cdot \sin\delta] \right] \quad (^\circ)$$

avec :

φ	la latitude, pour Uccle, soit +50,8° ;
δ	l'inclinaison pour chacun des jours caractéristiques, en °, égal à

$$\text{Eq. 195} \quad \delta = \arcsin \left[-\sin(23,45) \cdot \cos \left(\frac{360}{365} \cdot (d+10) \right) \right] \quad (^\circ)$$

avec :

d le numéro de chacun des jours caractéristiques, voir le Tableau [1] .

On détermine l'angle d'incidence du soleil sur le plan j et sur le plan horizontal comme suit :

$$\text{Eq. 418} \quad \cos(\chi_{s,j}) = \begin{pmatrix} 0,775 \cdot [\sin(\delta) \cdot \cos(\theta_j) + \cos(\delta) \cdot \sin(\theta_j) \cdot \cos(\phi_j) \cdot \cos(\varpi)] \\ -0,632 \cdot [\sin(\delta) \cdot \sin(\theta_j) \cdot \cos(\phi_j) - \cos(\delta) \cdot \cos(\theta_j) \cdot \cos(\varpi)] \\ + [\cos(\delta) \cdot \sin(\theta_j) \cdot \sin(-\phi_j) \cdot \sin(\varpi)] \end{pmatrix} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 197} \quad \chi_{s,\text{hor}} = 90 - \beta \quad (-)$$

C.3.3 Ensoleillement diffus

On détermine l'ensoleillement diffus mensuel d'un plan non ombragé comme suit :

$$\text{Eq. 198} \quad I_{s,\text{dif},m,j,\text{unshad}} = I_{s,\text{dif},m,\text{hor}} \cdot c_m \cdot \left(\frac{1 + \cos\theta_j}{2} \right) \quad (\text{MJ/m}^2)$$

avec :

$I_{s,\text{dif},m,\text{hor}}$ l'ensoleillement mensuel diffus d'un plan horizontal non ombragé pour l'année de référence à Uccle en MJ/m², voir le Tableau [1] ;

c_m un facteur de correction pour le caractère anisotrope du rayonnement diffus, voir le Tableau [22] ci-dessous ;

θ_j la pente du plan j, en °, c'est-à-dire l'angle entre la verticale et la normale au plan j.

Tableau [22] : Facteur de correction c_m pour le caractère anisotrope du rayonnement diffus

		Orientation (°)								
		0 (S)	±22,5	±45	±67,5	±90 (E/O)	±112,5	±135	±157,5	±180 (N)
Pente (°)	0 (H)	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	22,5	1,03	1,03	1,02	1,01	1,00	0,99	0,98	0,97	0,96
	45	1,05	1,04	1,03	1,01	0,99	0,96	0,94	0,92	0,92
	67,5	1,06	1,05	1,03	0,99	0,94	0,90	0,86	0,84	0,83
	90 (V)	1,06	1,04	1,00	0,94	0,87	0,81	0,76	0,73	0,71
	112,5	0,98	0,97	0,92	0,85	0,76	0,68	0,63	0,60	0,60
	135	0,80	0,78	0,74	0,67	0,59	0,53	0,49	0,47	0,47
	157,5	0,58	0,56	0,51	0,48	0,46	0,43	0,41	0,40	0,34
	180	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Pour les pentes et les orientations intermédiaires, on commence par interpoler dans le tableau selon l'orientation à pente constante. Ensuite, on interpole dans un second temps selon la pente à orientation constante.

C.3.4 Ensoleillement réfléchi

On détermine l'ensoleillement réfléchi mensuel d'un plan non ombragé comme suit :

Eq. 199 $I_{s,refl,m,j,unshad} = 0,2 \cdot I_{s,tot,m,hor} \left(\frac{1 - \cos \theta_j}{2} \right)$ (MJ/m²)

avec :

$I_{s,tot,m,hor}$ l'ensoleillement mensuel total d'un plan horizontal non ombragé pour l'année de référence à Uccle en MJ/m², voir le Tableau [1].

C.4 Ensoleillement mensuel d'un plan ombragé

C.4.1 Pour un angle d'obstruction $\alpha_h \leq 60^\circ$

C.4.1.1 Ensoleillement total

On suppose l'ensoleillement mensuel d'un plan ombragé j quelconque égal à la somme des ensoleillements mensuels direct, diffus et réfléchi :

Eq. 200 $I_{s,m,j,shad} = I_{s,dir,m,j,shad} + I_{s,dif,m,j,shad} + I_{s,refl,m,j,shad}$ (MJ/m²)

avec :

$I_{s,dir,m,j,shad}$ l'ensoleillement direct pour le mois considéré sur le plan j, en MJ/m² ;
 $I_{s,dif,m,j,shad}$ l'ensoleillement diffus pour le mois considéré sur le plan j, en MJ/m² ;
 $I_{s,refl,m,j,shad}$ l'ensoleillement réfléchi pour le mois considéré sur le plan j, en MJ/m².

Les différents termes sont calculés aux paragraphes suivants.

C.4.1.2 Ensoleillement direct

On détermine l'ensoleillement mensuel direct du plan ombragé ($I_{s,dir,m,j,shad}$) de la même manière que pour un plan non ombragé. On applique les règles suivantes pour le calcul de l'ensoleillement direct journalier du plan considéré pour le jour caractéristique du mois considéré pour chaque angle horaire où le soleil se trouve au-dessus de l'horizon :

- Pour les angles horaires compris entre ω_1 et ω_2 , pour lesquels l'élévation du soleil β est inférieure à l'angle d'obstacle α_h , on suppose l'ensoleillement direct égal à zéro ;
- Pour les autres angles horaires, on pratique une transformation des coordonnées sphériques pour l'angle azimutal du soleil γ_s et la hauteur du soleil β en un système d'axes pour lequel les obstacles sont définis. On obtient comme résultat les angles transformés γ_s' et β' ;
- Si le point (γ_s' , β') tombe en-dehors du plan du ciel, l'ensoleillement direct est supposé égal à zéro. Sinon, l'ensoleillement direct est supposé égal à la valeur non ombragée.

L'angle azimutal du soleil γ_s est donné par :

$$\text{Eq. 201} \quad \gamma_s = -\text{sign}(\omega) \cdot \arccos \left(\frac{\cos(\chi_{s,hor}) \cdot \sin(\varphi) - \sin(\delta)}{\sin(\chi_{s,hor}) \cdot \cos(\varphi)} \right) \quad (-)$$

C.4.1.3 Ensoleillement diffus

On détermine l'ensoleillement diffus mensuel d'un plan ombragé comme suit :

$$\text{Eq. 202} \quad I_{s,dif,m,j,shad} = I_{s,dif,m,hor} \cdot \left(\frac{1 + \cos(\theta_j)}{2} \right) \cdot c_m \cdot c_n \quad (\text{MJ/m}^2)$$

$$\text{Eq. 203} \quad c_n = \frac{\left(\left(\frac{180 - \theta_j}{90} \right) \cdot (1 - \sin(\alpha_h)) - (1 - \cos(\alpha_v)) \right) \cdot (180 - \alpha_{sL} - \alpha_{sR})}{2 \cdot (180 - \theta_j)} \quad (-)$$

avec :

$I_{s,dif,m,hor}$ l'ensoleillement mensuel diffus d'un plan horizontal non ombragé à Uccle, en MJ/m², voir le Tableau [1].

Si la formule pour la détermination de c_n conduit à une valeur négative, alors $c_n = 0$.

C.4.1.4 Ensoleillement réfléchi

On calcule l'ensoleillement réfléchi mensuel d'un plan quelconque comme suit :

$$\text{Eq. 204 } I_{s, \text{refl}, m, j, \text{shad}} = 0,2 \cdot I_{s, \text{tot}, m, \text{hor}} \left(\frac{1 - \cos \theta_j}{2} \right) \quad (\text{MJ/m}^2)$$

avec :

$I_{s, \text{tot}, m, \text{hor}}$ l'ensoleillement mensuel total d'un plan horizontal non ombragé à Uccle, en MJ/m², voir le Tableau [1].

C.4.2 Pour un angle d'obstruction $\alpha_h > 60^\circ$

Pour un angle d'obstruction $\alpha_h > 60^\circ$, une distinction est faite entre obstacles liés au bâtiment et obstacles environnants.

L'ensoleillement mensuel d'un plan ombragé j se calcule alors suivant la relation suivante :

$$\text{Eq. 205 } I_{s, m, j, \text{shad}} = F_{s, m, j, \text{env obst}} \cdot I_{s, m, j, \text{shad, obst from build}} \quad (\text{MJ/m}^2)$$

avec :

$F_{s, m, j, \text{env obst}}$ le facteur d'ombrage dû aux obstacles environnants, (-) ;

$I_{s, m, j, \text{shad, obst from build}}$ l'ensoleillement pour le mois considéré sur le plan j, compte tenu de l'ombrage dû aux obstacles liés au bâtiment, en MJ/m².

C.4.2.1 Ensoleillement $I_{s, m, j, \text{shad, obst from build}}$

L'ensoleillement pour le mois considéré sur le plan j, compte tenu de l'ombrage dû aux obstacles liés au bâtiment, $I_{s, m, j, \text{shad, obst from build}}$, se calcule comme ci-dessous.

On suppose que l'ensoleillement $I_{s, m, j, \text{shad, obst from build}}$ est égal à la somme des ensoleillements mensuels direct, diffus et réfléchi mais en ne prenant en compte que les obstacles liés au bâtiment (angle d'obstruction $\alpha_h = 0^\circ$) :

$$\text{Eq. 206 } I_{s, m, j, \text{shad, obst from build}} = I_{s, \text{dir}, m, j, \text{shad}} + I_{s, \text{dif}, m, j, \text{shad}} + I_{s, \text{refl}, m, j, \text{shad}} \quad (\text{MJ/m}^2)$$

avec :

$I_{s, \text{dir}, m, j, \text{shad}}$ l'ensoleillement direct pour le mois considéré sur le plan j, en MJ/m² ;

$I_{s, \text{dif}, m, j, \text{shad}}$ l'ensoleillement diffus pour le mois considéré sur le plan j, en MJ/m² ;

$I_{s, \text{refl}, m, j, \text{shad}}$ l'ensoleillement réfléchi pour le mois considéré sur le plan j, en MJ/m².

C.4.2.2 Facteur d'ombrage

Le facteur d'ombrage $F_{s,m,j,env\ obst}$ est calculé par interpolation linéaire par la relation suivante :

$$\text{Eq. 207 } F_{s,m,j,env\ obst} = F_{s,m,j,env\ obst,60^\circ} \cdot \frac{(90 - \alpha_h)}{30} \quad (-)$$

où :

$F_{s,m,j,env\ obst,60^\circ}$ le facteur d'ombrage dû aux obstacles environnants d'angle d'obstruction de 60° .

Les valeurs de $F_{s,m,j,env\ obst,60^\circ}$ sont reprises dans les tableaux C0, en fonction de l'orientation et de l'inclinaison de la surface vitrée.

C.4.2.3 Facteur d'ombrage dû aux obstacles environnants d'angle d'obstruction de 60°

Ce paragraphe contient les tableaux C0 reprenant les valeurs mensuelles des facteurs d'ombrage $F_{s,m,j,env\ obst,60^\circ}$ pour une série d'orientations et d'inclinaisons de surface vitrées.

Les valeurs sont données pour l'angle d'obstruction de 60° , angle à partir duquel le mode de prise en compte détaillé de l'ombrage est modifié.

Pour les orientations et les inclinaisons non reprises dans les tableaux, il faut faire une interpolation linéaire, en premier lieu suivant l'orientation, ensuite suivant l'inclinaison.

Pour les inclinaisons supérieures à 90° , les valeurs pour un angle d'inclinaison de 90° sont d'application.

Tableaux C0 : Facteurs d'ombrage - Angle d'obstruction de 60°

Tableau C0 / Orientation $\phi = 0^\circ$ (SUD)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,08	0,05	0,04	0,04	0,04
Février	0,06	0,04	0,04	0,04	0,04
Mars	0,06	0,05	0,04	0,04	0,05
Avril	0,06	0,05	0,05	0,05	0,07
Mai	0,08	0,08	0,08	0,08	0,10
Juin	0,21	0,21	0,22	0,22	0,20
Juillet	0,11	0,11	0,12	0,12	0,12
Août	0,06	0,05	0,05	0,06	0,07
Septembre	0,06	0,05	0,05	0,05	0,06
Octobre	0,05	0,04	0,03	0,03	0,03
Novembre	0,08	0,05	0,04	0,04	0,04
Décembre	0,09	0,06	0,05	0,05	0,05

Tableau C0 / Orientation $\phi = 90^\circ$ (OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,08	0,07	0,07	0,07	0,07
Février	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
Mars	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07
Avril	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07
Mai	0,08	0,08	0,08	0,07	0,07
Juin	0,21	0,14	0,12	0,11	0,08
Juillet	0,11	0,10	0,10	0,09	0,09
Août	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07
Septembre	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
Octobre	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04
Novembre	0,08	0,07	0,06	0,06	0,06
Décembre	0,09	0,09	0,09	0,08	0,09

Tableau C0 / Orientation $\phi = 45^\circ$ (SUD-OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,08	0,05	0,05	0,04	0,05
Février	0,06	0,05	0,04	0,04	0,04
Mars	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05
Avril	0,06	0,05	0,05	0,05	0,06
Mai	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
Juin	0,21	0,21	0,20	0,18	0,14
Juillet	0,11	0,12	0,12	0,11	0,11
Août	0,06	0,05	0,05	0,06	0,07
Septembre	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05
Octobre	0,05	0,03	0,03	0,03	0,03
Novembre	0,08	0,05	0,04	0,04	0,04
Décembre	0,09	0,06	0,06	0,05	0,05

Tableau C0 / Orientation $\phi = 135^\circ$ (NORD-OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,08	0,12	0,12	0,12	0,12
Février	0,06	0,11	0,11	0,11	0,11
Mars	0,06	0,09	0,09	0,09	0,10
Avril	0,06	0,08	0,08	0,08	0,09
Mai	0,08	0,07	0,07	0,07	0,08
Juin	0,21	0,09	0,08	0,08	0,09
Juillet	0,11	0,09	0,09	0,09	0,10
Août	0,06	0,08	0,08	0,08	0,09
Septembre	0,06	0,09	0,09	0,09	0,09
Octobre	0,05	0,08	0,08	0,08	0,08
Novembre	0,08	0,11	0,11	0,11	0,11
Décembre	0,09	0,13	0,13	0,13	0,13

Tableau C0 / Orientation $\phi = 180^\circ$ (NORD)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,08	0,13	0,13	0,13	0,13
Février	0,06	0,12	0,12	0,12	0,12
Mars	0,06	0,12	0,12	0,12	0,12
Avril	0,06	0,11	0,11	0,12	0,12
Mai	0,08	0,10	0,10	0,10	0,11
Juin	0,21	0,11	0,11	0,11	0,12
Juillet	0,11	0,11	0,11	0,11	0,12
Août	0,06	0,11	0,11	0,11	0,11
Septembre	0,06	0,12	0,12	0,12	0,12
Octobre	0,05	0,12	0,12	0,12	0,12
Novembre	0,08	0,13	0,13	0,13	0,13
Décembre	0,09	0,13	0,13	0,13	0,13

Tableau C0 / Orientation $\phi = -135^\circ$ (NORD-EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,08	0,12	0,12	0,12	0,12
Février	0,06	0,11	0,11	0,11	0,12
Mars	0,06	0,10	0,10	0,10	0,11
Avril	0,06	0,09	0,09	0,10	0,10
Mai	0,08	0,08	0,08	0,08	0,09
Juin	0,21	0,09	0,09	0,09	0,11
Juillet	0,11	0,09	0,09	0,09	0,10
Août	0,06	0,09	0,09	0,09	0,10
Septembre	0,06	0,10	0,10	0,10	0,11
Octobre	0,05	0,11	0,11	0,11	0,11
Novembre	0,08	0,13	0,13	0,13	0,13
Décembre	0,09	0,13	0,13	0,13	0,13

Tableau C0 / Orientation $\phi = -90^\circ$ (EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09
Février	0,06	0,08	0,07	0,07	0,08
Mars	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08
Avril	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08
Mai	0,08	0,06	0,06	0,06	0,07
Juin	0,21	0,15	0,14	0,13	0,11
Juillet	0,11	0,10	0,09	0,09	0,09
Août	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08
Septembre	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08
Octobre	0,05	0,07	0,07	0,07	0,08
Novembre	0,08	0,10	0,09	0,09	0,10
Décembre	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10

Tableau C0 / Orientation $\phi = -45^\circ$ (SUD - EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,08	0,06	0,05	0,05	0,06
Février	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05
Mars	0,06	0,05	0,05	0,05	0,06
Avril	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07
Mai	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
Juin	0,21	0,22	0,21	0,20	0,17
Juillet	0,11	0,12	0,11	0,11	0,11
Août	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07
Septembre	0,06	0,06	0,05	0,06	0,07
Octobre	0,05	0,05	0,04	0,04	0,05
Novembre	0,08	0,06	0,06	0,06	0,06
Décembre	0,09	0,07	0,06	0,06	0,06

C.5 Facteur d'utilisation $a_{c,m,j}$: tableaux

Les tableaux C1 à C3 reprennent les valeurs mensuelles des facteurs d'utilisation $a_{c,m,j}$ des protections solaires pour une série d'orientations et d'inclinaisons de surfaces ensoleillées.

Pour les orientations et les inclinaisons non reprises dans les tableaux C1 à C3, il faut faire une interpolation linéaire, en premier lieu suivant l'orientation, ensuite suivant l'inclinaison.

Pour les inclinaisons supérieures à 90°, les valeurs pour un angle d'inclinaison de 90° sont d'application.

Tableaux C1 : Facteurs d'utilisation - Commande manuelle (résidentiel et non résidentiel) - Commande automatique (non résidentiel, pour calculs de chauffage)

Tableau C1 / Orientation $\phi = 0^\circ$ (SUD)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,31	0,46	0,51	0,53
Février	0,10	0,53	0,58	0,62	0,59
Mars	0,46	0,64	0,67	0,68	0,62
Avril	0,57	0,67	0,67	0,65	0,53
Mai	0,67	0,68	0,69	0,68	0,45
Juin	0,70	0,70	0,71	0,67	0,42
Juillet	0,66	0,68	0,66	0,63	0,33
Août	0,63	0,70	0,70	0,67	0,46
Septembre	0,49	0,65	0,66	0,67	0,56
Octobre	0,33	0,65	0,71	0,73	0,72
Novembre	0,00	0,34	0,45	0,51	0,49
Décembre	0,00	0,21	0,36	0,44	0,42

Tableau C1 / Orientation $\phi = 30^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,31	0,43	0,48	0,51
Février	0,10	0,49	0,59	0,62	0,61
Mars	0,46	0,66	0,67	0,69	0,63
Avril	0,57	0,67	0,68	0,66	0,57
Mai	0,67	0,71	0,69	0,66	0,51
Juin	0,70	0,72	0,70	0,66	0,47
Juillet	0,66	0,68	0,66	0,60	0,34
Août	0,63	0,70	0,70	0,65	0,52
Septembre	0,49	0,66	0,69	0,68	0,61
Octobre	0,33	0,68	0,73	0,75	0,76
Novembre	0,00	0,36	0,47	0,51	0,54
Décembre	0,00	0,20	0,27	0,34	0,35

Orientation $\phi = 45^\circ$ (SUD-OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,29	0,39	0,47	0,45
Février	0,10	0,45	0,56	0,59	0,60
Mars	0,46	0,63	0,67	0,67	0,61
Avril	0,57	0,67	0,66	0,68	0,60
Mai	0,67	0,70	0,70	0,67	0,53
Juin	0,70	0,71	0,71	0,68	0,51
Juillet	0,66	0,68	0,67	0,63	0,37
Août	0,63	0,70	0,69	0,66	0,54
Septembre	0,49	0,65	0,68	0,69	0,63
Octobre	0,33	0,68	0,73	0,76	0,75
Novembre	0,00	0,33	0,47	0,52	0,52
Décembre	0,00	0,18	0,24	0,27	0,29

Orientation $\phi = 60^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,20	0,33	0,40	0,42
Février	0,10	0,43	0,53	0,56	0,57
Mars	0,46	0,63	0,61	0,62	0,57
Avril	0,57	0,64	0,68	0,65	0,59
Mai	0,67	0,71	0,68	0,66	0,57
Juin	0,70	0,72	0,70	0,66	0,55
Juillet	0,66	0,69	0,66	0,60	0,40
Août	0,63	0,68	0,68	0,64	0,54
Septembre	0,49	0,65	0,67	0,66	0,62
Octobre	0,33	0,66	0,70	0,73	0,71
Novembre	0,00	0,32	0,43	0,50	0,49
Décembre	0,00	0,15	0,18	0,22	0,22

Tableau C1 / Orientation $\phi = 90^\circ$ (OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,04	0,08	0,18	0,12
Février	0,10	0,28	0,35	0,38	0,32
Mars	0,46	0,50	0,51	0,49	0,44
Avril	0,57	0,61	0,61	0,59	0,51
Mai	0,67	0,66	0,64	0,62	0,54
Juin	0,70	0,67	0,68	0,66	0,56
Juillet	0,66	0,64	0,60	0,50	0,38
Août	0,63	0,63	0,62	0,57	0,50
Septembre	0,49	0,57	0,59	0,59	0,52
Octobre	0,33	0,55	0,59	0,61	0,64
Novembre	0,00	0,19	0,26	0,30	0,37
Décembre	0,00	0,00	0,03	0,06	0,03

Tableau C1 / Orientation $\phi = 120^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,46	0,34	0,31	0,30	0,17
Avril	0,57	0,52	0,50	0,45	0,33
Mai	0,67	0,62	0,59	0,52	0,41
Juin	0,70	0,65	0,64	0,58	0,47
Juillet	0,66	0,59	0,47	0,40	0,29
Août	0,63	0,55	0,50	0,47	0,37
Septembre	0,49	0,40	0,40	0,36	0,28
Octobre	0,33	0,26	0,32	0,35	0,32
Novembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,03
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Orientation $\phi = 135^\circ$ (NORD-OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,46	0,13	0,06	0,07	0,04
Avril	0,57	0,47	0,38	0,30	0,20
Mai	0,67	0,58	0,51	0,46	0,34
Juin	0,70	0,62	0,57	0,52	0,40
Juillet	0,66	0,54	0,39	0,33	0,23
Août	0,63	0,49	0,41	0,36	0,25
Septembre	0,49	0,30	0,19	0,17	0,11
Octobre	0,33	0,05	0,06	0,07	0,10
Novembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C1 / Orientation $\phi = 180^\circ$ (NORD)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,46	0,00	0,00	0,00	0,00
Avril	0,57	0,15	0,00	0,00	0,00
Mai	0,67	0,49	0,00	0,00	0,00
Juin	0,70	0,55	0,11	0,00	0,00
Juillet	0,66	0,44	0,06	0,01	0,00
Août	0,63	0,21	0,00	0,00	0,00
Septembre	0,49	0,00	0,00	0,00	0,00
Octobre	0,33	0,00	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Orientation $\phi = -135^\circ$ (NORD-EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,46	0,08	0,00	0,00	0,00
Avril	0,57	0,37	0,23	0,14	0,03
Mai	0,67	0,57	0,47	0,38	0,25
Juin	0,70	0,61	0,52	0,43	0,28
Juillet	0,66	0,52	0,43	0,35	0,20
Août	0,63	0,42	0,32	0,26	0,13
Septembre	0,49	0,20	0,07	0,04	0,00
Octobre	0,33	0,00	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C1 / Orientation $\phi = -90^\circ$ (EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,02	0,05	0,08	0,09
Février	0,10	0,26	0,31	0,33	0,29
Mars	0,46	0,44	0,43	0,40	0,33
Avril	0,57	0,55	0,51	0,49	0,37
Mai	0,67	0,66	0,63	0,59	0,46
Juin	0,70	0,67	0,65	0,61	0,49
Juillet	0,66	0,62	0,58	0,53	0,42
Août	0,63	0,58	0,56	0,50	0,39
Septembre	0,49	0,49	0,46	0,43	0,33
Octobre	0,33	0,28	0,28	0,30	0,18
Novembre	0,00	0,02	0,04	0,04	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Orientation $\phi = 150^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,46	0,01	0,00	0,00	0,00
Avril	0,57	0,36	0,18	0,13	0,06
Mai	0,67	0,54	0,43	0,33	0,25
Juin	0,70	0,60	0,48	0,40	0,30
Juillet	0,66	0,50	0,31	0,23	0,15
Août	0,63	0,41	0,29	0,20	0,08
Septembre	0,49	0,09	0,05	0,04	0,01
Octobre	0,33	0,00	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C1 / Orientation $\phi = -150^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,46	0,00	0,00	0,00	0,00
Avril	0,57	0,28	0,07	0,01	0,00
Mai	0,67	0,51	0,36	0,26	0,08
Juin	0,70	0,57	0,46	0,30	0,10
Juillet	0,66	0,46	0,33	0,25	0,09
Août	0,63	0,34	0,15	0,10	0,03
Septembre	0,49	0,06	0,00	0,00	0,00
Octobre	0,33	0,00	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Orientation $\phi = -120^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,46	0,23	0,18	0,15	0,04
Avril	0,57	0,44	0,38	0,31	0,16
Mai	0,67	0,60	0,53	0,47	0,36
Juin	0,70	0,64	0,56	0,54	0,40
Juillet	0,66	0,57	0,48	0,44	0,32
Août	0,63	0,49	0,39	0,35	0,26
Septembre	0,49	0,29	0,24	0,18	0,09
Octobre	0,33	0,02	0,01	0,00	0,00
Novembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C1 / Orientation $\phi = -60^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,15	0,22	0,24	0,28
Février	0,10	0,39	0,45	0,46	0,48
Mars	0,46	0,56	0,57	0,58	0,48
Avril	0,57	0,62	0,59	0,58	0,47
Mai	0,67	0,69	0,68	0,64	0,50
Juin	0,70	0,70	0,69	0,66	0,53
Juillet	0,66	0,66	0,64	0,59	0,45
Août	0,63	0,63	0,63	0,60	0,43
Septembre	0,49	0,59	0,59	0,60	0,46
Octobre	0,33	0,48	0,53	0,54	0,46
Novembre	0,00	0,14	0,18	0,21	0,16
Décembre	0,00	0,02	0,09	0,17	0,17

Orientation $\phi = -45^\circ$ (SUD-EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,18	0,26	0,32	0,33
Février	0,10	0,41	0,46	0,48	0,51
Mars	0,46	0,59	0,62	0,60	0,53
Avril	0,57	0,63	0,64	0,60	0,49
Mai	0,67	0,69	0,68	0,65	0,49
Juin	0,70	0,70	0,68	0,67	0,50
Juillet	0,66	0,66	0,64	0,60	0,42
Août	0,63	0,66	0,65	0,61	0,44
Septembre	0,49	0,61	0,64	0,61	0,50
Octobre	0,33	0,55	0,58	0,60	0,54
Novembre	0,00	0,20	0,26	0,30	0,27
Décembre	0,00	0,05	0,28	0,31	0,28

Orientation $\phi = -30^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,21	0,36	0,40	0,39
Février	0,10	0,46	0,53	0,56	0,51
Mars	0,46	0,62	0,63	0,64	0,59
Avril	0,57	0,66	0,65	0,64	0,50
Mai	0,67	0,69	0,70	0,67	0,47
Juin	0,70	0,70	0,69	0,66	0,46
Juillet	0,66	0,67	0,66	0,60	0,40
Août	0,63	0,67	0,66	0,63	0,46
Septembre	0,49	0,63	0,64	0,66	0,55
Octobre	0,33	0,58	0,64	0,65	0,62
Novembre	0,00	0,26	0,33	0,36	0,34
Décembre	0,00	0,12	0,32	0,35	0,38

Tableaux C2 : Facteurs d'utilisation - Commande automatique (résidentiel)

Tableau C2 / Orientation $\phi = 0^\circ$ (SUD)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,56	0,62	0,65	0,68
Février	0,34	0,70	0,72	0,73	0,74
Mars	0,64	0,77	0,78	0,78	0,75
Avril	0,74	0,79	0,78	0,76	0,65
Mai	0,79	0,80	0,79	0,75	0,59
Juin	0,81	0,81	0,79	0,75	0,59
Juillet	0,82	0,81	0,79	0,76	0,55
Août	0,78	0,81	0,82	0,78	0,62
Septembre	0,68	0,78	0,79	0,78	0,72
Octobre	0,56	0,76	0,79	0,81	0,81
Novembre	0,10	0,50	0,60	0,62	0,64
Décembre	0,00	0,41	0,52	0,58	0,56

Tableau C2 / Orientation $\phi = 30^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,50	0,59	0,62	0,63
Février	0,34	0,65	0,69	0,72	0,71
Mars	0,64	0,76	0,77	0,78	0,74
Avril	0,74	0,79	0,78	0,77	0,68
Mai	0,79	0,81	0,79	0,78	0,63
Juin	0,81	0,81	0,79	0,77	0,62
Juillet	0,82	0,81	0,79	0,75	0,53
Août	0,78	0,81	0,81	0,78	0,64
Septembre	0,68	0,77	0,77	0,79	0,73
Octobre	0,56	0,77	0,81	0,82	0,82
Novembre	0,10	0,51	0,58	0,63	0,64
Décembre	0,00	0,36	0,50	0,58	0,58

Tableau C2 / Orientation $\phi = 45^\circ$ (SUD-OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,46	0,54	0,57	0,60
Février	0,34	0,60	0,67	0,69	0,68
Mars	0,64	0,74	0,76	0,76	0,70
Avril	0,74	0,78	0,77	0,75	0,67
Mai	0,79	0,80	0,80	0,75	0,65
Juin	0,81	0,80	0,80	0,74	0,61
Juillet	0,82	0,81	0,79	0,73	0,51
Août	0,78	0,81	0,79	0,77	0,65
Septembre	0,68	0,77	0,77	0,77	0,72
Octobre	0,56	0,74	0,78	0,81	0,82
Novembre	0,10	0,50	0,57	0,61	0,62
Décembre	0,00	0,23	0,41	0,52	0,42

Tableau C2 / Orientation $\phi = 60^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,37	0,48	0,54	0,54
Février	0,34	0,55	0,61	0,64	0,64
Mars	0,64	0,73	0,75	0,71	0,67
Avril	0,74	0,76	0,75	0,72	0,66
Mai	0,79	0,79	0,77	0,75	0,64
Juin	0,81	0,81	0,79	0,77	0,68
Juillet	0,82	0,79	0,77	0,72	0,52
Août	0,78	0,80	0,78	0,76	0,62
Septembre	0,68	0,75	0,76	0,74	0,69
Octobre	0,56	0,75	0,79	0,79	0,80
Novembre	0,10	0,48	0,55	0,59	0,62
Décembre	0,00	0,21	0,28	0,34	0,33

Tableau C2 / Orientation $\phi = 90^\circ$ (OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,14	0,25	0,30	0,27
Février	0,34	0,41	0,46	0,50	0,49
Mars	0,64	0,63	0,63	0,62	0,55
Avril	0,74	0,71	0,69	0,65	0,60
Mai	0,79	0,78	0,75	0,71	0,62
Juin	0,81	0,80	0,77	0,75	0,64
Juillet	0,82	0,78	0,73	0,67	0,50
Août	0,78	0,76	0,74	0,69	0,59
Septembre	0,68	0,70	0,69	0,68	0,62
Octobre	0,56	0,68	0,71	0,72	0,70
Novembre	0,10	0,30	0,38	0,44	0,43
Décembre	0,00	0,02	0,09	0,10	0,09

Tableau C2 / Orientation $\phi = 120^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,34	0,09	0,03	0,04	0,00
Mars	0,64	0,45	0,39	0,38	0,30
Avril	0,74	0,65	0,59	0,55	0,41
Mai	0,79	0,73	0,67	0,64	0,51
Juin	0,81	0,78	0,71	0,68	0,55
Juillet	0,82	0,75	0,67	0,56	0,38
Août	0,78	0,71	0,64	0,55	0,45
Septembre	0,68	0,60	0,55	0,51	0,40
Octobre	0,56	0,45	0,47	0,51	0,46
Novembre	0,10	0,00	0,06	0,15	0,16
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C2 / Orientation $\phi = 135^\circ$ (NORD-OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,34	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,64	0,36	0,25	0,17	0,07
Avril	0,74	0,60	0,52	0,44	0,31
Mai	0,79	0,72	0,63	0,56	0,41
Juin	0,81	0,76	0,69	0,60	0,47
Juillet	0,82	0,73	0,62	0,45	0,31
Août	0,78	0,69	0,55	0,44	0,34
Septembre	0,68	0,51	0,39	0,28	0,22
Octobre	0,56	0,16	0,17	0,16	0,14
Novembre	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C2 / Orientation $\phi = 150^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,34	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,64	0,13	0,03	0,02	0,01
Avril	0,74	0,55	0,38	0,24	0,12
Mai	0,79	0,69	0,57	0,43	0,29
Juin	0,81	0,74	0,65	0,53	0,34
Juillet	0,82	0,73	0,54	0,34	0,21
Août	0,78	0,65	0,43	0,30	0,18
Septembre	0,68	0,38	0,08	0,07	0,06
Octobre	0,56	0,03	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C2 / Orientation $\phi = 180^\circ$ (NORD)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,34	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,64	0,00	0,00	0,00	0,00
Avril	0,74	0,42	0,00	0,00	0,00
Mai	0,79	0,72	0,36	0,04	0,00
Juin	0,81	0,74	0,62	0,07	0,00
Juillet	0,82	0,73	0,46	0,03	0,01
Août	0,78	0,58	0,02	0,00	0,00
Septembre	0,68	0,10	0,00	0,00	0,00
Octobre	0,56	0,00	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C2 / Orientation $\phi = -135^\circ$ (NORD-EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,34	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,64	0,32	0,17	0,05	0,00
Avril	0,74	0,59	0,46	0,35	0,16
Mai	0,79	0,72	0,63	0,51	0,34
Juin	0,81	0,75	0,68	0,60	0,40
Juillet	0,82	0,75	0,65	0,53	0,31
Août	0,78	0,67	0,55	0,39	0,25
Septembre	0,68	0,43	0,24	0,13	0,04
Octobre	0,56	0,00	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C2 / Orientation $\phi = -90^\circ$ (EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,16	0,18	0,19	0,13
Février	0,34	0,39	0,40	0,42	0,38
Mars	0,64	0,59	0,58	0,54	0,46
Avril	0,74	0,71	0,67	0,58	0,47
Mai	0,79	0,76	0,75	0,68	0,56
Juin	0,81	0,78	0,74	0,71	0,60
Juillet	0,82	0,79	0,75	0,68	0,50
Août	0,78	0,75	0,73	0,66	0,47
Septembre	0,68	0,65	0,62	0,57	0,45
Octobre	0,56	0,48	0,45	0,42	0,35
Novembre	0,10	0,09	0,12	0,11	0,04
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C2 / Orientation $\phi = -45^\circ$ (SUD-EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,37	0,46	0,48	0,46
Février	0,34	0,61	0,63	0,62	0,60
Mars	0,64	0,71	0,73	0,70	0,66
Avril	0,74	0,75	0,75	0,71	0,61
Mai	0,79	0,80	0,78	0,75	0,64
Juin	0,81	0,81	0,78	0,74	0,63
Juillet	0,82	0,81	0,79	0,75	0,57
Août	0,78	0,79	0,77	0,73	0,58
Septembre	0,68	0,76	0,75	0,71	0,66
Octobre	0,56	0,67	0,70	0,71	0,67
Novembre	0,10	0,35	0,42	0,47	0,48
Décembre	0,00	0,33	0,40	0,44	0,46

Tableau C2 / Orientation $\phi = -150^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,34	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,64	0,13	0,00	0,00	0,00
Avril	0,74	0,53	0,31	0,09	0,00
Mai	0,79	0,72	0,58	0,42	0,22
Juin	0,81	0,76	0,64	0,51	0,27
Juillet	0,82	0,74	0,60	0,44	0,19
Août	0,78	0,63	0,40	0,25	0,08
Septembre	0,68	0,29	0,06	0,00	0,00
Octobre	0,56	0,00	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C2 / Orientation $\phi = -120^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,34	0,13	0,08	0,06	0,04
Mars	0,64	0,47	0,35	0,30	0,16
Avril	0,74	0,63	0,53	0,45	0,29
Mai	0,79	0,74	0,66	0,59	0,43
Juin	0,81	0,76	0,70	0,64	0,50
Juillet	0,82	0,76	0,70	0,61	0,40
Août	0,78	0,71	0,61	0,51	0,33
Septembre	0,68	0,56	0,43	0,36	0,20
Octobre	0,56	0,11	0,07	0,04	0,00
Novembre	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C2 / Orientation $\phi = -60^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,28	0,38	0,40	0,43
Février	0,34	0,52	0,56	0,55	0,55
Mars	0,64	0,69	0,67	0,67	0,63
Avril	0,74	0,73	0,72	0,71	0,57
Mai	0,79	0,78	0,78	0,75	0,61
Juin	0,81	0,81	0,78	0,73	0,61
Juillet	0,82	0,81	0,78	0,73	0,55
Août	0,78	0,78	0,76	0,74	0,53
Septembre	0,68	0,73	0,71	0,69	0,61
Octobre	0,56	0,64	0,65	0,65	0,57
Novembre	0,10	0,26	0,35	0,39	0,38
Décembre	0,00	0,22	0,31	0,35	0,32

Tableau C2 / Orientation $\phi = -30^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,45	0,56	0,59	0,54
Février	0,34	0,66	0,70	0,71	0,69
Mars	0,64	0,75	0,76	0,75	0,69
Avril	0,74	0,79	0,75	0,75	0,64
Mai	0,79	0,79	0,77	0,74	0,62
Juin	0,81	0,79	0,79	0,74	0,58
Juillet	0,82	0,81	0,80	0,75	0,55
Août	0,78	0,81	0,78	0,75	0,61
Septembre	0,68	0,76	0,76	0,76	0,69
Octobre	0,56	0,73	0,77	0,78	0,72
Novembre	0,10	0,45	0,53	0,56	0,54
Décembre	0,00	0,38	0,47	0,51	0,51

Tableaux C3 : Facteurs d'utilisation - Commande automatique (non résidentiel)

Tableau C3 / Orientation $\phi = 0^\circ$ (SUD)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,59	0,64	0,68	0,69
Février	0,39	0,71	0,74	0,75	0,75
Mars	0,70	0,79	0,81	0,82	0,76
Avril	0,77	0,81	0,82	0,79	0,68
Mai	0,81	0,82	0,82	0,78	0,65
Juin	0,84	0,85	0,82	0,78	0,61
Juillet	0,84	0,84	0,82	0,79	0,63
Août	0,84	0,85	0,84	0,82	0,68
Septembre	0,75	0,82	0,82	0,81	0,74
Octobre	0,62	0,77	0,81	0,83	0,83
Novembre	0,14	0,56	0,66	0,69	0,69
Décembre	0,00	0,46	0,57	0,62	0,65

Tableau C3 / Orientation $\phi = 30^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,56	0,63	0,68	0,70
Février	0,39	0,69	0,74	0,75	0,73
Mars	0,70	0,78	0,80	0,80	0,77
Avril	0,77	0,81	0,80	0,80	0,72
Mai	0,81	0,82	0,82	0,80	0,66
Juin	0,84	0,84	0,81	0,80	0,65
Juillet	0,84	0,84	0,82	0,80	0,62
Août	0,84	0,86	0,83	0,82	0,70
Septembre	0,75	0,82	0,83	0,82	0,76
Octobre	0,62	0,79	0,83	0,84	0,83
Novembre	0,14	0,57	0,64	0,67	0,67
Décembre	0,00	0,42	0,56	0,59	0,62

Tableau C3 / Orientation $\phi = 45^\circ$ (SUD-OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,51	0,58	0,64	0,63
Février	0,39	0,65	0,70	0,72	0,72
Mars	0,70	0,77	0,78	0,79	0,74
Avril	0,77	0,80	0,81	0,78	0,70
Mai	0,81	0,82	0,81	0,78	0,68
Juin	0,84	0,84	0,82	0,78	0,68
Juillet	0,84	0,83	0,81	0,77	0,62
Août	0,84	0,84	0,83	0,80	0,68
Septembre	0,75	0,81	0,81	0,79	0,75
Octobre	0,62	0,78	0,81	0,82	0,84
Novembre	0,14	0,55	0,60	0,63	0,65
Décembre	0,00	0,35	0,50	0,55	0,55

Tableau C3 / Orientation $\phi = 60^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,45	0,53	0,60	0,60
Février	0,39	0,61	0,65	0,67	0,67
Mars	0,70	0,75	0,77	0,76	0,69
Avril	0,77	0,80	0,78	0,78	0,67
Mai	0,81	0,80	0,81	0,78	0,66
Juin	0,84	0,82	0,83	0,79	0,68
Juillet	0,84	0,82	0,80	0,76	0,58
Août	0,84	0,84	0,81	0,79	0,66
Septembre	0,75	0,80	0,78	0,78	0,73
Octobre	0,62	0,76	0,80	0,81	0,83
Novembre	0,14	0,53	0,58	0,61	0,64
Décembre	0,00	0,23	0,31	0,38	0,40

Tableau C3 / Orientation $\phi = 90^\circ$ (OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,29	0,30	0,34	0,37
Février	0,39	0,48	0,52	0,53	0,54
Mars	0,70	0,70	0,66	0,64	0,60
Avril	0,77	0,76	0,74	0,69	0,62
Mai	0,81	0,79	0,78	0,75	0,63
Juin	0,84	0,82	0,79	0,76	0,65
Juillet	0,84	0,81	0,78	0,72	0,53
Août	0,84	0,80	0,77	0,74	0,60
Septembre	0,75	0,75	0,73	0,70	0,64
Octobre	0,62	0,70	0,72	0,74	0,71
Novembre	0,14	0,38	0,44	0,49	0,50
Décembre	0,00	0,08	0,17	0,22	0,18

Tableau C3 / Orientation $\phi = 120^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,39	0,23	0,16	0,10	0,03
Mars	0,70	0,54	0,46	0,41	0,35
Avril	0,77	0,70	0,64	0,57	0,46
Mai	0,81	0,77	0,72	0,65	0,53
Juin	0,84	0,80	0,74	0,69	0,58
Juillet	0,84	0,79	0,74	0,60	0,41
Août	0,84	0,76	0,70	0,62	0,49
Septembre	0,75	0,66	0,60	0,54	0,43
Octobre	0,62	0,54	0,53	0,53	0,49
Novembre	0,14	0,06	0,12	0,16	0,20
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C3 / Orientation $\phi = 135^\circ$ (NORD-OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,39	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,70	0,39	0,29	0,25	0,15
Avril	0,77	0,65	0,56	0,49	0,32
Mai	0,81	0,75	0,69	0,59	0,44
Juin	0,84	0,78	0,72	0,65	0,48
Juillet	0,84	0,78	0,69	0,54	0,32
Août	0,84	0,72	0,64	0,52	0,38
Septembre	0,75	0,60	0,47	0,41	0,27
Octobre	0,62	0,28	0,23	0,21	0,22
Novembre	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C3 / Orientation $\phi = 150^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,39	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,70	0,22	0,06	0,02	0,01
Avril	0,77	0,61	0,46	0,29	0,15
Mai	0,81	0,73	0,62	0,50	0,31
Juin	0,84	0,78	0,68	0,57	0,37
Juillet	0,84	0,76	0,66	0,42	0,23
Août	0,84	0,70	0,53	0,36	0,22
Septembre	0,75	0,48	0,23	0,12	0,06
Octobre	0,62	0,08	0,00	0,00	0,01
Novembre	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C3 / Orientation $\phi = 180^\circ$ (NORD)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,39	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,70	0,03	0,00	0,00	0,00
Avril	0,77	0,55	0,03	0,00	0,00
Mai	0,81	0,74	0,58	0,07	0,01
Juin	0,84	0,78	0,72	0,12	0,02
Juillet	0,84	0,78	0,66	0,12	0,01
Août	0,84	0,68	0,10	0,00	0,00
Septembre	0,75	0,21	0,00	0,00	0,00
Octobre	0,62	0,00	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C3 / Orientation $\phi = -135^\circ$ (NORD-EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,39	0,02	0,00	0,00	0,00
Mars	0,70	0,41	0,25	0,13	0,02
Avril	0,77	0,65	0,54	0,39	0,19
Mai	0,81	0,76	0,69	0,58	0,35
Juin	0,84	0,79	0,74	0,62	0,42
Juillet	0,84	0,80	0,73	0,61	0,35
Août	0,84	0,74	0,64	0,46	0,26
Septembre	0,75	0,50	0,34	0,21	0,07
Octobre	0,62	0,08	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C3 / Orientation $\phi = -90^\circ$ (EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,20	0,26	0,26	0,21
Février	0,39	0,43	0,43	0,42	0,40
Mars	0,70	0,64	0,59	0,56	0,46
Avril	0,77	0,74	0,71	0,66	0,50
Mai	0,81	0,80	0,77	0,72	0,59
Juin	0,84	0,80	0,78	0,74	0,62
Juillet	0,84	0,83	0,79	0,74	0,57
Août	0,84	0,80	0,76	0,71	0,53
Septembre	0,75	0,72	0,65	0,61	0,48
Octobre	0,62	0,55	0,50	0,47	0,38
Novembre	0,14	0,17	0,16	0,14	0,10
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,02	0,00

Tableau C3 / Orientation $\phi = -45^\circ$ (SUD-EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,43	0,50	0,53	0,49
Février	0,39	0,66	0,67	0,66	0,63
Mars	0,70	0,76	0,76	0,73	0,68
Avril	0,77	0,80	0,78	0,76	0,62
Mai	0,81	0,83	0,79	0,77	0,65
Juin	0,84	0,84	0,80	0,77	0,64
Juillet	0,84	0,84	0,82	0,79	0,63
Août	0,84	0,84	0,82	0,78	0,64
Septembre	0,75	0,80	0,80	0,75	0,68
Octobre	0,62	0,72	0,71	0,73	0,68
Novembre	0,14	0,42	0,54	0,58	0,56
Décembre	0,00	0,39	0,43	0,52	0,47

Tableau C3 / Orientation $\phi = -150^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,39	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,70	0,18	0,00	0,00	0,00
Avril	0,77	0,60	0,40	0,16	0,03
Mai	0,81	0,75	0,64	0,45	0,22
Juin	0,84	0,78	0,70	0,57	0,32
Juillet	0,84	0,79	0,70	0,50	0,22
Août	0,84	0,72	0,54	0,31	0,14
Septembre	0,75	0,41	0,09	0,02	0,00
Octobre	0,62	0,00	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C3 / Orientation $\phi = -120^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,39	0,16	0,15	0,11	0,08
Mars	0,70	0,51	0,40	0,35	0,19
Avril	0,77	0,69	0,60	0,50	0,31
Mai	0,81	0,75	0,71	0,64	0,47
Juin	0,84	0,80	0,75	0,67	0,52
Juillet	0,84	0,81	0,75	0,66	0,45
Août	0,84	0,77	0,69	0,58	0,36
Septembre	0,75	0,62	0,53	0,38	0,25
Octobre	0,62	0,24	0,14	0,06	0,03
Novembre	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C3 / Orientation $\phi = -60^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,39	0,43	0,44	0,45
Février	0,39	0,60	0,59	0,60	0,56
Mars	0,70	0,73	0,71	0,69	0,64
Avril	0,77	0,79	0,76	0,74	0,59
Mai	0,81	0,81	0,80	0,77	0,65
Juin	0,84	0,83	0,79	0,76	0,63
Juillet	0,84	0,83	0,82	0,76	0,62
Août	0,84	0,84	0,81	0,77	0,61
Septembre	0,75	0,79	0,76	0,72	0,63
Octobre	0,62	0,68	0,68	0,67	0,61
Novembre	0,14	0,34	0,43	0,45	0,43
Décembre	0,00	0,31	0,37	0,41	0,42

Tableau C3 / Orientation $\phi = -30^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,54	0,61	0,63	0,62
Février	0,39	0,68	0,72	0,73	0,72
Mars	0,70	0,78	0,77	0,78	0,71
Avril	0,77	0,81	0,79	0,77	0,65
Mai	0,81	0,82	0,81	0,78	0,65
Juin	0,84	0,84	0,81	0,78	0,63
Juillet	0,84	0,83	0,82	0,79	0,62
Août	0,84	0,85	0,84	0,79	0,65
Septembre	0,75	0,82	0,81	0,79	0,71
Octobre	0,62	0,75	0,78	0,79	0,74
Novembre	0,14	0,49	0,58	0,62	0,63
Décembre	0,00	0,45	0,54	0,56	0,58

Annexe D Le rendement d'émission

La méthode de calcul détaillée donnée ici s'applique uniquement aux secteurs énergétiques qui n'ont qu'un seul système d'émission de chaleur composé de radiateurs, d'un chauffage par le sol ou d'un chauffage mural.

Les éléments calculés de manière plus détaillée sont les déperditions de chaleur supplémentaires à travers la paroi extérieure située derrière ou sous les systèmes d'émission de chaleur.

Dans la présente annexe, on établit à plusieurs reprises une distinction entre une valeur de consigne variable et une valeur de consigne constante de la température de départ de l'eau du circuit : voir le § 9.2.2.2 pour une description plus détaillée de cette distinction.

D.1 Temps de fonctionnement conventionnel du système d'émission de chaleur

On détermine le temps de fonctionnement mensuel conventionnel du système d'émission de chaleur d'un secteur énergétique i comme suit :

- Si la valeur de consigne de la température de départ de l'eau du circuit est variable, on a :

$$\text{Eq. 208 } t_{\text{heat,sec } i,m} = \frac{Q_{\text{heat,net,sec } i,m}}{[29 \cdot (H_{T,\text{sec } i,m} + 0,27 \cdot V_{\text{sec } i}) + 10 \cdot V_{\text{sec } i}] \cdot (18 - \theta_{e,m}) / 29} \quad (\text{Ms})$$

- Si la valeur de consigne de la température de départ de l'eau du circuit est constante, on a :

$$\text{Eq. 209 } t_{\text{heat,sec } i,m} = \frac{Q_{\text{heat,net,sec } i,m}}{29 \cdot (H_{T,\text{sec } i,m} + 0,27 \cdot V_{\text{sec } i}) + 10 \cdot V_{\text{sec } i}} \quad (\text{Ms})$$

Dans les deux formules :

$Q_{\text{heat,net,sec } i,m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage du secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.2 ;
$H_{T,\text{heat,sec } i}$	le coefficient de transfert thermique par transmission du secteur énergétique i à la température extérieure de base, en W/K ;
$V_{\text{sec } i}$	le volume du secteur énergétique i , en m^3 ;
$\theta_{e,m}$	la température extérieure moyenne mensuelle, voir le Tableau [1].

D.2 Température moyenne de l'eau dans le circuit d'émission

On détermine, pour chaque mois de la saison de chauffe, la température moyenne de l'eau dans le circuit d'émission du secteur énergétique i pendant le temps de fonctionnement comme suit :

- si la valeur de consigne de la température de départ de l'eau du circuit est variable, on a :

$$\text{Eq. 210 } \theta_{c,\text{sec } i,m} = 21 + (\theta_{c,\text{sec } i,\theta_{eb}} - 21) \left[\frac{21 - \theta_{e,m}}{29} \right]^{0,75} \quad (^\circ\text{C})$$

- si la valeur de consigne de la température de départ de l'eau du circuit est constante, on a :

$$\text{Eq. 211 } \theta_{c,\text{sec } i,m} = \theta_{c,\text{sec } i,\theta_{eb}} \quad (^\circ\text{C})$$

mais en présence d'une chaudière standard sans post-mélange à l'aide d'une vanne à trois voies, il faut toujours calculer avec $\theta_{c,sec\ i,m} = 80^{\circ}\text{C}$, indépendamment de la température de conception du circuit d'émission.

avec :

$\theta_{c,sec\ i,\theta eb}$ la température moyenne de l'eau dans le circuit d'émission pour la température extérieure de base, telle que déterminée ci-dessous, en $^{\circ}\text{C}$;
 $\theta_{e,m}$ la température extérieure moyenne mensuelle, voir le Tableau [1].

On détermine la température moyenne de l'eau dans le circuit d'émission pour une température extérieure de base (c.-à-d. pour les conditions de conception), comme suit :

$$\text{Eq. 212 } \theta_{c,sec\ i,\theta eb} = 0,5. (\theta_{supply,design,sec\ i} + \theta_{return,design,sec\ i}) \quad (^{\circ}\text{C})$$

avec :

$\theta_{supply,design,sec\ i}$ la température de départ de conception de l'eau dans le circuit d'émission du secteur énergétique i (pour la température extérieure de base), en $^{\circ}\text{C}$;
 $\theta_{return,design,sec\ i}$ la température de retour de conception de l'eau dans le circuit d'émission du secteur énergétique i (à la température extérieure de base), en $^{\circ}\text{C}$.

On peut prendre comme valeurs par défaut :

- pour le chauffage par le sol et le chauffage mural :
 - $\theta_{supply,design,sec\ i} = 55^{\circ}\text{C}$
 - $\theta_{return,design,sec\ i} = 45^{\circ}\text{C}$
- pour des radiateurs :
 - $\theta_{supply,design,sec\ i} = 90^{\circ}\text{C}$
 - $\theta_{return,design,sec\ i} = 70^{\circ}\text{C}$

De meilleures valeurs peuvent être adoptées conformément à des règles déterminées par le Ministre.

D.3 Radiateurs

On calcule les déperditions de chaleur mensuelles supplémentaires, $\Delta Q_{rad,sec\ i,m}$, pour les radiateurs du secteur énergétique i, à travers les parois situées derrière les radiateurs, comme suit :

$$\text{Eq. 213 } \Delta Q_{rad,sec\ i,m} = t_{heat,sec\ i,m} \sum_j \{U_j \cdot A_{rad,j} \cdot \max(0 ; w \cdot \theta_{c,sec\ i,m} + (1 - w) \cdot \theta_{e,m} - 18)\} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$\theta_{c,sec\ i,m}$ la température moyenne de l'eau dans le circuit d'émission du secteur énergétique i pendant le temps de fonctionnement conventionnel pour le mois considéré, déterminée selon le § D.2, en $^{\circ}\text{C}$;
 $\theta_{e,m}$ la température extérieure mensuelle moyenne, voir le Tableau [1] ;

$t_{heat,sec\ i,m}$	le temps de fonctionnement mensuel conventionnel du système d'émission de chaleur dans le secteur énergétique i , déterminé selon le § D.1, en Ms ;
w	un facteur de pondération. Il est de 0,4 dans le cas où un écran réfléchissant possédant un facteur d'émissivité inférieur à 0,2 est présent derrière un radiateur j et de 0,8 dans tous les autres cas, (-) ;
U_j	la valeur U des parois extérieures situées derrière le radiateur j , en $W/(m^2.K)$;
$A_{rad,j}$	la surface projetée du radiateur j , en m^2 .

Il faut faire une somme sur tous les radiateurs j du secteur énergétique i qui sont placés contre une paroi extérieure.

Le rendement d'émission mensuel du secteur énergétique i , $\eta_{em,heat,seci,m}$, est égal à :

Eq. 214
$$\eta_{em,heat,sec\ i,m} = \eta \frac{Q_{heat,net,sec\ i,m}}{Q_{heat,net,sec\ i,m} + \Delta Q_{rad,sec\ i,m}} \quad (-)$$

avec :
 η le multiplicateur repris au
Tableau [23] : Multiplicateur η

Chauffage central à eau chaude		
régulation de la température intérieure	régulation de la température de départ de l'eau du circuit	
	valeur de consigne constante	valeur de consigne variable
commande de la température par local	0,92	0,94
autre	0,90	0,92

. Ce multiplicateur tient compte des déperditions supplémentaires de régulation et des déperditions résultant de la stratification de la température ;

$Q_{heat,net,sec\ i,m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage d'un secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.2 ;
$\Delta Q_{rad,sec\ i,m}$	la déperdition de chaleur supplémentaire mensuelle derrière les radiateurs du secteur énergétique i , en MJ.

Tableau [23] : Multiplicateur η

Chauffage central à eau chaude		
régulation de la température intérieure	régulation de la température de départ de l'eau du circuit	
	valeur de consigne constante	valeur de consigne variable
commande de la température par local	0,92	0,94

autre	0,90	0,92
-------	------	------

D.4 Chauffage par le sol

On calcule la déperdition de chaleur mensuelle supplémentaire à travers les planchers du secteur énergétique i , $\Delta Q_{fl.h,sec\ i,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 215 } \Delta Q_{fl.h,sec\ i,m} = (\theta_{c,sec\ i,m} - 18) \cdot t_{heat,sec\ i,m} \cdot \sum_j (U_{f,j}^* \times A_{f,j}) \quad (\text{MJ})$$

avec :

- $\theta_{c,sec\ i,m}$ la température moyenne de l'eau dans le circuit d'émission du secteur énergétique i pendant le temps de fonctionnement conventionnel pour le mois considéré, telle que déterminée selon le § D.2, en °C ;
- $t_{heat,sec\ i,m}$ le temps de fonctionnement mensuel conventionnel du système d'émission de chaleur dans le secteur énergétique i , déterminé selon le § D.1, en Ms ;
- $A_{f,j}$ la surface de plancher occupée par le chauffage par le sol j , au prorata de la part de ce plancher à travers lequel surviennent des déperditions par transmission, en m^2 ;
- $U_{f,j}^*$ la valeur U équivalente du plancher sous le chauffage par le sol j , donnée ci-dessous.

- Dans le cas de planchers sur terre-plein, $U_{f,j}^*$ est donnée par :

$$\text{Eq. 216 } \frac{1}{U_{f,j}^*} = \frac{1}{U_{f,j}} + 0,75 \quad (m^2.K/W)$$

avec :

- $U_{f,j}$ la valeur U du plancher, calculée à partir de l'environnement intérieur jusqu'à la surface de séparation avec le sol, en $W/(m^2.K)$.

- Dans le cas de planchers au-dessus d'une cave ou d'un vide sanitaire, $U_{f,j}^*$ est donnée par :

$$\text{Eq. 217 } \frac{1}{U_{f,j}^*} = \frac{1}{U_{f,j}} - 0,25 + \frac{1}{U_{g,j} + U_{x,j}} \quad (m^2.K/W)$$

où $U_{f,j}$, $U_{g,j}$ et $U_{x,j}$ sont calculées selon les spécifications de l'annexe DRT au présent arrêté, en $W/(m^2.K)$.

- Dans le cas de planchers en contact avec l'air extérieur, $U_{f,j}^*$ est donnée par :

$$\text{Eq. 218 } \frac{1}{U_{f,j}^*} = \frac{1}{U_{f,j}} - 0,25 \quad (m^2.K/W)$$

avec :

$U_{f,j}$ le coefficient de transmission thermique du plancher de l'environnement intérieur jusqu'à l'air extérieur, calculé selon les spécifications de l'annexe DRT au présent arrêté, en $W/(m^2K)$.

Il faut faire une somme sur tous les chauffages par le sol j du secteur énergétique i qui sont intégrés dans des parois délimitant le volume protégé.

On suppose que le rendement d'émission mensuel du secteur énergétique i , $\eta_{em,heat,sec i,m}$, est égal à :

$$\text{Eq. 219 } \eta_{em,heat,sec i,m} = \eta \frac{Q_{heat,net,sec i,m}}{Q_{heat,net,sec i,m} + \Delta Q_{fl.h,sec i,m}} \quad (-)$$

avec :

η le multiplicateur repris au

Tableau [23] : Multiplicateur η

Chauffage central à eau chaude		
régulation de la température intérieure	régulation de la température de départ de l'eau du circuit	
	valeur de consigne constante	valeur de consigne variable
commande de la température par local	0,92	0,94
autre	0,90	0,92

;

$Q_{heat,net,sec i,m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage d'un secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.2 ;

$\Delta Q_{fl.h,sec i,m}$ la déperdition de chaleur supplémentaire mensuelle par les planchers dans le secteur énergétique i , en MJ.

D.5 Chauffage mural

On calcule la déperdition de chaleur mensuelle supplémentaire à travers les murs du secteur énergétique i , $\Delta Q_{wall.h,sec i,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 220 } \Delta Q_{wall.h,sec i,m} = (\theta_{c,sec i,m} - 18) \cdot t_{heat,sec i,m} \cdot \sum_j (U_{wall,j}^* \cdot A_{wall,j}) \quad (MJ)$$

avec :

$\theta_{c,sec i,m}$ la température moyenne de l'eau dans le circuit d'émission du secteur énergétique i pendant le temps de fonctionnement conventionnel pour le mois considéré, déterminée selon le § D.2, en $^{\circ}C$;

$t_{heat,sec i,m}$ le temps de fonctionnement mensuel conventionnel du système d'émission de chaleur dans le secteur énergétique i , déterminé selon le § D.1, en Ms ;

$A_{wall,j}$ la surface de la paroi verticale extérieure j , derrière le plan contenant le chauffage mural, en m^2 ;

$U_{wall,j}^*$ le coefficient de transmission thermique équivalente de la paroi verticale extérieure j , derrière le plan contenant le chauffage mural, donné par :

Eq. 221
$$U_{wall,j}^* = \frac{1}{1/U_{wall,j} - 0,175} \quad (W/(m^2.K))$$

avec :

$U_{wall,j}$ le coefficient de transmission thermique de la paroi verticale extérieure j située derrière l'élément.

Il faut faire une somme sur toutes les parois verticales extérieures j du secteur énergétique i , dans lesquelles un chauffage mural est intégré.

On suppose que le rendement d'émission mensuel du secteur énergétique i , $\eta_{em,heat,sec i,m}$, est égal à :

Eq. 222
$$\eta_{em,heat,sec i,m} = \eta \frac{Q_{heat,net,sec i,m}}{Q_{heat,net,sec i,m} + \Delta Q_{wall.h,sec i,m}} \quad (-)$$

avec :

η le multiplicateur repris au
Tableau [23] : Multiplicateur η

Chauffage central à eau chaude		
régulation de la température intérieure	régulation de la température de départ de l'eau du circuit	
	valeur de consigne constante	valeur de consigne variable
commande de la température par local	0,92	0,94
autre	0,90	0,92

, (-) ;

$Q_{heat,net,sec i,m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage du secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.2 ;

$\Delta Q_{wall.h,sec i,m}$ les déperditions de chaleur mensuelles supplémentaires par les murs dans le secteur énergétique i , en MJ.

Annexe E Les déperditions de distribution

Le § E.1 présente annexe s'applique uniquement aux secteurs énergétiques alimentés par un seul réseau en-dehors du volume protégé. Si ce réseau fournit également de la chaleur à d'autres secteurs énergétiques, il faut en outre que chacun de ces autres secteurs énergétiques n'ait pas recours à un second réseau indépendant en-dehors du volume protégé. (Si l'ensemble du volume protégé constitue 1 seul secteur énergétique, chacune de ces conditions est remplie automatiquement.)

On calcule tout d'abord le rendement de l'ensemble du réseau. Ce rendement s'applique alors à tous les secteurs énergétiques approvisionnés en chaleur par ce réseau, même quand un secteur énergétique n'utilise qu'une partie du réseau.

E.1 Rendement de distribution

Le rendement moyen mensuel de distribution, $\eta_{\text{distr,heat,sec } i,m}$, d'un secteur énergétique i est égal au rendement moyen mensuel de distribution du réseau de distribution de chaleur n qui approvisionne le secteur énergétique en chaleur :

$$\text{Eq. 223 } \eta_{\text{distr,heat,sec } i,m} = \eta_{\text{distr,heat,netw } n,m} \quad (-)$$

avec :

$$\text{Eq. 224 } \eta_{\text{distr,heat,netw } n,m} = \frac{Q_{\text{out,heat,netw } n,m}}{Q_{\text{in,heat,netw } n,m}} \quad (-)$$

avec :

$$\text{Eq. 225 } Q_{\text{in,heat,netw } n,m} = Q_{\text{out,heat,netw } n,m} + Q_{\text{distr,heat,netw } n,m} \quad (\text{MJ})$$

et

$$\text{Eq. 226 } Q_{\text{out,heat,netw } n,m} = \sum_i \frac{Q_{\text{heat,net,sec } i,m}}{\eta_{\text{em,heat,sec } i,m}} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$Q_{\text{out,heat,netw } n,m}$	la quantité mensuelle de chaleur fournie par le réseau de distribution de chaleur n aux secteurs énergétiques que le réseau dessert, en MJ ;
$Q_{\text{in,heat,netw } n,m}$	la quantité mensuelle de chaleur fournie par l'installation de production de chaleur ou par le ballon d'eau chaude au réseau de distribution de chaleur n , en MJ ;
$Q_{\text{distr,heat,netw } n,m}$	la quantité mensuelle de chaleur perdue par le réseau de distribution de chaleur n en dehors du volume protégé, en MJ ;
$\eta_{\text{em,heat,sec } i,m}$	le rendement mensuel d'émission d'un secteur énergétique i , déterminé selon le § 9.2.2.2 ou selon l'Annexe D de la présente annexe, (-) ;
$Q_{\text{heat,net,sec } i,m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage d'un secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.2.

Il faut faire une somme sur tous les secteurs énergétiques i desservis par le réseau. Si le réseau de distribution de chaleur fournit aussi de l'énergie à des parties du bâtiment pour lesquelles on n'effectue aucun calcul de performance énergétique, on ne tient pas compte de l'effet de ces autres parties du bâtiment :

- on ne tient pas compte des déperditions des conduites de distribution qui desservent uniquement ces autres parties de bâtiment ;
- l'énergie fournie par le réseau à ces autres parties de bâtiment n'est pas non plus prise en compte dans le calcul de l'output du réseau.

E.2 Les déperditions de chaleur du réseau de distribution de chaleur

On détermine la déperdition de distribution du réseau, tant dans le cas de conduites d'eau que de conduits d'air, comme suit :

$$\text{Eq. 321 } Q_{\text{distr,heat,netw } n,m} = t_{\text{heat,netw } n,m} \cdot f_{\text{insul,netw } n} \cdot \sum_j (\theta_{c,\text{netw } n,m} - \theta_{\text{amb},m,j}) \cdot \left(\frac{1_j}{R_{1,j}} \right) \quad (\text{MJ})$$

avec :

$t_{\text{heat,netw } n,m}$ le temps de fonctionnement mensuel conventionnel du réseau de distribution de chaleur n , en Ms. On suppose sa valeur égale au maximum des temps de fonctionnement conventionnels $t_{\text{heat,sec } i,m}$ (déterminés selon le § D.1, tant pour les systèmes de chauffage par eau que pour les systèmes de chauffage par air) des secteurs énergétiques i desservis par le réseau ;

$f_{\text{insul,netw } n}$ un facteur de correction pour prendre en compte l'effet de ponts thermiques sur la résistance thermique des segments du réseau de distribution de chaleur n , déterminé comme $f_{\text{insul,circ } k}$ au § 9.3.2.2 en transposant l'indice "circ k " en "netw n " et les mots "la conduite de circulation" et "la conduite de circulation k " en "le réseau de distribution de chaleur" et "le réseau de distribution de chaleur n ", (-) ;

$\theta_{c,\text{netw } n,m}$ la température moyenne mensuelle du fluide caloporteur dans le réseau de distribution n , en °C. On suppose sa valeur égale au maximum des températures moyennes mensuelles du fluide caloporteur dans les circuits d'émission de chacun des secteurs énergétiques desservis par le réseau. Ces températures sont déterminées comme suit par secteur énergétique :

- dans le cas de l'eau comme fluide caloporteur : il s'agit de la température $\theta_{c,\text{sec } i,m}$, déterminée selon le § D.2 (même lorsqu'il s'agit d'un autre système de chauffage que des radiateurs, ou qu'un chauffage par le sol ou par le mur, par exemple, des convecteurs)

- dans le cas de l'air comme fluide caloporteur : on utilise, pour chaque mois, la valeur moyenne pendant la saison de chauffe, donnée par :

$$\text{Eq. 228 } \theta_{c,\text{sec } i} = 8 + 0,6 \theta_{\text{supply,design,sec } i} \quad (^\circ\text{C})$$

avec $\theta_{\text{supply,design,sec } i}$ la température de départ de conception de l'air pour la température extérieure de base. On peut prendre 50°C comme valeur par défaut. Si l'on utilise une autre température de conception, des calculs détaillés de la conception du système d'émission (pour chaque local chauffé du secteur énergétique i) doivent faire partie de la déclaration PEB.

$\theta_{\text{amb},m,j}$ la température ambiante moyenne mensuelle du segment j du réseau de distribution de chaleur, en °C :

- si le segment se trouve dans un espace adjacent non chauffé, on a :

Eq. 229 $\theta_{amb,m,j} = 11 + 0,4.\theta_{e,m} ;$

- si le segment de conduite se trouve à l'extérieur, on a :

Eq. 230 $\theta_{amb,m,j} = \theta_{e,m} ;$

avec :

$\theta_{e,m}$ la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, selon le Tableau [1] ;
 l_j la longueur du segment j, en m ;
 $R_{l,j}$ la résistance thermique linéaire du segment j, en m.K/W, déterminée selon le § E.3.

Il faut faire une somme sur tous les segments j du réseau de distribution de chaleur n en dehors du volume protégé.

E.3 Détermination de la résistance thermique linéaire

La résistance thermique linéaire donne le flux de chaleur d'un segment du réseau de distribution de chaleur par unité de longueur et par degré de différence de température.

Les équations ci-dessous sont basées sur la norme NBN EN ISO 12241. La résistance de transmission thermique interne et la résistance propre de la conduite ou de la gaine sont supposées négligeables dans la formule.

En ce qui concerne les manteaux isolants multi-coques, on fait directement référence à cette norme.

Si pour un segment, l'épaisseur de l'isolant n'est pas connue, on considère que ce segment n'est pas isolé.

E.3.1 Conduites et gaines rondes

On calcule la résistance thermique linéaire $R_{l,j}$ du segment j comme suit :

Eq. 322
$$R_{l,j} = \frac{1}{2.\pi.\lambda_{insul,j}} \ln\left(\frac{D_{e,j}}{D_{i,j}}\right) + \frac{1}{h_{se,j}.\pi.D_{e,j}} \quad (\text{m.K/W})$$

avec :

$\lambda_{insul,j}$ la conductivité thermique de l'isolation thermique autour du segment j, en W/(m.K) ;
 $D_{e,j}$ le diamètre extérieur de l'isolation, en m ;
 $D_{i,j}$ le diamètre extérieur de la conduite non isolée, en m ;
 $h_{se,j}$ le total des coefficients de transmission thermique externe (par convection + par rayonnement) du segment j, en W/(m².K), supposé égal à :
 - à l'intérieur du volume protégé : $h_{se,j} = 8$;
 - dans un espace adjacent non chauffé : $h_{se,j} = 10$;
 - à l'extérieur : $h_{se,j} = 25$.

E.3.2 Gaines rectangulaires

On calcule la résistance thermique linéaire $R_{l,j}$ du segment j comme suit :

$$\text{Eq. 323 } R_{l,j} = \frac{d_{\text{insul},j}}{2 \cdot \lambda_{\text{insul},j} \cdot (H_j + B_j - 2 \cdot d_{\text{insul},j})} + \frac{1}{2 \cdot h_{\text{se},j} \cdot (H_j + B_j)} \quad (\text{m.K/W})$$

avec :

$\lambda_{\text{insul},j}$ la conductivité thermique de l'isolation thermique autour du segment j , en $\text{W}/(\text{m.K})$;
 $d_{\text{insul},j}$ l'épaisseur de l'isolation thermique autour de la gaine, en m ;
 H_j la hauteur de la gaine isolée (dimension extérieure), en m ;
 B_j la largeur de la gaine isolée (dimension extérieure), en m ;
 $h_{\text{se},j}$ le coefficient de transmission thermique externe (par convection + par rayonnement) total du segment j , en $\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$, tel qu'établi au § E.3.1.

E.3.3 Conduites souterraines

On calcule la résistance thermique linéaire $R_{l,j}$ du segment j comme suit :

$$\text{Eq. 233 } R_{l,j} = R'_{l,j} + R_E \quad (\text{m.K/W})$$

avec :

$$\text{Eq. 324 } R'_{l,j} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{insul},j}} \ln \left(\frac{D_{e,j}}{D_{i,j}} \right) \quad (\text{m.K/W})$$

et :

$$\text{Eq. 235 } R_E = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_E} \operatorname{arcosh} \left(\frac{2 \cdot H_{E,j}}{D_{e,j}} \right) \quad (\text{m.K/W})$$

avec :

$\lambda_{\text{insul},j}$ la conductivité thermique de l'isolation thermique autour du segment j , en $\text{W}/(\text{m.K})$;
 $D_{e,j}$ le diamètre extérieur de l'isolation, en m ;
 $D_{i,j}$ le diamètre extérieur de la conduite non isolée, en m ;
 λ_E la conductivité thermique du sol environnant. On prend comme valeur : $\lambda_E = 2 \text{ W}/(\text{m.K})$;
 $H_{E,j}$ la distance entre le centre de la conduite et la surface du sol, en m .

Annexe F Facteurs fixés pour les vecteurs énergétiques

Pour la détermination du facteur de conversion conventionnel en énergie primaire, il y a deux cas :

- dans le cas d'un lien avec une fourniture de chaleur externe : $f_p = f_{p, dh}$, le facteur en énergie primaire équivalent de ce système, à déterminer en détail selon des règles déterminées par le Ministre et par défaut égale à 2,0 (-) ;
- dans les autres cas : le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire de la source d'énergie de l'appareil producteur considéré, tel que défini dans le Tableau [29] ci-dessous, (-).

Tableau [29] : Facteur de conversion en énergie primaire, Rapport du pouvoir calorifique inférieur sur le pouvoir calorifique supérieur et Facteur d'émission de CO₂, par vecteur énergétique

Vecteur énergétique	f_p	$f_{NCV/GCV}$	f_{CO_2}
Gaz naturel	1,00	0,90	0,056
Mazout	1,00	0,94	0,073
Propane/Butane/GPL	1,00	0,92	0,062
Charbon	1,00	0,96	0,093
Bois	1,00	0,93	0
Pellets	1,00	0,91	0
Electricité	2,50	1,00	0,179
Electricité produite par une installation photovoltaïque	2,50	1,00	0,179
Electricité produite par une installation de cogénération	2,50	1,00	0,179
Autres combustibles (1)	Equivalence		

(1) En ce qui concerne les vecteurs énergétiques qui ne figurent pas encore explicitement dans le tableau, le Ministre peut déterminer les valeurs à appliquer.

Annexe G Détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

La détermination du rendement thermique η_{test} d'un récupérateur de chaleur dépend de rapports de température déterminés sur base d'un test décrit dans la présente annexe. La valeur par défaut du rendement thermique valable quel que soit le débit est de zéro.

On se reportera à la norme NBN EN 308 pour les définitions des catégories d'appareils de récupération de chaleur et pour la numérotation conventionnelle des positions.

Le Ministre peut définir des spécifications complémentaires et/ou divergentes pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur.

Le rendement thermique d'un récupérateur, η_{test} , est calculé selon le § G.2, sur base des résultats d'un essai selon le § **Erreur ! Source du renvoi introuvable..** La valeur par défaut du rendement thermique valable quel que soit le débit est $\eta_{\text{test}} = 0$.

Le débit volumique de test, $q_{v,\text{test}}$, est défini comme le plus petit des deux débits volumiques suivants : respectivement, celui de l'air extrait (q_{v11}) et de l'air fourni (q_{v22}) pendant le test selon le § **Erreur ! Source du renvoi introuvable..**

Le Ministre peut définir des spécifications complémentaires et/ou divergentes pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur.

G.1 MesurageMesure

Le test peut être réalisé, au choix, selon la norme NBN EN 308, de la norme NBN EN 13141-7 ou de la norme NBN EN 13141-8, en tenant compte des spécifications supplémentaires du, respectivement, § □ et du § 0.

Le rapport d'essai doit contenir au moins les données de mesure suivantes :

- les températures mesurées à toutes les entrées et sorties du groupe de traitement d'air : la température de l'air neuf (t_{21}), de l'air fourni (t_{22}), de l'air extrait (t_{11}) et de l'air rejeté (t_{12}), en °C ¹⁹ ;
- les débits volumiques mesurés de l'air fourni ($q_{v22,\text{test}}$) et de l'air extrait ($q_{v11,\text{test}}$), en m³/h ;
- la puissance électrique totale mesurée, absorbée par le groupe de traitement d'air lors de l'essai ($P_{\text{elec,ahu,test}}$), en W. Il s'agit de la puissance électrique totale de l'appareil complet y compris tous les ventilateurs et, le cas échéant, tous les éléments auxiliaires ;
- la position des ventilateurs par rapport à l'échangeur de chaleur dans l'appareil testé.

G.1.1 Spécifications lors d'un essai selon la norme NBN EN 308

Le test doit être réalisé suivant les exigences de mesurage décrites aux paragraphes § 5.5 et § 6.4 de la norme NBN EN 308, à l'exception des points suivants :

- le test doit être réalisé sur l'appareil de récupération de chaleur complet (incluant les châssis, ventilateurs, etc.), non modifié. Un appareil de

¹⁹ Remarque : pour la température, le symbole t est utilisé dans la norme NBN EN 308 et le symbole θ dans la norme NBN EN 13141-7 et la norme NBN EN 13141-8.

récupération de chaleur contient toujours au moins un caisson et un échangeur de chaleur. L'appareil de récupération de chaleur testé doit également contenir tous les composants normalement présents dans le caisson de l'appareil à récupération de chaleur comme, par exemple, des ventilateurs, des filtres, un by-pass, des batteries de chauffage ou de refroidissement, etc. L'appareil à récupération de chaleur ne peut pas être modifié pour le test, par exemple, de l'isolation thermique supplémentaire ne peut pas être ajoutée ;

- il n'y a pas d'exigence concernant l'équilibre thermique (cfr. § 6.6 de la norme NBN EN 308) ;
- il n'y a pas d'exigence concernant les fuites internes et externes ;
- il n'est pas exigé que le test soit réalisé pour différentes combinaisons de débits d'alimentation et d'extraction tel que décrit dans la norme. Par contre, il est exigé que le test :
 - porte sur un ou plusieurs débits, au choix. Le champ d'application du résultat final sera fonction du/ des débit(s) testés (voir texte principal de la présente annexe) ;
 - on s'appliquera autant que possible à établir un équilibre entre les débits volumiques d'alimentation et d'extraction ;
- seules les conditions d'admission d'air du test telles que reprises dans la table ci-dessous, extraite de la norme NBN EN 308 sont à considérer. Les mesurages réalisés à d'autres températures ne sont pas valables pour déterminer le rendement thermique décrit ci-après.

Tableau [26] : Catégorie du récupérateur de chaleur

Catégorie du récupérateur de chaleur (voir définitions de NBN EN 308)	I II IIIa	IIIb
Température de l'air extrait	25°C	25°C
Température humide de l'air extrait	< 14°C	18°C
Température de l'air neuf	5°C	5°C
Température humide de l'air neuf		3°C

~~Le rapport de test doit comprendre, au minimum, les données de mesurage suivantes :~~

- ~~• les températures mesurées à toutes les entrées et sorties du récupérateur de chaleur : la température de l'air neuf (t_{21}), de l'air fourni (t_{22}), de l'air extrait (t_{11}) et de l'air rejeté (t_{12}), en °C ;~~
- ~~• les débits volumiques mesurés de l'air fourni (q_{v22}) et de l'air extrait (q_{v11}), en m³/h ;~~
- ~~• la puissance électrique totale absorbée par le récupérateur de chaleur pendant l'essai ($P_{elec,ahu,test}$), en W. Il s'agit de la puissance électrique totale de l'appareil complet y inclus tous les ventilateurs, les réglages, etc. ;~~
- ~~• la position des ventilateurs par rapport à l'échangeur de chaleur dans l'appareil testé.~~

G.1.2 Spécifications lors d'un essai selon la norme NBN EN 13141-7 ou selon la norme NBN EN 13141-8

L'essai doit être réalisé conformément aux conditions de la norme NBN EN 13141-7 ou de la norme NBN EN 13141-8, pour les conditions de température du test 1

G.2 Calcul

~~Le débit volumique de test, $q_{v, test}$, est défini comme le plus petit des deux débits volumiques suivants : respectivement, celui de l'air extrait (q_{v11}) et de l'air fourni (q_{v22}) pendant le test.~~

Le rendement thermique d'un récupérateur de chaleur est donné d'après :

Eq. 236 $\eta_{t, test} = \frac{(\eta_{t, sup} + \eta_{t, eha})}{2}$ (-)

Les rapports de température du côté de l'air fourni ($\eta_{t, sup}$) et du côté de l'air extrait ($\eta_{t, eha}$) sont calculés au moyen des températures mesurées pendant l'essai et sont corrigées par convention pour tenir compte de la chaleur provenant de l'énergie électrique consommée :

Eq. 237 $\eta_{t, sup} = \frac{t_{22} - \Delta t_{22} - t_{21} - \Delta t_{21}}{t_{11} + \Delta t_{11} - t_{21} - \Delta t_{21}}$ (-)

Eq. 238 $\eta_{t, eha} = \frac{t_{11} + \Delta t_{11} - t_{12} + \Delta t_{12}}{t_{11} + \Delta t_{11} - t_{21} - \Delta t_{21}}$ (-)

Si l'appareil à récupération de chaleur ne contient pas de ventilateurs, les différences de température, Δt_{11} , Δt_{12} , Δt_{21} , Δt_{22} , sont égales à 0.

Dans les autres cas, les différences de température correspondant à la position des ventilateurs doivent être calculées par convention selon une des 4 configurations décrites dans le tableau ci-dessous :

Tableau [27] : Formules pour les différences de température correspondant à la position des ventilateurs

		Ventilateur d'extraction	
		Dans la position air extrait (11)	Dans la position air rejeté (12)
Ventilateur d'amenée d'air	En position air neuf (21)	$\Delta t_{11} = \frac{0,5 \times P_{elec, ahu, test}}{0,34 \times q_{v11}}$	$\Delta t_{12} = \frac{0,5 \times P_{elec, ahu, test}}{0,34 \times q_{v11}}$
		$\Delta t_{21} = \frac{0,5 \times P_{elec, ahu, test}}{0,34 \times q_{v22}}$	$\Delta t_{21} = \frac{0,5 \times P_{elec, ahu, test}}{0,34 \times q_{v22}}$
		$\Delta t_{22} = \Delta t_{12} = 0$	$\Delta t_{22} = \Delta t_{11} = 0$

	En position air fourni (22)	$\Delta t_{11} = \frac{0,5 \times P_{\text{elec,ahu,test}}}{0,34 \times q_{v11}}$ $\Delta t_{22} = \frac{0,5 \times P_{\text{elec,ahu,test}}}{0,34 \times q_{v22}}$ $\Delta t_{21} = \Delta t_{12} = 0$	$\Delta t_{12} = \frac{0,5 \times P_{\text{elec,ahu,test}}}{0,34 \times q_{v11}}$ $\Delta t_{22} = \frac{0,5 \times P_{\text{elec,ahu,test}}}{0,34 \times q_{v22}}$ $\Delta t_{21} = \Delta t_{11} = 0$
--	-----------------------------------	---	---

Pour un récupérateur de chaleur donné, il est possible d'effectuer des tests portant sur plusieurs débits. A chaque rendement thermique correspond un débit d'essai qui détermine la portée du champ d'application du texte (voir texte principal de la présente annexe).

Vu pour être annexé à l'arrêté du Gouvernement wallon du XXXX modifiant l'arrêté du Gouvernement wallon du 15 mai 2014 portant exécution du décret du 28 novembre 2013 relatif à la performance énergétique des bâtiments.

Namur, le XXXX

Pour le Gouvernement :

Le Ministre-Président,

Elio DI RUPO

Le Ministre de l'Energie,

Philippe HENRY