

REGION DE BRUXELLES-CAPITALE

[C – 2017/14308]

9 NOVEMBRE 2017. — Arrêté ministériel portant modification et exécution des annexes XII et XIII de l'arrêté du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale du 21 décembre 2007 déterminant des exigences en matière de performance énergétique et de climat intérieur des bâtiments

Le Ministre en charge de l'Énergie,

Vu l'Ordonnance du 2 mai 2013 portant le Code bruxellois de l'Air, du Climat et de la Maîtrise de l'Énergie, l'article 2.2.2, § 1 ;

Vu l'arrêté du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale du 21 décembre 2007 déterminant des exigences en matière de performance énergétique et de climat intérieur des bâtiments, l'article 21bis, § 2 alinéa 6, les paragraphes 7.3, 7.8.4, 7.8.6, 9.2.2.1, 9.3.1, 9.3.2.1, 9.3.2.2, 10.2.3.2, 10.2.3.3, 10.3.3.4.1, 10.3.3.4.2, 11.2.3.1.2, l'annexe B, point 3.1 et l'annexe G, alinéa 3 de l'annexe XII, et les paragraphes, 5.6.2.1, 5.6.2.2, 5.6.3.3, 5.10, 6.3, 7.5.1, 9.3.1.2.2 et l'annexe B, point 1 de l'annexe XIII, insérés par l'arrêté du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale du 26 janvier 2017 établissant les lignes directrices et les critères nécessaires au calcul de la performance énergétique des unités PEB et portant modification de divers arrêtés d'exécution de l'ordonnance du 2 mai 2013 portant le Code bruxellois de l'Air, du Climat et de la Maîtrise de l'Énergie ;

Vu le test genre sur la situation respective des femmes et des hommes, comme défini par l'arrêté du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale portant exécution de l'ordonnance du 29 mars 2012 portant intégration de la dimension de genre dans les lignes politiques de la Région de Bruxelles-Capitale, réalisé le 24 mars 2017 ;

Vu l'avis du Conseil de l'Environnement de la Région de Bruxelles-Capitale, donné le 7 juin 2017;

Vu l'avis 61.842/1/V du Conseil d'Etat, donné le 14 août 2017, en application de l'article 84, § 1^{er}, alinéa 1^{er}, 2^o, des lois sur le Conseil d'Etat, coordonnées le 12 janvier 1973 ;

Considérant l'arrêté ministériel du 6 mai 2014 portant exécution des annexes V, IX et X de l'arrêté du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale du 21 décembre 2007 déterminant des exigences en matière de performance énergétique et de climat intérieur des bâtiments ;

Considérant que le présent arrêté apporte quelques modifications et spécifications aux méthodes de calcul PER et PEN fixées dans les annexes XII et XIII de l'arrêté du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale du 21 décembre 2007, ces annexes étant applicables à partir du 1^{er} juillet 2017 ;

Considérant qu'il est nécessaire que ces modifications soient en vigueur au 1^{er} juillet 2017 pour être applicables au même moment que les annexes XII et XIII;

Considérant que l'application de ces modifications donne lieu à un traitement plus favorable du déclarant,

Arrête :

CHAPITRE 1^{er}. — Définition

Article 1^{er}. Pour l'application du présent arrêté, on entend par « Arrêté ministériel du 6 mai 2014 » : l'arrêté ministériel du 6 mai 2014 portant exécution des annexes V, IX et X de l'arrêté du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale du 21 décembre 2007 déterminant des exigences en matière de performance énergétique et de climat intérieur des bâtiments, tel que modifié par l'arrêté ministériel du 21 décembre 2016.

BRUSSELS HOOFDSTEDELIJK GEWEST

[C – 2017/14308]

9 NOVEMBER 2017. — Ministerieel besluit houdende wijziging en uitvoering van bijlagen XII en XIII van het besluit van de Brusselse Hoofdstedelijke Regering van 21 december 2007 tot vaststelling van de eisen op het vlak van de energieprestatie en het binnenklimaat van gebouwen

De Minister belast met energiebeleid,

Gelet op de ordonnantie van 2 mei 2013 houdende het Brussels Wetboek van Lucht, Klimaat en Energiebeheersing, artikel 2.2.2, § 1;

Gelet op het Besluit van de Brusselse Hoofdstedelijke Regering van 21 december 2007 tot vaststelling van de eisen op het vlak van de energieprestatie en het binnenklimaat van gebouwen, artikel 21bis, § 2, zesde lid, de paragrafen 7.3, 7.8.4, 7.8.6, 9.2.2.1, 9.3.1, 9.3.2.1, 9.3.2.2, 10.2.3.2, 10.2.3.3, 10.3.3.4.1, 10.3.3.4.2, 11.2.3.1.2, bijlage B, punt 3.1 en bijlage G, lid 3 van bijlage XII, en de paragrafen 5.6.2.1, 5.6.2.2, 5.6.3.3, 5.10, 6.3, 7.5.1, 9.3.1.2.2 en bijlage B, punt 1 van bijlage XIII, ingevoegd door het Besluit van de Brusselse Hoofdstedelijke Regering van 26 januari 2017 tot vaststelling van alle richtlijnen en criteria die nodig zijn voor het berekenen van de energieprestatie van de EPB-eenheden en houdende wijziging van meerdere uitvoeringsbesluiten van de Ordonnantie van 2 mei 2013 houdende het Brussels Wetboek van Lucht, Klimaat en Energiebeheersing ;

Gezien de gendertest van de respectieve situatie van vrouwen en mannen, zoals bepaald in het Besluit van de Brusselse Hoofdstedelijke Regering houdende de uitvoering van de ordonnantie van 29 maart 2012 houdende de integratie van de genderdimensie in de beleidslijnen, uitgevoerd op 24 maart 2017;

Gelet op het advies van de Raad voor het Leefmilieu van het Brussels Hoofdstedelijk Gewest, gegeven op 7 juni 2017;

Gelet op het advies 61.842/1/V van de Raad van State, gegeven op 14 augustus 2017, met toepassing van artikel 84, § 1, eerste lid, 2^o, van de wetten op de Raad van State, gecoördineerd op 12 januari 1973;

Overwegende het ministerieel besluit van 6 mei 2014 houdende uitvoering van bijlagen V, IX en X van het besluit van de Brusselse Hoofdstedelijke Regering van 21 december 2007 tot vaststelling van de eisen op het vlak van de energieprestatie en het binnenklimaat van gebouwen;

Overwegende dat dit besluit enkele wijzigingen en specificaties aanbrengt aan de berekeningsmethodes EPW en EPN zoals vastgelegd in de bijlage XII en XIII van het Besluit van de Brusselse Hoofdstedelijke Regering van 21 december 2007, deze bijlagen van toepassing zijnde vanaf 1 juli 2017;

Overwegende dat het noodzakelijk is dat deze wijzigingen op 1 juli 2017 in werking treden om van toepassing te zijn op hetzelfde ogenblik als de bijlagen XII en XIII;

Overwegende dat de toepassing van deze wijzigingen tot een meer gunstige behandeling van de aangever leidt,

Besluit :

HOOFDSTUK 1. — Definitie

Artikel 1. Voor de toepassing van dit besluit moet worden verstaan onder "Ministerieel besluit van 6 mei 2014" : het ministerieel besluit van 6 mei 2014 houdende uitvoering van bijlagen V, IX en X van het besluit van de Brusselse Hoofdstedelijke Regering van 21 december 2007 tot vaststelling van de eisen op het vlak van de energieprestatie en het binnenklimaat van gebouwen, zoals gewijzigd door het ministerieel besluit van 21 december 2016.

CHAPITRE 2. — *Modification de l'annexe XII de l'arrêté du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale du 21 décembre 2007 déterminant des exigences en matière de performance énergétique et de climat intérieur des bâtiments*

Art. 2. § 1. A l'annexe XII de l'arrêté du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale du 21 décembre 2007 déterminant des exigences en matière de performance énergétique et de climat intérieur des bâtiments, les modifications suivantes sont apportées :

1° au point 10.3.3.3.3, les mots « aucune donnée spécifique n'est nécessaire. Les rendements de production et de stockage sont évalués en fonction de caractéristiques générales du système. » sont remplacés par les alinéa suivants :

« un calcul détaillé des rendements de production et de stockage est effectué si les données suivantes, telles que définies dans les Règlements précités, sont disponibles :

— 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 811/812 ;

— une fiche de produit conforme à l'annexe IV du Règlement 811/812 ;

— une documentation technique conforme à l'annexe V du Règlement 811/812 ;

— des "informations à fournir" dans les cas prévus par l'annexe VI du Règlement 811/812 ;

— une documentation technique ou une autre source d'information conforme aux exigences de l'article 4 et à l'annexe II du Règlement 813.

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 $\eta_{wh, nonsol}$ tel que défini 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 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} doit 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].

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, il y a 2 cas à considérer.

Cas 1

Pour le chauffage électrique par résistance, les pompes à chaleur électriques et les chaudières, les valeurs de calcul pour η_{wh} sont tirées du tableau 37. Elles 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.

HOOFDSTUK 2. — *Wijzigingen aan de bijlagen XII en XIII van het Besluit van de Brusselse Hoofdstedelijke Regering van 21 december 2007 tot vaststelling van de eisen op het vlak van de energieprestatie en het binnenklimaat van gebouwen*

Art. 2. § 1. In bijlage XII van het besluit van de Brusselse Hoofdstedelijke Regering van 21 december 2007 tot vaststelling van de eisen op het vlak van de energieprestatie en het binnenklimaat van gebouwen worden de volgende wijzigingen aangebracht:

1° in punt 10.3.3.3.3, worden de woorden « zijn geen specifieke gegevens nodig. Het opwekkingsrendement en opslagrendement worden bepaald in functie van de algemene eigenschappen van het systeem. » Vervangen door de volgende leden:

“een gedetailleerde berekening van de productie- en opslagrendementen wordt uitgevoerd indien volgende gegevens, zoals gedefinieerd in het hierboven vernoemde Verordening, beschikbaar zijn:

— De energie-efficiëntie voor de verwarming van water η_{wh} in %, of, indien niet beschikbaar, de energie-efficiëntieklasse voor de verwarming van water;

— opgegeven capaciteitsprofiel

— Indien van toepassing: de statische verliezen (van een opslagvat) S, in W

Deze gegevens mogen van één van de volgende bronnen komen:

— Een etiket zoals gedefinieerd in bijlage III van de Verordening 811/812;

— Een productfiche conform aan bijlage IV van de Verordening 811/812

— Een technische documentatie conform bijlage V van de Verordening 811/812

— De 'te leveren informatie' in de gevallen voorzien in de bijlage VI van de Verordening 811/812;

— Een technische documentatie of een andere informatiebron conform aan de eisen van artikel 4 en aan de bijlage II van de Verordening 813.

Voor de zonneboilers, is de energie-efficiëntie (of, in voorkomend geval, de energie-efficiëntieklasse) gelijk aan de energie-efficiëntie van het verwarmingstoestel voor de verwarming van water $\eta_{wh, nonsol}$ zoals gedefinieerd in de bijlage VIII van de toepasbare Verordening, de performanties van de zonnecollectoren zijnde geëvalueerd volgens § 10.4. Echter, indien $\eta_{wh, nonsol}$ niet beschikbaar is, wordt de zonnecollector geëvalueerd volgens § 10.3.3.3 en 10.3.3.4.2, en dit zelfs indien die onderhevig is aan één van de voorgenoemde Verordeningen.

Voor de producten gecombineerd met een zonne-installatie, is de energie-efficiëntie (of, in voorkomend geval, de energie-efficiëntieklasse) die in rekening gebracht dient te worden, de energie-efficiëntie voor de verwarming van water alleen, zonder rekening te houden met de zonne-installatie, waarvan de performanties geëvalueerd zijn volgens § 10.4.

Indien de energie-efficiëntie voor de verwarming van water η_{wh} niet gekend is, maar de efficiëntieklasse gekend is, dient voor de efficiëntie η_{wh} de minimale energie-efficiëntie genomen te worden van de energie-efficiëntieklasse voor het overeenstemmend opgegeven capaciteitsprofiel, zoals gedefinieerd in de afgevaardigde Verordening (EU) n°811/2013 en de afgevaardigde Verordening (EU) n°812/2013 en opgenomen in Tabel [30].

Indien zowel de energie-efficiëntie voor de verwarming van water, als de energie-efficiëntieklasse niet gekend zijn of indien het opgegeven capaciteitsprofiel niet gekend is, dienen 2 gevallen beschouwd te worden:

Geval 1

Voor de elektrische verwarming met weerstand, de elektrische warmtepompen en de ketels, worden de rekenwaarden voor η_{wh} genomen uit Tabel 37. Deze zijn van toepassing voor zowel productie-toestellen die enkel sanitair tapwater verwarmen, als voor de toestellen die zowel ruimteverwarming als sanitair warm watervoorziening verzekeren.

Tableau [37] : Valeurs de calcul pour η_{wh} en %

Chauffage électrique par résistance	38
Pompe à chaleur électrique	95
Chaudière	95. $\eta_{full, GCV}$

Le symbole du tableau est défini comme suit :

$\eta_{full, GCV}$ le rendement à la puissance thermique nominale exprimé en pouvoir calorifique supérieur, (-). Il est déterminé comme l'efficacité utile η_4 du Règlement européen (UE) n°813/2013. La valeur par défaut pour $\eta_{full, GCV}$ est 0,68.

Cas 2

Pour les cogénérations sur site, les fournitures de chaleur externe et les demandes d'équivalence, les rendements de production et de stockage ne sont pas évalués séparément mais ensemble. » ;

2° au point 10.3.3.4.1, les modifications suivantes sont apportées :

- l'intitulé du titre est remplacé par ce qui suit : « 10.3.3.4.1 Systèmes pour lesquels l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau est déterminée » ;
- à l'alinéa 2 intitulé « Rendement de production », les mots « et les systèmes de production d'eau chaude sanitaire non soumis aux Règlements précités mais pour lesquels l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau est déterminée » sont insérés entre les mots « au Règlement (UE) n°814/2013 » et les mots « , le rendement » ;
- sous l'Eq. 256, les mots « ou 10.3.3.3.3 » sont ajoutés après les mots « ou 10.3.3.3.2 » ;

3° au point 10.3.3.4.2, les modifications suivantes sont apportées :

- l'intitulé du titre est remplacé par ce qui suit : « Systèmes pour lesquels l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau n'est pas déterminée » ;
- à l'alinéa premier, les mots « non soumis aux Règlements précités » sont remplacés par les mots « visés au cas 2 du § 10.3.3.3.3 » et les mots « données au tableau [38] » sont insérés entre les mots « les valeurs de calculs et les mots « ci-dessous » ;
- les mots « Appareils autres que les appareils à combustion. Pour les appareils autres que les appareils à combustion, le produit du rendement de production $\eta_{gen, water}$ et du rendement de stockage $\eta_{stor, water}$ est donné au Tableau [31]. » sont abrogés;
- le tableau 31 est remplacé par le tableau suivant :

« Tableau [38] : Valeurs de calcul pour ($\eta_{gen, water} \cdot \eta_{stor, water}$)

	chauffage instantané (a)	avec stockage de chaleur (b)		Ogenblikkelijke verwarming (a)	Met warmteopslag (b)
Cogénération sur site (1)	$\epsilon_{cogen, th}$	$\epsilon_{cogen, th} - 0,05$	WKK op de site (1)	$\epsilon_{cogen, th}$	$\epsilon_{cogen, th} - 0,05$
Fourniture de chaleur externe (1)	$\eta_{water, dh}$	$\eta_{water, dh} - 0,05$	Externe warmtelevering (1)	$\eta_{water, dh}$	$\eta_{water, dh} - 0,05$
Autres cas	Équivalence (2)		Autere gevallen	gelijkwaardigheidsaanvraag (2)	

(a) 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).

(b) 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). » ;

Tabel [37]: Rekenwaarden voor η_{wh} in %

Elektrische weerstandsverwarming	38
Elektrische warmtepomp	95
Ketel	95. $\eta_{full, GCV}$

Het symbool in de tabel is als volgt gedefinieerd:

$\eta_{full, GCV}$ Het rendement bij het nominaal thermisch vermogen uitgedrukt op de bovenste verbrandingswaarde, (-). Het wordt bepaald als de nuttige efficiëntie [00c6][009e]4 van de Europese Verordening (EU) n°813/2013. De waarde bij ontstentenis voor $\eta_{full, GCV}$ is 0.68;

Geval 2

Voor de WKK-installaties op de site, externe warmtelevering en gelijkwaardigheidsaanvragen, worden de productie- en opslagrendementen niet afzonderlijk maar samen geëvalueerd."

2° in punt 10.3.3.4.1 worden de volgende wijzigingen aangebracht:

- Het opschrift van het titel wordt vervangen als volgt: "Systemen waarvan de energie-efficiëntie voor de verwarming is bepaald"
- In tweede lid "Opwekkingsrendement" worden de woorden "en de productiesystemen voor sanitair warm tapwater niet onderhevig aan de voornoemde Verordeningen maar waarvoor de energie-efficiëntie voor de verwarming van water is bepaald" ingevoegd tussen de woorden "Verordening (EU) n°814/2013" en de woorden " wordt het opwekkingsrendement";
- Onder Eq. 256 worden de woorden « bepaald volgens § 10.3.3.3.1 of 10.3.3.3.2, in % » vervangen door de woorden "in %, bepaald volgens § 10.3.3.3.1 of 10.3.3.3.2 of 10.3.3.3.3";

3° in punt 10.3.3.4.2 worden de volgende wijzigingen aangebracht :

- Het opschrift van de titel wordt vervangen als volgt: "Systemen waarvan de energie-efficiëntie voor de verwarming van water niet bepaald is";
- In het eerste lid worden de woorden "Voor systemen die niet zijn onderworpen zijn aan de voornoemde verordeningen" vervangen door de woorden "Voor systemen die vallen onder geval 2 van § 10.3.3.3.3" en de woorden "in Tabel [38]" ingevoegd tussen de woorden "De onderstaande waarden" en de woorden "zijn van toepassing";
- De woorden : "Andere toestellen dan verbrandingstoestellen Voor andere toestellen dan verbrandingstoestellen is het product van het opwekkingsrendement $\eta_{gen, water}$ en het opslagrendement $\eta_{stor, water}$ opgenomen in Tabel [31]." worden opgeheven;
- Tabel 31 wordt vervangen door de volgende tabel:

"Tabel [38]: Rekenwaarden voor ($\eta_{gen, water} \cdot \eta_{stor, water}$)

	chauffage instantané (a)	avec stockage de chaleur (b)		Ogenblikkelijke verwarming (a)	Met warmteopslag (b)
Cogénération sur site (1)	$\epsilon_{cogen, th}$	$\epsilon_{cogen, th} - 0,05$	WKK op de site (1)	$\epsilon_{cogen, th}$	$\epsilon_{cogen, th} - 0,05$
Fourniture de chaleur externe (1)	$\eta_{water, dh}$	$\eta_{water, dh} - 0,05$	Externe warmtelevering (1)	$\eta_{water, dh}$	$\eta_{water, dh} - 0,05$
Autres cas	Équivalence (2)		Autere gevallen	gelijkwaardigheidsaanvraag (2)	

(a) Opwekkingsinstallaties die ogenblikkelijk opwarmen, genereren slechts warmte op de ogenblikken dat er warm water getapt wordt, zonder dat er ergens in de installatie op een of andere manier warmteopslag plaatsvindt. Zodra de warmwatertapping ophoudt, stopt in die installaties ook de warmteproductie volledig en koelt het hele systeem af tot op omgevingstemperatuur (indien in tussentijd geen nieuwe warmwatertapping plaatsvindt).

(b) Opwekkingsinstallaties met warmteopslag houden een hoeveelheid warmte beschikbaar in een voorraadvat, ook op ogenblikken dat er geen warm water getapt wordt. De warmteopslag is zowel mogelijk in de vorm van het warme tapwater zelf, als in de vorm van ketelwater, waarbij het tapwater zelf via een doorstroomwarmtewisselaar pas opgewarmd wordt op de tapmomenten. Ook als de installatie niet permanent warmte beschikbaar houdt, maar onbelemmerd kan afkoelen gedurende bepaalde periodes (bv. 's nachts) blijft hetzelfde product van opwekkingsrendement en opslagrendement van toepassing.";

e) le paragraphe « Appareils à combustion » et le tableau 32 sont abrogés.

§ 2. Au dernier alinéa du point 7.2.1 de l'annexe XIII du même arrêté, les mots « préalablement agréé par le Ministre » sont remplacés par les mots « , mis à disposition sur le site internet de Bruxelles Environnement, qui implémente le calcul simplifié du § 10.4.1.1 de l'annexe PER ».

CHAPITRE 3. — *Spécifications aux méthodes de calcul fixées dans les annexes XII et XIII de l'arrêté du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale du 21 décembre 2007 déterminant des exigences en matière de performance énergétique et de climat intérieur des bâtiments*

Art. 3. Les facteurs de réduction pour la récupération de chaleur de l'évacuation d'eau de douche sont déterminés selon les règles spécifiées à l'annexe 1^{re} de l'arrêté ministériel du 6 mai 2014.

Art. 4. Les spécifications concernant les mesures d'étanchéité à l'air sont déterminées en annexe 1^{re} du présent arrêté.

Art. 5. § 1. Dans les unités PEB habitations individuelles, les facteurs de réduction pour la ventilation pour les systèmes de ventilation à la demande sont déterminés selon les règles spécifiées à l'annexe 9 de l'arrêté ministériel du 6 mai 2014.

§ 2. Dans les unités PEB non-résidentielles, les facteurs de réduction pour la ventilation pour les systèmes de ventilation à la demande sont déterminés selon les règles spécifiées à l'annexe 5 de l'arrêté ministériel du 6 mai 2014.

Art. 6. Le rendement d'un système dit "Combilus" dans le cadre de la réglementation PEB est calculé selon les spécifications déterminées en annexe 2 du présent arrêté.

Art. 7. Dans les unités PEB habitations individuelles, le coefficient de performance (COP_{test}) et le facteur de performance saisonnière moyen (SPF) pour les pompes à chaleur à détente directe et les pompes à chaleur qui utilisent l'eau de surface, des égouts ou de l'effluent d'une station d'épuration des eaux usées comme source de chaleur, sont calculés selon les spécifications déterminées en annexe 3 du présent arrêté.

Art. 8. Dans les unités PEB habitations individuelles, la mesure, in situ, de la puissance électrique des ventilateurs dans le cadre de la réglementation PEB est prise selon les spécifications déterminées en annexe 4 du présent arrêté.

Art. 9. La méthode de calcul pour le pré-refroidissement de l'air de ventilation avec un échangeur de chaleur sol-air est définie en annexe 5 du présent arrêté.

Art. 10. Dans les unités PEB habitations individuelles, le rendement thermique d'un récupérateur de chaleur est calculé selon les spécifications déterminées en annexe 6 du présent arrêté.

Art. 11. La variable auxiliaire L dans les unités PEB non-résidentielles peut être déterminée au moyen de calculs détaillés dont les spécifications et la procédure de reconnaissance du logiciel de calcul d'éclairage sont celles de l'article 6 de l'arrêté ministériel du 6 mai 2014.

CHAPITRE 4. — *Disposition finale*

Art. 12. Le présent arrêté produit ses effets au 1^{er} juillet 2017.

Bruxelles, le 9 novembre 2017.

C. FREMAULT

e) De paragraaf "Verbrandingstoestellen" en de tabel 32 worden opgeheven.

§ 2. In punt 7.2.1 van bijlage XIII van hetzelfde besluit worden de woorden "dat vooraf door de minister erkend is" vervangen door de woorden "dat op de website van Leefmilieu Brussel ter beschikking wordt gesteld, dat de vereenvoudigde berekening van § 10.4.1.1 van EPW-bijlage implementeert"

HOOFDSTUK 3. — *Specificaties voor de berekeningsmethodes vastgelegd in de bijlagen XII en XIII van het Besluit van de Brusselse Hoofdstedelijke Regering van 21 december 2007 tot vaststelling van de eisen op het vlak van de energieprestatie en het binnenklimaat van gebouwen*

Art. 3. De reductiefactoren voor warmteterugwinning uit de doucheafloop worden bepaald volgens de in bijlage 1 van het ministerieel besluit van 6 mei 2014 gespecificeerde regels.

Art. 4. De specificaties met betrekking tot de luchtdichtheidsmeting worden in bijlage 1 van dit besluit bepaald.

Art. 5. § 1. In de EPB-wooneenheden worden de reductiefactoren voor ventilatie voor vraaggestuurde systemen bepaald volgens de in bijlage 9 van het ministerieel besluit van 6 mei 2014 gespecificeerde regels.

§ 2. In de niet-residentiële EPB-eenheden worden de reductiefactoren voor ventilatie voor vraaggestuurde systemen bepaald volgens de in bijlage 5 van het ministerieel besluit van 6 mei 2014 gespecificeerde regels.

Art. 6. Het rendement voor een systeem genaamd "combilus" in het kader van de EPB-reglementering wordt berekend volgens de in bijlage 2 van dit besluit bepaalde specificaties.

Art. 7. In de EPB-wooneenheden worden de prestatiecoëfficiënt (COP_{test}) en de gemiddelde seizoensprestatiefactor (SPF) voor warmtepompen met directe warmtewisseling en warmtepompen die oppervlaktewater, een riolering of het effluent van een rioolwaterzuiveringsinstallatie als warmtebron gebruiken, berekend volgens de in bijlage 3 van dit besluit bepaalde specificaties.

Art. 8. In de EPB-wooneenheden wordt het elektrische vermogen van de ventilatoren in het kader van de EPB-reglementering in situ gemeten, volgens de in bijlage 4 van dit besluit bepaalde specificaties.

Art. 9. De rekenmethode voor de verkoeling van ventilatielucht met een aarde-lucht warmtewisselaar wordt gedefinieerd in bijlage 5 van dit besluit.

Art. 10. In de EPB-wooneenheden wordt het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat berekend volgens de in bijlage 6 van dit besluit bepaalde specificaties.

Art. 11. De hulpvariabele L in de niet-residentiële EPB-eenheden kan door middel van gedetailleerde berekeningen bepaald worden. De specificaties en de erkenningsprocedure van het rekenprogramma voor verlichting zijn deze van artikel 6 van het ministerieel besluit van 6 mei 2014.

HOOFDSTUK 4. — *Eindbepaling*

Art. 12. Dit besluit heeft uitwerking met ingang van 1 juli 2017.

Brussel, 9 november 2017.

C. FREMAULT

 Annexe 1 - Spécifications pour la mesure de l'étanchéité à l'air des bâtiments

AVANT-PROPOS.....	2
1.1 Utilisation d'un résultat d'une mesure de l'étanchéité à l'air dans la réglementation PEB.....	2
1.2 Documents de base.....	2
2 SPECIFICATIONS GENERALES APPLICABLES A LA MESURE.....	3
3 SPECIFICATIONS SUPPLEMENTAIRES APPLICABLES A LA MESURE.....	3
3.1 Zone à mesurer.....	3
3.1.1 Règle générale.....	3
3.1.2 (Dé)pressurisation des espaces situés en dehors de la zone à mesurer	4
3.1.3 Cas particulier : mesure avec plusieurs équipements de pressurisation.....	5
3.2 Type d'essai de pressurisation.....	5
3.3 Distinction entre les « petits bâtiments » et les « grands bâtiments ».....	5
3.4 Contenu du rapport d'essai.....	5
3.5 Utilisation du résultat de l'essai de pressurisation dans la réglementation PEB.....	6
3.5.1 Détermination de la surface d'enveloppe de la zone testée A_{test}	6
3.5.2 Débit de fuite d'air à 50Pa \dot{V}_{50}	6
3.5.3 Dans le contexte des réglementations PEB, c'est la valeur \dot{V}_{50} correspondant à la moyenne des débits de fuite d'air mesurés dans les deux modes de mesure (en pression et en dépression) qui doit être utilisée. Cette valeur moyenne fait partie des informations à retrouver dans un rapport d'essai tel que visé au §3.4.....	6
3.6 Indépendance du mesureur.....	6

Annexe 1 - Spécifications pour la mesure de l'étanchéité à l'air des bâtiments

Avant-propos

Cette annexe établit les exigences à respecter pour la réalisation d'une mesure de l'étanchéité à l'air des bâtiments, utilisable dans le cadre de la réglementation PEB. Il s'adresse d'une part à l'opérateur en charge de la réalisation de l'essai de pressurisation (le mesureur qui est responsable de la mesure et du rapport d'essai) et, d'autre part au demandeur du test (personne qui a commandé le test ou son représentant : architecte, responsable de la déclaration PEB, ...).

A noter que la STS-P 71-3 auquel il est fait référence précise les rôles respectifs du mesureur et du demandeur lors de la réalisation d'un essai de pressurisation.

Pour que la mesure soit utilisable et exclut la valeur par défaut, le rapport de mesure doit démontrer que les exigences suivantes sont respectées.

1.1 Utilisation d'un résultat d'une mesure de l'étanchéité à l'air dans la réglementation PEB

La prise en compte, par le demandeur du test, du résultat de la mesure de l'étanchéité à l'air d'un bâtiment dans le calcul de sa performance énergétique peut mener à un niveau de consommation d'énergie primaire plus favorable que celui calculé sur base de la valeur de l'étanchéité à l'air par défaut. Dans la méthode de détermination du niveau de consommation d'énergie primaire (§ 7.8.3 de la méthode pour les unités résidentielles (PER) et § 5.6.3 de la méthode pour les unités non-résidentielles (PEN)), cette consommation d'énergie primaire dépend du débit d'infiltration et d'exfiltration, calculé sur base du débit de fuite d'air à 50 Pa, par unité d'aire de l'enveloppe, $\dot{V}_{50,heat}$, noté ci-après \dot{V}_{50} et exprimé en (m³/h)/m². Ce débit de fuite d'air spécifique, \dot{V}_{50} (v minuscule), est déterminé sur base du débit de fuite d'air à 50 Pa de l'enveloppe extérieure, \dot{V}_{50} (V majuscule) en m³/h, mesuré par l'opérateur de mesure conformément à la norme NBN EN 13829:2001 et à la STS-P 71-3 et en respectant les spécifications données dans le présent document.

1.2 Documents de base

Les méthodes de détermination de consommation d'énergie primaire de la réglementation PEB font référence à la norme NBN EN13829:2001 pour la mesure du débit de fuite d'air à 50 Pa de l'enveloppe extérieure, \dot{V}_{50}

Les spécifications techniques unifiées STS-P 71-3 apportent des précisions par rapport à cette norme d'essai. Cette STS-P 71-3 décrit plusieurs options envisageables à différents stades de la réalisation d'un essai de pressurisation en fonction notamment de l'objectif associé à la réalisation de cet essai de pressurisation.

Les présentes spécifications supplémentaires précisent le cas échéant quelle option il y a lieu de choisir dans le contexte d'un essai valorisable dans la réglementation PEB.

La norme NBN EN13829:2001 ainsi que la STS-P 71-3 sont des prérequis indispensables à la lecture et la bonne compréhension du présent document.

A la date d'entrée en vigueur de cette version des spécifications supplémentaires, seules des mesures réalisées conformément à ce document pourront être prises en compte pour bénéficier d'une meilleure performance

Annexe 1 - Spécifications pour la mesure de l'étanchéité à l'air des bâtiments

que la valeur par défaut. Il est à noter que les spécifications techniques unifiées STS-P 71-3 auxquelles il est fait référence imposent notamment des exigences quant au matériel de mesure et reprennent également une annexe informative décrivant l'indépendance du mesureur qui réalise les essais de pressurisation.

2 Spécifications générales applicables à la mesure

Les documents de base cités ci-dessus contiennent des spécifications en ce qui concerne la réalisation d'un essai de pressurisation. En particulier, pour un « essai type » tel que défini dans la STS-P 71-3, les éléments suivants sont précisés :

- Etat du bâtiment ou l'unité PEB au moment de la mesure,
- Méthode de préparation du bâtiment ou l'unité PEB et mode de traitement des ouvertures volontaires,
- Modes de mesure et installation des appareillages,
- Spécificités relatives au mode opératoire,
- Dispositions relatives à l'équipement de mesure et aux dispositifs de calcul,
- Dispositions relatives au rapport d'essai,
- L'indépendance du mesureur pour la réalisation d'essai de pressurisation

3 Spécifications supplémentaires applicables à la mesure

En complément aux spécifications générales citées au §2, les spécifications supplémentaires suivantes s'appliquent.

3.1 Zone à mesurer

3.1.1 Règle générale

Exigences

La zone à mesurer doit être définie, par le demandeur du test, en cohérence avec la subdivision du bâtiment effectuée dans le cadre de la réglementation PEB. La zone à mesurer doit couvrir au moins l'ensemble du volume PER ou PEN considéré et ne peut pas couvrir des espaces situés en dehors du volume protégé (VP), comme des espaces adjacents non-chauffés.

Recommandations

Dans la plupart des cas, l'essai d'étanchéité peut être réalisé sur l'ensemble du volume protégé (VP). La zone à mesurer peut donc inclure plusieurs unités PER ou PEN (figure 1).

Annexe 1 - Spécifications pour la mesure de l'étanchéité à l'air des bâtiments

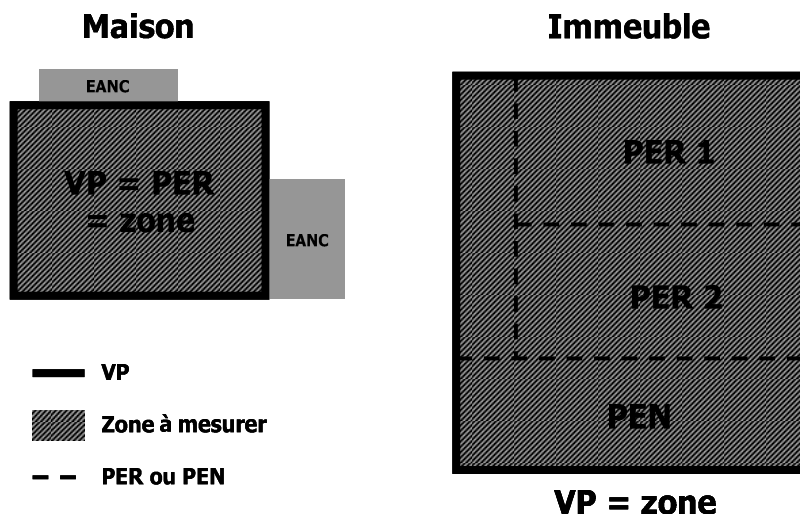


Figure 1 : Schéma de la zone à mesurer (hachuré) correspondant au volume protégé (trait continu), pour le cas d'une maison individuelle ou d'un immeuble (EANC = espace adjacent non-chauffé).

Dans certains cas, la mesure peut néanmoins être réalisée sur une partie seulement du volume protégé, mais toujours au moins sur l'unité PER ou PEN considérée (un appartement individuel par exemple, figure 2).

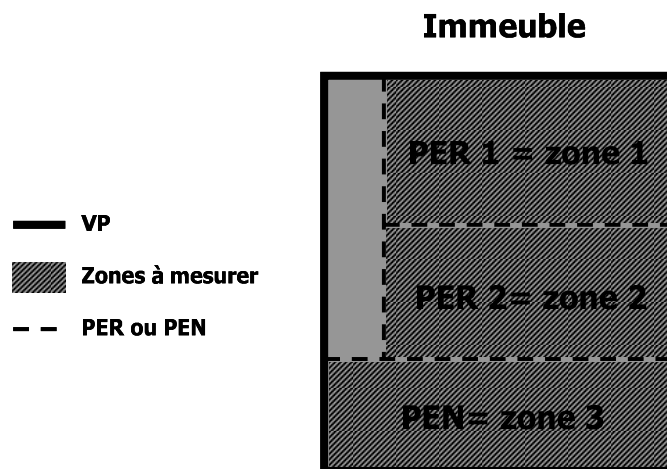


Figure 2 : Schéma des zones à mesurer (hachuré) correspondant chacune à une unité PER ou PEN (trait pointillé) individuelle.

3.1.2 (Dé)pressurisation des espaces situés en dehors de la zone à mesurer

Exigences

Pendant la mesure de l'étanchéité à l'air, il est interdit de pressuriser ou dépressuriser volontairement et directement des espaces situés en dehors de la zone à mesurer.¹

Cette interdiction s'applique à tous les espaces en dehors de la zone à mesurer, qu'ils soient chauffés ou non, qu'ils fassent partie du même bâtiment ou d'un bâtiment adjacent.

¹ La dépressurisation ou la pressurisation éventuellement induite par l'équipement de pressurisation de la zone à mesurer n'est pas donc visée par cette interdiction.

Annexe 1 - Spécifications pour la mesure de l'étanchéité à l'air des bâtiments

3.1.3 Cas particulier : mesure avec plusieurs équipements de pressurisation

Exigences

La (dé)pressurisation de la zone à mesurer peut être réalisée au moyen de plusieurs équipements de pressurisation. Pendant la mesure, tous ces équipements de pressurisation doivent (dé)pressuriser simultanément la zone à mesurer à la même pression.

Dans le cas où la zone à mesurer est composée de plusieurs parties séparées, sans porte intérieure entre elles, cette (dé)pressurisation simultanée est obligatoire et il faut au moins un équipement de pressurisation dans chacune de ces parties de la zone à mesurer.²

Note : Par exemple, pour un immeuble à appartements avec accès de chaque appartement uniquement via l'extérieur, il est autorisé de considérer l'ensemble de l'immeuble comme la zone à mesurer et de réaliser la mesure en (dé)pressurant en même temps chaque appartement avec un équipement différent.

Dans tous les cas, le débit de fuite d'air total, \dot{V}_{50} , est alors déterminé pour l'ensemble de cette zone à mesurer. A_{test} doit être déterminée sur base des surfaces de l'enveloppe de l'ensemble de cette zone à mesurer. Les parties mesurées simultanément doivent être décrites de façon claire et précise dans le rapport d'essai par l'opérateur de mesure.

3.2 Type d'essai de pressurisation

Pour pouvoir être valorisé dans le cadre de la réglementation PEB, l'essai de pressurisation doit être réalisé selon les spécifications relatives à un « essai type » tel que décrit dans la STS-P 71-3.

3.3 Distinction entre les « petits bâtiments » et les « grands bâtiments »

La STS-P 71-3 fait une distinction entre les « grands bâtiments » d'une part et les « petits bâtiments » d'autre part. La distinction entre ces deux catégories est faite dans ces STS-P 71-3 selon un critère de volume de la zone à mesurer. Selon cette distinction, certaines spécifications relatives à l'essai diffèrent.

Dans le cadre de la réglementation PEB, ce volume de la zone à mesurer doit être déterminé selon les règles en vigueur dans la réglementation PEB pour la détermination du volume des unités PEB

3.4 Contenu du rapport d'essai

La STS-P 71-3 décrit le contenu minimal d'un rapport d'essai.

Exigences supplémentaires

Pour qu'un rapport d'essai d'étanchéité à l'air puisse être utilisé dans le cadre de la réglementation PEB, il devra en outre contenir la déclaration suivante:

« Lors de la réalisation de l'essai de pressurisation, toutes les prescriptions applicables dans le cadre de la réglementation PEB, comme décrites dans le document de spécifications version x de jj mm aaa ont été respectées. » Les bonnes données pour la version (x) et la date (jj mm aaaa) doivent être complétées.

² Dans de nombreux cas, il est également possible de définir une zone à mesurer sur chacune de ces parties et de les mesurer indépendamment.

Annexe 1 - Spécifications pour la mesure de l'étanchéité à l'air des bâtiments

3.5 Utilisation du résultat de l'essai de pressurisation dans la réglementation PEB

3.5.1 Détermination de la surface d'enveloppe de la zone testée A_{test}

L'aire test de l'enveloppe, A_{test} (m^2) est nécessaire, dans le cadre de la réglementation PEB, pour le calcul du débit de fuite d'air par unité d'aire de l'enveloppe, \dot{V}_{50} ($(\text{m}^3/\text{h})/\text{m}^2$), sur base du débit de fuite d'air à 50 Pa, \dot{V}_{50} (m^3/h), déterminé par mesure.

Cette valeur A_{test} doit être déterminée selon la définition donnée dans la réglementation PEB.

Pour déterminer A_{test} , il faut utiliser les mêmes conventions que celles utilisées pour déterminer l'aire de déperdition dans le calcul des consommations d'énergie primaire:

- si la zone à mesurer correspond à une unité PER ou PEN considérée dans la réglementation PEB, A_{test} doit être égale à la surface $A_{\text{T,E}}$ de l'unité PER ou PEN concerné ;
- si la zone à mesurer correspond à un ensemble d' l'unités PER et/ou ensemble de l'unités PEN considérées dans la réglementation PEB, A_{test} doit être égale à la somme des surfaces $A_{\text{T,E}}$ de chacune des unités PER et/ou unités PEN concernées.;
- Dans les autres cas A_{test} doit être calculé sur base des délimitations de la zone à mesurer et selon les conventions utilisées pour le calcul des consommations d'énergie primaire.

Note : Cette aire de test de l'enveloppe est différente de la surface de l'enveloppe A_E déterminée dans la norme NBN EN 13829:2001 § 6.1.2, sur base des dimensions intérieures de l'enveloppe finalisée du bâtiment. - Voir STS-P 71-3 pour cet aspect.

3.5.2 Débit de fuite d'air à 50Pa \dot{V}_{50}

3.5.3 Dans le contexte des réglementations PEB, c'est la valeur \dot{V}_{50} correspondant à la moyenne des débits de fuite d'air mesurés dans les deux modes de mesure (en pression et en dépression) qui doit être utilisée. Cette valeur moyenne fait partie des informations à retrouver dans un rapport d'essai tel que visé au §3.4.

Dans certains cas spécifiques, la STS-P 71-3 prévoit la possibilité de considérer comme conforme des essais où seule une mesure dans un des deux modes de mesure serait valide. Dans ce cas, le STS-P 71-3 décrit une méthode conventionnelle pour calculer la valeur moyenne des deux modes de mesure. Un facteur de correction est utilisé pour fixer la valeur du résultat du mode de mesure ayant donné des résultats non valides. Dans le contexte des réglementations PEB, dans de tels cas, l'application de cette méthode conventionnelle (incluant le facteur de correction) pour calculer la valeur \dot{V}_{50} moyenne est obligatoire.

3.6 Indépendance du mesureur

§1. Les mesures d'étanchéité sont effectuées et les rapports d'essai sont rédigés de manière objective par un mesureur indépendant.

§2. On entend par « mesureur indépendant » : la personne responsable de la mesure et du rapport d'essai qui ne se retrouve pas dans un des cas suivants :

Annexe 1 - Spécifications pour la mesure de l'étanchéité à l'air des bâtiments

1.Elle dispose d'un droit réel ou personnel sur le bâtiment mesuré ou une partie de celui-ci ;

2. Elle intervient, à quelque titre que ce soit, dans le cadre d'une transaction immobilière qui porte sur le bâtiment mesuré ou une partie de celui-ci;

3 .Elle a participé à la conception, à l'établissement des documents de la procédure PEB ou la réalisation des travaux du bâtiment mesuré en tant qu'entrepreneur de construction, en tant que sous-traitant de cet entrepreneur ou fournisseur de matériaux ou d'équipements, ou en tant qu'architecte, conseiller PEB, auteur d'étude de faisabilité ou membre d'un bureau d'études

4.Elle est dans un lien de collaboration, tels qu'un lien de subordination, un lien d'actionariat, avec les personnes visées aux points 1, 2 et 3.

§3.Le mesureur joint à son rapport de mesure une déclaration sur l'honneur attestant de son indépendance.

§4.Le mesureur tient à disposition de l'administration qui reçoit le rapport de mesure, toute pièce justificative ou tout document en sa possession qui permet d'instruire l'examen de la validité du rapport de mesure.

Vu pour être annexé à l'arrêté ministériel portant modification et exécution des annexes XII et XIII de l'arrêté du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale du 21 décembre 2007 déterminant des exigences en matière de performance énergétique et de climat intérieur des bâtiments

Bruxelles, le 9 novembre 2017

La Ministre du Logement, de la Qualité de Vie, de l'Environnement et de l'Energie
C. FREMAULT

Annexe 2 - Spécifications pour la prise en compte d'un combilus

AVANT PROPOS	2
1 DÉTERMINATION DES BESOINS BRUTS EN ÉNERGIE.....	2
1.1 Besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage	2
1.2 Besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire	3
1.3 Rendement mensuel d'un combilus	5
1.3.1 <i>Combilus utilisé toute l'année.....</i>	5
1.3.2 <i>Combilus utilisé uniquement pendant la période hivernale.....</i>	9
2 DÉTERMINATION DE LA CONSOMMATION FINALE D'ÉNERGIE.....	9
2.1.1 <i>Consommation finale mensuelle d'énergie pour le chauffage.....</i>	9
2.2 Consommation finale mensuelle d'énergie pour la préparation de l'eau chaude sanitaire	10
2.2.1 <i>Combilus utilisé toute l'année.....</i>	10
2.2.2 <i>Combilus utilisé uniquement pendant la période hivernale.....</i>	11
2.3 Rendement de production des secteurs énergétiques et des points de puisage alimentés par un combilus	12
2.4 La consommation d'énergie primaire pour la préparation de l'eau chaude sanitaire	14
3 LISTE DES ÉQUATIONS.....	15

Spécifications pour la prise en compte d'un combilus

Avant propos

Par combilus, nous entendons ici une boucle de circulation commune¹ qui sert à la fois pour l'eau chaude sanitaire (ECS) et pour le chauffage des locaux. La chaleur pour l'ECS est fournie à un ballon d'eau chaude (boiler-satellite) ou à un échangeur de chaleur propre à chaque unité PEB. L'échangeur de chaleur sera renommé plus loin dans ce document 'dispositif de distribution'.

Cette annexe décrit comment, dans le cas d'un combilus, les besoins bruts et la consommation finale en énergie des secteurs énergétiques (chauffage des locaux) et des points de puisage (ECS) concernés doivent être déterminés. Deux situations sont envisagées :

- le combilus est utilisé toute l'année : pour le chauffage des locaux et l'eau chaude sanitaire pendant les mois d'hiver et pour l'eau chaude sanitaire pendant les mois d'été ;
- les unités PEB équipées d'un ballon d'eau chaude muni d'une résistance électrique (boiler-satellite) et d'un combilus qui est uniquement utilisé pendant les mois d'hiver pour le chauffage des locaux et la production d'ECS. Pendant les mois d'été, lorsque la demande en énergie nette pour le chauffage des locaux est nulle, les résistances électriques des ballons d'eau chaude sont utilisées pour produire de l'eau chaude sanitaire. Dans ce cas, il faut déterminer la consommation en énergie primaire liée à l'eau chaude sanitaire.

Le combilus fonctionne lorsque la pompe de circulation est activée. Comme le combilus est utilisé pour plusieurs unités PEB, le système est considéré en fonctionnement permanent (toute l'année ou seulement pendant les mois d'hiver) et il ne faut pas présumer d'un mode de fonctionnement où le système peut être à l'arrêt quelques heures par jour.

Dans le présent texte, on entend par 'les mois d'hiver', les mois pendant lesquels il y a des besoins brutes pour le chauffage des locaux et on entend par 'les mois d'été', les mois pendant lesquels il n'y a pas de besoins brutes pour le chauffage des locaux.

1 Détermination des besoins bruts en énergie

1.1 Besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage

Les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage doivent être déterminés tels que décrit au § 9.2.1 de l'annexe PER, à la différence que le rendement mensuel moyen du système est défini ici comme le produit du rendement d'émission, du rendement de distribution, du rendement de stockage et du rendement du combilus :

¹ Dans le sens où plusieurs unités PEB sont alimentées par le même combilus ou si le système sert une unité d'habitation collective.

Annexe 2 – Spécifications pour la prise en compte d'un combilus

$$\text{Eq. 21} \quad \eta_{\text{sys,heat,seci,m}} = \eta_{\text{em,heat,seci,m}} \cdot \eta_{\text{distr,heat,seci,m}} \cdot \eta_{\text{EPstor,heat,seci,m}} \cdot \eta_{\text{combi k,m}} \quad (-)$$

avec :

$\eta_{\text{em,heat,seci,m}}$ le rendement mensuel moyen d'émission d'un secteur énergétique i , (-), dans lequel les valeurs pour la catégorie 'chauffage central' du § 9.2.2.2 de l'annexe PER doivent être considérées, pour le cas d'un décompte individuel des coûts de chauffage établi par unité PEB sur base d'une mesure individuelle des consommations réelles. S'il n'y a aucun décompte individualisé réel des coûts de chauffage, les valeurs relatives à la catégorie 'chauffage central' doivent être multipliées par un facteur de réduction de 0,9. Dans le cas d'un combilus, les facteurs de correction pour le chauffage collectif ne sont pas d'application ;

$\eta_{\text{distr,heat,seci,m}}$ le rendement mensuel moyen de distribution d'un secteur énergétique i , (-), déterminé selon le § 9.2.2.3 de l'annexe PER. Seules les conduites pour le chauffage, à compter à partir du point d'embranchement du combilus, doivent être considérées ;

$\eta_{\text{EPstor,heat,seci,m}}$ le rendement mensuel moyen de stockage du secteur énergétique i , au niveau de l'unité PEB. Il doit être déterminé comme $\eta_{\text{stor,heat,seci,m}}$ dans le § 9.2.2.4 de l'annexe PER mais où seuls les ballons de stockage pour le chauffage des locaux qui se situent après le combilus sont pris en considération, (-) ;

$\eta_{\text{combi k,m}}$ le rendement mensuel du combilus k , déterminé selon le § 1.3 du présent texte, (-).

1.2 Besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire

Les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire doivent être déterminés tel que décrit dans le § 9.3.1 de l'annexe PER, à la différence que le rendement du système est défini comme suit :

- Si le rendement de production du combilus (voir § 2.3) est déterminé sur base du § 10.3.3.4.1 de l'annexe PER, alors on a :

$$\text{Eq. 22} \quad \eta_{\text{sys,bathi,m}} = \eta_{\text{tubing,bathi}} \cdot \eta_{\text{combik,m}} \cdot \eta_{\text{EPstor,water,bathi,m}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 23} \quad \eta_{\text{sys,sinki,m}} = \eta_{\text{tubing,sinki}} \cdot \eta_{\text{combik,m}} \cdot \eta_{\text{EPstor,water,sinki,m}} \quad (-)$$

- Si le rendement de production du combilus (voir § 2.3) n'est pas déterminé sur base du § 10.3.3.4.1 de l'annexe PER, alors on a :

$$\text{Eq. 2} \quad \eta_{\text{sys,bathi,m}} = \eta_{\text{tubing,bathi}} \cdot \eta_{\text{combi k,m}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 3} \quad \eta_{\text{sys,sinki,m}} = \eta_{\text{tubing,sinki}} \cdot \eta_{\text{combi k,m}} \quad (-)$$

Spécifications pour la prise en compte d'un combilus

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 au § 9.3.2.2 de l'annexe PER, (-) ;
$\eta_{\text{tubing,sink } i}$	la contribution au rendement du système des conduites d'eau sanitaire vers un évier de cuisine i , telle que déterminée au § 9.3.2.2 de l'annexe PER, (-) ;
$\eta_{\text{EPstor,water,bath } i,m}$	le rendement mensuel de stockage pour la douche ou la baignoire i au niveau de l'unité PEB, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$\eta_{\text{EPstor,water,sink } i,m}$	le rendement mensuel de stockage pour l'évier de cuisine i au niveau de l'unité PEB, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$\eta_{\text{combi } k,m}$	le rendement mensuel du combilus k , déterminé selon le § 1.3 du présent texte, (-).

On détermine le rendement mensuel de stockage au niveau de l'unité PEB, $\eta_{\text{EPstor,water,m}}$, avec l'indice 'bath i ' ou 'sink i ' selon le cas, comme suit :

- Si aucun ballon d'eau chaude sanitaire ne se situe entre le combilus et le bain, la douche ou l'évier de cuisine i , alors on a :

$$\text{Eq. 24} \quad \eta_{\text{EPstor,water,m}} = 1,00 \quad (-)$$

- S'il y a bien un ballon d'eau chaude sanitaire qui se situe entre le combilus et la baignoire, la douche ou l'évier de cuisine i et que le rendement de production du combilus (voir § 2.3) est déterminé sur base du § 10.3.3.4.1 de l'annexe PER, alors on a :

$$\text{Eq. 25} \quad \eta_{\text{EPstor,water,m}} = \frac{\sum_{\text{bath } j} \frac{Q_{\text{water,bath } j,\text{net,m}}}{\eta_{\text{tubing,bath } j}} + \sum_{\text{sink } k} \frac{Q_{\text{water,sink } k,\text{net,m}}}{\eta_{\text{tubing,sink } k}}}{\left(\sum_{\text{bath } j} \frac{Q_{\text{water,bath } j,\text{net,m}}}{\eta_{\text{tubing,bath } j}} + \sum_{\text{sink } k} \frac{Q_{\text{water,sink } k,\text{net,m}}}{\eta_{\text{tubing,sink } k}} + Q_{\text{loss,stor,water,m}} \right)} \quad (-)$$

où :

$Q_{\text{water,bath } i,\text{net,m}}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une baignoire i , déterminés selon le § 7.3 de l'annexe PER, en MJ ;
$\eta_{\text{tubing,bath } i}$	la contribution au rendement du système des conduites d'eau sanitaire vers une douche ou une baignoire i , déterminée selon le § 9.3.2.2 de l'annexe PER, (-) ;
$Q_{\text{water,sink } i,\text{net,m}}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine i , déterminés selon le § 7.3 de l'annexe PER, en MJ ;
$\eta_{\text{tubing,bath } i}$	la contribution au rendement du système des conduites d'eau sanitaire vers un évier de cuisine i , déterminée selon le § 9.3.2.2 de l'annexe PER, (-) ;
$Q_{\text{loss,stor,water,m}}$	les pertes mensuelles de stockage du ballon d'eau chaude sanitaire, déterminées selon le § 10.3.3.4.1 de l'annexe PER, en MJ.

Annexe 2 – Spécifications pour la prise en compte d'un combilus

- S'il y a bien un ballon d'eau chaude sanitaire qui se situe entre le combilus et la baignoire, la douche ou l'évier de cuisine i mais que le rendement de production du combilus (voir §2.3) n'est pas déterminé sur base du § 10.3.3.4.1 de l'annexe PER, alors on a :

$$\text{Eq. 26} \quad \eta_{\text{EPstor,water,m}} = 0,90 \quad (-)$$

1.3 Rendement mensuel d'un combilus

Le rendement mensuel d'un combilus est déterminé par :

- le § 1.3.1 de ce texte lorsque le combilus est utilisé toute l'année ;
- le § 1.3.2 de ce texte lorsque le combilus est utilisé pendant les mois d'hiver uniquement et est combiné avec des boilers satellites par unité PEB pour assurer la production d'ECS pendant les mois d'été.

1.3.1 Combilus utilisé toute l'année

La valeur mensuelle du rendement du combilus k est déterminée par la formule suivante :

$$\text{Eq. 18} \quad \eta_{\text{combi k,m}} = \frac{Q_{\text{out,combi k,m}}}{Q_{\text{out,combi k,m}} + f_{\text{ctrl,combi k}} \cdot Q_{\text{loss,combi k,m}}} \quad (-)$$

avec :

$$\text{Eq. 19} \quad Q_{\text{loss,combi k,m}} = t_m \cdot \left(\begin{aligned} & f_{\text{insul,combi k}} \cdot \sum_j \frac{l_{\text{combi k,j}}}{R_{l,j}} \cdot [\max(60^\circ; \theta_{\text{combi k,m}}) - \theta_{\text{amb,m,j}}] \\ & + \sum_n H_{\text{hx,n}} \cdot [\max(60^\circ; \theta_{\text{combi k,m}}) - \theta_{\text{amb,m,n}}] \end{aligned} \right) \quad (\text{MJ})$$

et :

$$\begin{aligned} Q_{\text{out,combi k,m}} = & \sum_i \frac{Q_{\text{water,bath i,net,m}}}{\eta_{\text{tubing,bath i}} \cdot \eta_{\text{EPstor,water,bath i,m}}} + \sum_i \frac{Q_{\text{water,sink i,net,m}}}{\eta_{\text{tubing,sink i}} \cdot \eta_{\text{EPstor,water,sink i,m}}} \\ \text{Eq. 27} \quad & + \sum_i \frac{Q_{\text{water,other i,net,m}}}{\eta_{\text{tubing,other i}} \cdot \eta_{\text{EPstor,water,other i,m}}} + \sum_i \frac{Q_{\text{heat,net,seci,m}}}{\eta_{\text{em,heat,seci,m}} \eta_{\text{distr,heat,seci,m}} \eta_{\text{EPstor,heat,seci,m}}} \\ & + \sum_i Q_{\text{water,ncalc,res,unit l,gross,m}} + \sum_m Q_{\text{water,ncalc,nres,bath m,gross,m}} \\ & + \sum_n Q_{\text{water,ncalc,nres,sink n,gross,m}} \end{aligned} \quad (\text{MJ})$$

et avec :

$f_{\text{ctrl,combi k}}$ un facteur de correction pour prendre en compte l'effet d'une gestion et d'une présence éventuelle de stockage local d'eau chaude sanitaire dans le combilus k , déterminée selon le Tableau [1], (-) ;

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir Tableau [1] de l'annexe PER ;

Spécifications pour la prise en compte d'un combilus

$f_{\text{insul,combi } k}$	un facteur de correction pour prendre en compte l'effet de ponts thermiques sur la résistance thermique des segments du combilus k , déterminé comme $f_{\text{insul,circ } k}$ au § 9.3.2.2 de l'annexe PER en remplaçant l'indice "circ k " par "combi k " et le mot "la conduite de circulation" par "le combilus", (-) ;
$l_{\text{combi } k, j}$	la longueur du segment j du combilus k et de la conduite entre le producteur de chaleur commun et le combilus k , en m ;
$R_{l, j}$	la résistance thermique linéaire du segment de conduite j , en $m.K/W$, déterminé selon l'annexe E.3 de l'annexe PER ;
$\theta_{\text{combi } k, m}$	la température moyenne mensuelle de l'eau dans le combilus k utilisée pour le chauffage, en $^{\circ}C$, prise égale à la température moyenne de l'eau dans un circuit de distribution, déterminée selon le § D.2 de l'annexe PER ;
$\theta_{\text{amb, } m}$	la température ambiante moyenne mensuelle, avec les indices 'j' et 'n' pour respectivement le segment de conduite j et le dispositif de distribution n , en $^{\circ}C$: - si le segment de conduite ou le dispositif de distribution se trouve à l'intérieur du volume protégé, alors : $\theta_{\text{amb, } m} = 18$ - si le segment de conduite ou le dispositif de distribution se trouve dans un espace adjacent non chauffé, alors : $\theta_{\text{amb, } m} = 11 + 0,4 \theta_{e, m}$ - si le segment de conduite ou le dispositif de distribution se trouve à l'extérieur, alors : $\theta_{\text{amb, } m} = \theta_{e, m}$ où : $\theta_{e, m}$: la température extérieure moyenne mensuelle, en $^{\circ}C$, selon le Tableau [1] de l'annexe PER ;
$H_{hx, n}$	le coefficient de transfert thermique du dispositif de distribution n , en W/K , déterminé comme décrit ci-dessous ;
$Q_{\text{water, bath } i, \text{net, } m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une baignoire i , déterminés selon le § 7.3 de l'annexe PER pour les unités PER et selon le § 5.10 de l'annexe PEN pour les unités PEN, en MJ ;
$\eta_{\text{EPstor, water, bath } i}$	le rendement mensuel moyen de stockage d'une douche ou d'une baignoire i , (-), au niveau d'une unité PEB, déterminé selon le § 1.2 ; ;
$\eta_{\text{tubing, bath } i}$	la contribution au rendement du système des conduites d'eau sanitaire vers une douche ou une baignoire i , déterminée selon le § 9.3.2.2 de l'annexe PER ;
$Q_{\text{water, sink } i, \text{net, } m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine i , déterminés selon le § 7.3 de l'annexe PER pour les unités PER et selon le § 5.10 de l'annexe PEN pour les unités PEN, en MJ ;
$\eta_{\text{EPstor, water, sink } i}$	le rendement mensuel moyen de stockage d'un évier de cuisine i , (-), au niveau d'une unité PEB, déterminé selon le § 1.2 ; ;
$\eta_{\text{tubing, sink } i}$	la contribution au rendement du système des conduites d'eau sanitaire vers un évier de cuisine i , (-), déterminée selon le § 9.3.2.2 de l'annexe PER ;
$Q_{\text{water, other } i, \text{net, } m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un autre point de puisage d'eau chaude i , déterminés selon le § 5.10 de l'annexe PEN, en MJ ;

Annexe 2 – Spécifications pour la prise en compte d'un combilus

$\eta_{EPstor,water,other\ i}$	le rendement mensuel moyen de stockage d'un autre point de puisage d'eau chaude i , (-), au niveau d'une unité PEB. Ce facteur doit être pris égal à 0,9 dans le cas où le stockage est situé entre le combilus et l'autre point de puisage d'eau chaude i . Dans tous les autres cas, le facteur est égal à 1,0 ;
$\eta_{tubing,other\ i}$	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 PEN ;
$Q_{heat,net,sec\ i,m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage du secteur énergétique i , déterminé selon § 7.2 de l'annexe PER, en MJ ;
$\eta_{em,heat,sec\ i,m}$	le rendement mensuel moyen d'émission d'un secteur énergétique i , (-), dans lequel les valeurs pour la catégorie 'chauffage central' du § 9.2.2.2 de l'annexe PER doivent être considérées, pour le cas d'un décompte individuel des coûts de chauffage établi par unité PEB sur base d'une mesure individuelle des consommations réelles. S'il n'y a aucun décompte individualisé réel des coûts de chauffage, les valeurs relatives à la catégorie 'chauffage central' doivent être multipliées par un facteur de réduction de 0,9. Dans le cas d'un combilus, les facteurs de correction pour le chauffage collectif ne sont pas d'application ;
$\eta_{distr,heat,sec\ i,m}$	le rendement mensuel moyen de distribution d'un secteur énergétique i , (-), déterminé selon § 9.2.2.3 de l'annexe PER. Seules les conduites pour le chauffage des espaces, à comptabiliser à partir du point d'embranchement du combilus, doivent être considérées ;
$\eta_{EPstor,heat,sec\ i,m}$	le rendement mensuel moyen de stockage d'un secteur énergétique i , (-) au niveau d'une unité PEB, déterminé selon le § 1.1 ; ;
$Q_{water,ncalc,res,unit\ l,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une unité résidentielle l qui n'est pas une unité PER, déterminés selon le § 9.3.2.2 de l'annexe PER, en MJ ;
$Q_{water,ncalc,nres,bath\ m,gross,m}$	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, déterminés selon le § 9.3.2.2 de l'annexe PER, en MJ ;
$Q_{water,ncalc,nres,sink\ n,gross,m}$	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, déterminés selon le § 9.3.2.2 de l'annexe PER, en MJ.

Pour la détermination de $Q_{loss,combi\ k}$, il faut effectuer une sommation sur tous les segments j de la conduite de circulation k et de la conduite entre l'appareil producteur de chaleur commun et le combilus k et sur tous les dispositifs de distribution n du combilus k .

Pour la détermination de $Q_{out,combi\ k,m}$, il faut effectuer une sommation sur :

- l'ensemble des douches, baignoires et éviers de cuisine i , se trouvant dans une unité PER ou PEN et connectés sur le combilus k ;
- l'ensemble des autres points de puisage d'eau chaude i , se trouvant dans une unité PEN et connectés sur le combilus k ;
- l'ensemble des unités résidentielles l qui ne sont pas une unité PER et qui sont connectés sur le combilus k ;

Spécifications pour la prise en compte d'un combilus

- 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 sur le combilus k.

Dans le calcul des pertes du combilus, il faut considérer une température de l'eau minimale de 60°C dans le combilus. Les systèmes innovants qui, d'une manière intelligente garantissent une température moyenne plus basse dans le combilus, peuvent être traités par le biais d'une demande d'équivalence. Cela ne s'applique pas aux systèmes équipés d'un simple thermostat ou aux systèmes avec régulation de débit repris au Tableau [1].

Le facteur de correction $f_{ctrl,combi\ k}$ est déterminé en fonction du type de combilus, selon le Tableau [1].

Tableau [1] : Valeur du facteur de correction $f_{ctrl,combi\ k}$ en fonction du type de combilus

Type de combilus	$f_{ctrl,combi\ k}$ (-)
Sans stockage local d'eau chaude sanitaire et sans régulation de débit	1
Sans stockage local d'eau chaude sanitaire et avec régulation de débit centralisée au niveau de la production	0,9
Sans stockage local d'eau chaude sanitaire et avec régulation locale de débit au niveau de chaque sous-station	0,8
Avec stockage local d'eau chaude sanitaire et sans régulation de débit	1,05
Avec stockage local d'eau chaude sanitaire et régulation de débit centralisée au niveau de la production, ou locale, au niveau de chaque sous-station	0,9
Tous les autres cas (cette valeur est aussi la valeur par défaut)	1,05

La détermination du coefficient de transfert thermique H_{hx} du dispositif de distribution se fait de la manière suivante :

- considérer une forme géométrique (pavé droit/octaèdre ou cylindre) qui enveloppe complètement la surface extérieure de l'isolation du dispositif de distribution. Calculer la surface du corps enveloppant, A_{hx} , en m^2 ;
- déterminer la distance la plus courte entre les surfaces intérieure et extérieure de l'enveloppe isolante autour de l'échangeur de chaleur, $d_{hx,insul}$, en m. Les raccords des conduites doivent être négligés ;
- déterminer la conductivité thermique du matériau isolant, $\lambda_{hx,insul}$, en $W/(m.K)$, à la température moyenne de fonctionnement ;
- calculer la résistance thermique unidimensionnelle de l'échangeur de chaleur comme suit :

$$\text{Eq. 7} \quad R_{hx} = 0,10 + \frac{d_{hx,insul}}{\lambda_{hx,insul}} \quad (m^2 \cdot K/W)$$

 Annexe 2 – Spécifications pour la prise en compte d'un combilus

- calculer le coefficient de transfert thermique comme suit :

$$\text{Eq. 8} \quad H_{\text{hx}} = \frac{A_{\text{hx}}}{R_{\text{hx}}} \quad (\text{W/K})$$

- en l'absence de calcul de la résistance thermique unidimensionnelle R_{hx} , la valeur par défaut de 0,10 m²K/W peut être utilisée.

1.3.2 Combilus utilisé uniquement pendant la période hivernale.

Dans le cas où l'unité PEB est équipée d'un ballon d'eau chaude muni d'une résistance électrique (boiler-satellite) et d'un système combilus pour les mois d'hiver, le rendement mensuel du combilus k est déterminé par :

- lorsque $Q_{\text{heat,net,sec } i,m} = 0$ alors $\eta_{\text{combi } k,m} = 1$;
- lorsque $Q_{\text{heat,net,sec } i,m} > 0$ alors $\eta_{\text{combi } k,m}$ est déterminé selon le § 1.3.1 de ce texte.

$Q_{\text{heat,net,sec } i,m}$ sont les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage du secteur énergétique i , déterminé selon § 7.2 de l'annexe PER, en MJ.

2 Détermination de la consommation finale d'énergie

2.1.1 Consommation finale mensuelle d'énergie pour le chauffage

La consommation finale d'énergie pour le chauffage, sans tenir compte de l'énergie des auxiliaires, doit être, pour chaque mois et pour chaque secteur énergétique lié au combilus k , déterminée par :

$$\text{Eq. 9} \quad Q_{\text{heat,final,sec } i,m,\text{pref}} = \frac{f_{\text{heat},m,\text{pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,heat,sec } i,m}) \cdot Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}}{\eta_{\text{gen,combi } k,m,\text{pref}}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 10} \quad Q_{\text{heat,final,sec } i,m,\text{npref}} = \sum_j \frac{f_{\text{heat},m,\text{npref } j} \cdot (1 - f_{\text{as,heat,sec } i,m}) \cdot Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}}{\eta_{\text{gen,combi } k,m,\text{npref } j}} \quad (\text{MJ})$$

Avec :

$f_{\text{heat},m,\text{pref}}$ la fraction mensuelle de la quantité totale de chaleur fournie par le(s) producteur(s) de chaleur préférentiel(s), déterminée selon le § 10.2.2 de l'annexe PER, (-) ;

$f_{\text{heat},m,\text{npref } j}$ la fraction mensuelle de la quantité totale de chaleur fournie par le(s) producteur(s) de chaleur non-préférentiel(s) j , déterminée selon le § 10.2.2 de l'annexe PER, (-) ;

$f_{\text{as,heat,sec } i,m}$ la part des besoins thermiques totaux pour le chauffage des locaux d'un secteur énergétique i , couverte par le système d'énergie solaire thermique, déterminée selon le § 10.4.1 de l'annexe PER, (-) ;

$Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux d'un secteur énergétique i , déterminés selon le § 9.2.1 de l'annexe PER, en MJ ;

$\eta_{\text{gen,combi } k,m,\text{pref}}$ le rendement de production mensuel du/des producteur(s) de chaleur préférentiel(s) qui alimente(nt) le combilus k , déterminé selon le § 2.3 du présent texte, (-) ;

 Spécifications pour la prise en compte d'un combilus

$\eta_{\text{gen,combi } k, m, \text{npref } j}$ le rendement de production mensuel du/des producteur(s) de chaleur non-préférentiel(s) j qui alimente(nt) le combilus k , déterminé selon le § 2.3 du présent texte, (-).

Il faut effectuer une somme sur tous les générateurs de chaleur non-préférentiels j qui alimentent le combilus k .

2.2 Consommation finale mensuelle d'énergie pour la préparation de l'eau chaude sanitaire

La consommation d'énergie finale mensuelle pour la préparation de l'eau chaude sanitaire est déterminé par :

- le § 2.2.1 de ce texte lorsque le combilus est utilisé toute l'année ;
- le § 2.2.2 de ce texte lorsque le combilus est utilisé pendant les mois d'hiver uniquement et que la fourniture d'ECS est assurée par des résistances électriques dans les ballons d'eau chaude (boilers-satellite) des unités PEB pendant les mois d'été.

2.2.1 Combilus utilisé toute l'année

La consommation finale d'énergie pour l'eau chaude sanitaire doit être, pour chaque mois et pour chaque point de puisage lié au combilus k , déterminée par :

$$\text{Eq. 11} \quad Q_{\text{water, bath } i, \text{final, } m, \text{pref}} = \frac{f_{\text{water, bath } i, m, \text{pref}} \cdot (1 - f_{\text{as, water, bath } i, m}) \cdot Q_{\text{water, bath } i, \text{gross, } m}}{\eta_{\text{gen, combi } k, m, \text{pref}}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 12} \quad Q_{\text{water, bath } i, \text{final, } m, \text{npref}} = \sum_j \frac{f_{\text{water, bath } i, m, \text{npref } j} \cdot (1 - f_{\text{as, water, bath } i, m}) \cdot Q_{\text{water, bath } i, \text{gross, } m}}{\eta_{\text{gen, combi } k, m, \text{npref } j}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 13} \quad Q_{\text{water, sink } i, \text{final, } m, \text{pref}} = \frac{f_{\text{water, sink } i, m, \text{pref}} \cdot (1 - f_{\text{as, water, sink } i, m}) \cdot Q_{\text{water, sink } i, \text{gross, } m}}{\eta_{\text{gen, combi } k, m, \text{pref}}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 14} \quad Q_{\text{water, sink } i, \text{final, } m, \text{npref}} = \sum_j \frac{f_{\text{water, sink } i, m, \text{npref } j} \cdot (1 - f_{\text{as, water, sink } i, m}) \cdot Q_{\text{water, sink } i, \text{gross, } m}}{\eta_{\text{gen, combi } k, m, \text{npref } j}} \quad (\text{MJ})$$

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, déterminé selon le § 10.3.2 de l'annexe PER, (-) ;

$f_{\text{water, } m, \text{npref } j}$ 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) j , avec l'indice 'bath i ' ou 'sink i ' selon le cas, déterminé selon le § 10.3.2 de l'annexe PER, (-) ;

$f_{\text{as, } m}$ la part des besoins de chaleur totaux couverte par le système d'énergie solaire thermique, déterminée selon le § 10.4.1 de l'annexe PER, avec les indices 'water, bath i ' et 'water, sink

Annexe 2 – Spécifications pour la prise en compte d'un combilus

	i' pour la préparation d'eau chaude sanitaire respectivement, pour la (les) douche(s)/baignoire(s), et pour le (les) évier(s) 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 de l'annexe PER, 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 de l'annexe PER, en MJ ;
$\eta_{\text{gen,combi } k,m,\text{pref}}$	le rendement de production mensuel du/des producteur(s) de chaleur préférentiel(s) qui alimente(nt) le combilus k , déterminé selon le § 2.3 du présent texte, (-) ;
$\eta_{\text{gen,combi } k,m,\text{npref } j}$	le rendement de production mensuel du/des producteur(s) de chaleur non-préférentiel(s) j qui alimente(nt) le combilus k , déterminé selon le § 2.3 du présent texte, (-).

Il faut effectuer une somme sur tous les générateurs de chaleur non-préférentiels j qui alimentent le combilus k .

2.2.2 Combilus utilisé uniquement pendant la période hivernale.

Dans le cas où l'unité PEB est équipée d'un ballon d'eau chaude muni d'une résistance électrique (boiler-satellite) et un système combilus qui est uniquement utilisé pour les mois d'hiver, la consommation en énergie finale pour les besoins en eau chaude sanitaire pour les robinets raccordés au système combilus k est déterminée comme suit.

Lorsque $Q_{\text{heat,net,sec } i,m} = 0$, la consommation en énergie finale mensuelle pour les besoins en eau chaude sanitaire pour les robinets raccordés au système combilus k est donnée par :

$$\text{Eq. 28} \quad Q_{\text{water,bath } i,\text{final},m,\text{pref}} = \frac{f_{\text{water,bath } i,m,\text{pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,water,bath } i,m}) \cdot Q_{\text{water,bath } i,\text{gross},m}}{\eta_{\text{gen,water,bath } i,m,\text{pref}} \cdot \eta_{\text{stor,water,bath } i,m,\text{pref}}} \quad (\text{MJ})$$

$$Q_{\text{water,bath } i,\text{final},m,\text{npref}} = 0 \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 29} \quad Q_{\text{water,sink } i,\text{final},m,\text{pref}} = \frac{f_{\text{water,sink } i,m,\text{pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,water,sink } i,m}) \cdot Q_{\text{water,sink } i,\text{gross},m}}{\eta_{\text{gen,water,sink } i,m,\text{pref}} \cdot \eta_{\text{stor,water,sink } i,m,\text{pref}}} \quad (\text{MJ})$$

$$Q_{\text{water,sink } i,\text{final},m,\text{npref}} = 0 \quad (\text{MJ})$$

où :

$f_{\text{water},m,\text{pref}}$ 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 est égale à 1 ;

$f_{\text{as},m}$ la part des besoins de chaleur totaux couverte par le système d'énergie solaire thermique, déterminée selon le § 10.4.1 de l'annexe PER, avec les indices 'water,bath i ' et 'water,sink i ' pour la préparation d'eau chaude sanitaire respectivement, pour la (les) douche(s)/baignoire(s), et pour le (les) évier(s) 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 de l'annexe PER, en MJ ;

Spécifications pour la prise en compte d'un combilus

$Q_{\text{water,sink } i,\text{gross,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine i , déterminés selon le § 9.3.1 de l'annexe PER, en MJ ;
$\eta_{\text{gen,water,bathi,m,pref}}$	le rendement de production mensuel des résistances électriques dans les ballons d'eau chaude, déterminé selon le § 10.3.3.2 de l'annexe PER, (-) ;
$\eta_{\text{gen,water,sinki,m,pref}}$	le rendement de production mensuel des résistances électriques dans les ballons d'eau chaude, déterminé selon le § 10.3.3.2 de l'annexe PER, (-) ;
$\eta_{\text{stor,water,bathi,m,pref}}$	le rendement de stockage mensuel du ballon d'eau chaude sanitaire pour la douche ou la baignoire i , qui est connecté à la résistance électrique, déterminé selon le § 10.3.3 de l'annexe PER, (-) ;
$\eta_{\text{stor,water,sinki,m,pref}}$	le rendement de stockage mensuel du ballon d'eau chaude sanitaire pour l'évier de cuisine i , qui est connecté à la résistance électrique, déterminé selon le § 10.3.3 de l'annexe PER, (-).

Si $Q_{\text{heat,net,sec } i,m} > 0$ alors la consommation finale d'énergie mensuelle pour l'eau chaude sanitaire pour les points de puisage raccordés au combilus k est déterminée selon le § 2.2.1 du présent texte.

2.3 Rendement de production des secteurs énergétiques et des points de puisage alimentés par un combilus

Pour les secteurs énergétiques et les points de puisage qui sont alimentés par le combilus k , le rendement de production mensuel pour le chauffage des locaux et l'eau chaude sanitaire doit être déterminé comme suit :

- Si $\eta_{\text{gen,water}}$ est déterminé selon le § 10.3.3.4.1 de l'annexe PER, alors :

$$\text{Eq. 30} \quad \eta_{\text{gen,combik,m}} = \frac{\left(\sum_i Q_{\text{heat,gross,seci,m}} + \sum_j Q_{\text{water,bathj,gross,m}} + \sum_k Q_{\text{water,sinkk,gross,m}} \right)}{\left(\frac{\sum_i Q_{\text{heat,gross,seci,m}}}{\eta_{\text{gen,heat}} \cdot \eta_{\text{combistor,water,m}}} + \frac{\sum_j Q_{\text{water,bathj,gross,m}}}{\eta_{\text{gen,water}} \cdot f_{\text{stor>gen,water}} \cdot \eta_{\text{combistor,water,m}}} \right.} \quad (-)$$

$$\left. + \frac{\sum_k Q_{\text{water,sinkk,gross,m}}}{\eta_{\text{gen,water}} \cdot f_{\text{stor>gen,water}} \cdot \eta_{\text{combistor,water,m}}} \right)$$

- Si $\eta_{\text{gen,water}}$ n'est pas déterminé selon le § 10.3.3.4.1 vde l'annexe PER, alors :

Annexe 2 – Spécifications pour la prise en compte d'un combilus

$$\text{Eq. 31} \quad \eta_{\text{gen, combik, m}} = \frac{\left(\sum_i Q_{\text{heat, gross, seci, m}} + \sum_j Q_{\text{water, bathj, gross, m}} + \sum_k Q_{\text{water, sinkk, gross, m}} \right)}{\left(\frac{\sum_i Q_{\text{heat, gross, seci, m}}}{\eta_{\text{gen, heat}}} + \frac{\sum_j Q_{\text{water, bathj, gross, m}}}{\eta_{\text{gen, water}} \cdot \eta_{\text{stor, water}}} + \frac{\sum_k Q_{\text{water, sinkk, gross, m}}}{\eta_{\text{gen, water}} \cdot \eta_{\text{stor, water}}} \right)} \quad (-)$$

avec :

$Q_{\text{heat, gross, seci, m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux d'un secteur énergétique i , déterminés selon le § 9.2.1 de l'annexe PER, en MJ ;
$Q_{\text{water, bath j, gross, m}}$	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 de l'annexe PER, en MJ ;
$Q_{\text{water, sink k, gross, m}}$	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 PER, en MJ ;
$\eta_{\text{gen, heat}}$	le rendement de production mensuel du/des producteur(s) de chaleur préférentiel(s), déterminé selon le § 10.2.3 de l'annexe PER, (-) ;
$\eta_{\text{gen, water}}$	le rendement de production mensuel du/des producteur(s) de chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire, déterminé selon le § 10.3.3 de l'annexe PER ;
$f_{\text{stor} > \text{gen, water}}$	un facteur de correction pour tenir compte de l'influence du stockage sur le rendement de production, déterminée selon le § 10.3.3.4.1 de l'annexe PER, (-) ;
$\eta_{\text{combistor, water, m}}$	le rendement mensuel de stockage d'un ballon d'eau chaude situé entre l'appareil producteur et le combilus, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$\eta_{\text{stor, water}}$	le rendement mensuel de stockage du ballon d'eau chaude, déterminé selon le § 10.3.3.4.2 de l'annexe PER, (-). Ce ballon d'eau chaude peut être situé avant ou après le combilus.

Il faut faire une somme sur tous les secteurs énergétiques i , les douches et baignoires j et les éviers de cuisine k alimentés par le combilus.

Spécifications pour la prise en compte d'un combilus

On détermine le rendement mensuel de stockage d'un ballon d'eau chaude pour le combilus, $\eta_{\text{combistor,water,m}}$, comme suit :

- S'il n'y a aucun ballon d'eau chaude entre l'appareil producteur et le combilus, alors on a :

$$\eta_{\text{combistor,water,m}} = 1$$

- Si un ballon d'eau chaude se situe entre l'appareil producteur et le combilus, alors on a :

$$\text{Eq. 32} \quad \eta_{\text{combistor,water,m}} = \frac{\sum_i Q_{\text{heat,gross,seci,m}} + \sum_j Q_{\text{water,bathj,gross,m}} + \sum_k Q_{\text{water,sinkk,gross,m}}}{\left(\sum_i Q_{\text{heat,gross,seci,m}} + \sum_j Q_{\text{water,bathj,gross,m}} + \sum_k Q_{\text{water,sinkk,gross,m}} + Q_{\text{loss,stor,water,m}} \right)} \quad (-)$$

avec :

$Q_{\text{heat,gross,seci,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux d'un secteur énergétique i , déterminés selon le § 9.2.1 de l'annexe PER, en MJ ;
$Q_{\text{water,bath j,gross,m}}$	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 de l'annexe PER, en MJ ;
$Q_{\text{water,sink k,gross,m}}$	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 PER, en MJ ;
$Q_{\text{loss,stor,water,m}}$	les pertes mensuelles de stockage du ballon d'eau chaude, déterminées selon le § 10.3.3.4.1 de l'annexe PER, en MJ.

Il faut faire une somme sur tous les secteurs énergétiques i , sur toutes les baignoires/douches j et sur tous les éviers de cuisine k qui sont desservis par le combilus.

2.4 La consommation d'énergie primaire pour la préparation de l'eau chaude sanitaire

La consommation mensuelle d'énergie primaire pour la production de l'eau chaude est déterminée selon le § 13.4 de l'annexe PER.

Dans le cas où l'unité PEB est équipée d'un ballon d'eau chaude muni d'une résistance électrique (boiler-satellite) et que le système combilus est utilisé uniquement pendant les mois d'hiver, il faut prendre comme valeur pour le facteur de conversion f_p , pour les mois où $Q_{\text{heat,net,sec i,m}}$ est égal à zéro, celle de l'électricité.

Annexe 2 – Spécifications pour la prise en compte d'un combilus

3 Liste des équations

- Eq. 21** $\eta_{\text{sys,heat,seci,m}} = \eta_{\text{em,heat,seci,m}} \cdot \eta_{\text{distr,heat,seci,m}} \cdot \eta_{\text{EPstor,heat,seci,m}} \cdot \eta_{\text{combi k,m}}$ (-) 3
- Eq. 22** $\eta_{\text{sys,bath i,m}} = \eta_{\text{tubing,bath i}} \cdot \eta_{\text{combi k,m}} \cdot \eta_{\text{EPstor,water,bath i,m}}$ (-) 3
- Eq. 23** $\eta_{\text{sys,sink i,m}} = \eta_{\text{tubing,sink i}} \cdot \eta_{\text{combi k,m}} \cdot \eta_{\text{EPstor,water,sink i,m}}$ (-) 3
- Eq. 2** $\eta_{\text{sys,bath i,m}} = \eta_{\text{tubing,bath i}} \cdot \eta_{\text{combi k,m}}$ (-) 3
- Eq. 3** $\eta_{\text{sys,sink i,m}} = \eta_{\text{tubing,sink i}} \cdot \eta_{\text{combi k,m}}$ (-) 3
- Eq. 24** $\eta_{\text{EPstor,water,m}} = 1,00$ (-) 4
- Eq. 25**
$$\eta_{\text{EPstor,water,m}} = \frac{\sum_{\text{bath j}} \frac{Q_{\text{water,bath j,net,m}}}{\eta_{\text{tubing,bath j}}} + \sum_{\text{sink k}} \frac{Q_{\text{water,sink k,net,m}}}{\eta_{\text{tubing,sink k}}}}{\left(\sum_{\text{bath j}} \frac{Q_{\text{water,bath j,net,m}}}{\eta_{\text{tubing,bath j}}} + \sum_{\text{sink k}} \frac{Q_{\text{water,sink k,net,m}}}{\eta_{\text{tubing,sink k}}} + Q_{\text{loss,stor,water,m}} \right)}$$
 (-) 4
- Eq. 26** $\eta_{\text{EPstor,water,m}} = 0,90$ (-) 5
- Eq. 18**
$$\eta_{\text{combi k,m}} = \frac{Q_{\text{out,combi k,m}}}{Q_{\text{out,combi k,m}} + f_{\text{ctrl,combi k}} \cdot Q_{\text{loss,combi k,m}}}$$
 (-) 5
- Eq. 19**
$$Q_{\text{loss,combi k,m}} = t_m \cdot \left(\begin{aligned} & f_{\text{insul,combi k}} \cdot \sum_j \frac{1_{\text{combi k,j}}}{R_{1,j}} \cdot [\max(60^\circ; \theta_{\text{combi k,m}}) - \theta_{\text{amb,m,j}}] \\ & + \sum_n H_{\text{hx,n}} \cdot [\max(60^\circ; \theta_{\text{combi k,m}}) - \theta_{\text{amb,m,n}}] \end{aligned} \right)$$

 (MJ) 5
- Eq. 27**
$$Q_{\text{out,combi k,m}} = \sum_i \frac{Q_{\text{water,bath i,net,m}}}{\eta_{\text{tubing,bath i}} \cdot \eta_{\text{EPstor,water,bath i,m}}} + \sum_i \frac{Q_{\text{water,sink i,net,m}}}{\eta_{\text{tubing,sink i}} \cdot \eta_{\text{EPstor,water,sink i,m}}}$$

$$+ \sum_i \frac{Q_{\text{water,other i,net,m}}}{\eta_{\text{tubing,other i}} \cdot \eta_{\text{EPstor,water,other i,m}}} + \sum_i \frac{Q_{\text{heat,net,seci,m}}}{\eta_{\text{em,heat,seci,m}} \eta_{\text{distr,heat,seci,m}} \eta_{\text{EPstor,heat,seci,m}}}$$

$$+ \sum_1 Q_{\text{water,ncalc,res,unit l,gross,m}} + \sum_m Q_{\text{water,ncalc,nres,bath m,gross,m}}$$

$$+ \sum_n Q_{\text{water,ncalc,nres,sink n,gross,m}}$$

 (MJ) 5
- Eq. 7** $R_{\text{hx}} = 0,10 + \frac{d_{\text{hx,insul}}}{\lambda_{\text{hx,insul}}}$ ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$) 8
- Eq. 8** $H_{\text{hx}} = \frac{A_{\text{hx}}}{R_{\text{hx}}}$ (W/K) 9
- Eq. 9** $Q_{\text{heat,final,seci,m,pref}} = \frac{f_{\text{heat,m,pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,heat,seci,m}}) \cdot Q_{\text{heat,gross,seci,m}}}{\eta_{\text{gen,combi k,m,pref}}}$ (MJ) .. 9
- Eq. 10** $Q_{\text{heat,final,seci,m,npref}} = \sum_j \frac{f_{\text{heat,m,npref j}} \cdot (1 - f_{\text{as,heat,seci,m}}) \cdot Q_{\text{heat,gross,seci,m}}}{\eta_{\text{gen,combi k,m,npref j}}}$ (MJ) 9
- Eq. 11** $Q_{\text{water,bath i,final,m,pref}} = \frac{f_{\text{water,bath i,m,pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,water,bath i,m}}) \cdot Q_{\text{water,bath i,gross,m}}}{\eta_{\text{gen,combi k,m,pref}}}$ (MJ)
 10

Spécifications pour la prise en compte d'un combilus

$$\text{Eq. 12} \quad Q_{\text{water, bath } i, \text{final, m, npref}} = \sum_j \frac{f_{\text{water, bath } i, \text{m, npref } j} \cdot (1 - f_{\text{as, water, bath } i, \text{m}}) \cdot Q_{\text{water, bath } i, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, combi } k, \text{m, npref } j}} \quad (\text{MJ})$$

..... 10

$$\text{Eq. 13} \quad Q_{\text{water, sin } k i, \text{final, m, npref}} = \frac{f_{\text{water, sin } k i, \text{m, npref}} \cdot (1 - f_{\text{as, water, sin } k i, \text{m}}) \cdot Q_{\text{water, sin } k i, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, combi } k, \text{m, npref}}}$$

$$\text{Eq. 14} \quad Q_{\text{water, sink } i, \text{final, m, npref}} = \sum_j \frac{f_{\text{water, sink } i, \text{m, npref } j} \cdot (1 - f_{\text{as, water, sink } i, \text{m}}) \cdot Q_{\text{water, sink } i, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, combi } k, \text{m, npref } j}} \quad (\text{MJ})$$

..... 10

$$\text{Eq. 28} \quad Q_{\text{water, bath } i, \text{final, m, npref}} = \frac{f_{\text{water, bath } i, \text{m, npref}} \cdot (1 - f_{\text{as, water, bath } i, \text{m}}) \cdot Q_{\text{water, bath } i, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, water, bath } i, \text{m, npref}} \cdot \eta_{\text{stor, water, bath } i, \text{m, npref}}}$$

$$(\text{MJ}) \quad Q_{\text{water, bath } i, \text{final, m, npref}} = 0 \quad (\text{MJ}) \quad \dots \dots \dots 11$$

$$\text{Eq. 29} \quad Q_{\text{water, sink } i, \text{final, m, npref}} = \frac{f_{\text{water, sink } i, \text{m, npref}} \cdot (1 - f_{\text{as, water, sink } i, \text{m}}) \cdot Q_{\text{water, sink } i, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, water, sink } i, \text{m, npref}} \cdot \eta_{\text{stor, water, sink } i, \text{m, npref}}}$$

$$Q_{\text{water, sin } k i, \text{final, m, npref}} = 0 \quad (\text{MJ}) \quad \dots \dots \dots 11$$

$$\text{Eq. 30} \quad \eta_{\text{gen, combi } k, \text{m}} = \frac{\left(\sum_i Q_{\text{heat, gross, seci, m}} + \sum_j Q_{\text{water, bath } j, \text{gross, m}} + \sum_k Q_{\text{water, sink } k, \text{gross, m}} \right)}{\left(\frac{\sum_i Q_{\text{heat, gross, seci, m}}}{\eta_{\text{gen, heat}} \cdot \eta_{\text{combistor, water, m}}} + \frac{\sum_j Q_{\text{water, bath } j, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, water}} \cdot f_{\text{stor} > \text{gen, water}} \cdot \eta_{\text{combistor, water, m}}} + \frac{\sum_k Q_{\text{water, sink } k, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, water}} \cdot f_{\text{stor} > \text{gen, water}} \cdot \eta_{\text{combistor, water, m}}} \right)} \quad (-)$$

..... 12

$$\text{Eq. 31} \quad \eta_{\text{gen, combi } k, \text{m}} = \frac{\left(\sum_i Q_{\text{heat, gross, seci, m}} + \sum_j Q_{\text{water, bath } j, \text{gross, m}} + \sum_k Q_{\text{water, sink } k, \text{gross, m}} \right)}{\left(\frac{\sum_i Q_{\text{heat, gross, seci, m}}}{\eta_{\text{gen, heat}}} + \frac{\sum_j Q_{\text{water, bath } j, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, water}} \cdot \eta_{\text{stor, water}}} + \frac{\sum_k Q_{\text{water, sink } k, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, water}} \cdot \eta_{\text{stor, water}}} \right)} \quad (-)$$

..... 13

Vu pour être annexé à l'arrêté ministériel portant modification et exécution des annexes XII et XIII de l'arrêté du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale du 21 décembre 2007 déterminant des exigences en matière de performance énergétique et de climat intérieur des bâtiments

Bruxelles, le 9 novembre 2017

La Ministre du Logement, de la Qualité de Vie, de l'Environnement et de l'Energie
C. FREMAULT

Annexe 3 - Spécifications des conditions de test pour la détermination du COP_{test} et dispositions pour le calcul du SPF pour les PAC à détente directe et les PAC qui utilisent l'eau de surface, des égouts ou de l'effluent d'une station d'épuration des eaux usées comme source de chaleur.

1	Introduction	2
2	Références normatives	2
3	Pompe à chaleur à détente directe	3
4	Eau de surface, des égouts ou de l'effluent d'une station d'épuration des eaux usées comme source de chaleur.....	5

Annexe 3 - Spécifications des conditions de test pour la détermination du COP_{test} et dispositions pour le calcul du SPF pour les PAC à détente directe et les PAC qui utilisent l'eau de surface, des égouts ou de l'effluent d'une station d'épuration des eaux usées comme source de chaleur.

1 Introduction

Ci-dessous, les spécifications à ajouter au §10.2.3.3 de l'annexe PER.

La mesure du coefficient de performance (coefficient of performance) COP_{test} doit être réalisée à des températures tests et selon les spécifications explicitées ci-dessous et être conforme aux méthodes de test (ou si nécessaire une combinaison appropriée de méthodes de test) explicitées dans NBN EN 14511 et/ou NBN EN 15879-1.

ANNOTATION

Différentes combinaisons de source de chaleur, évacuations de chaleur et certaines températures tests ont été ajoutées. celles-ci ne sont pas présentées en tant que telle dans les normes citées (ou existantes).

2 Références normatives

Seule la version de norme avec la date citée est applicable, sauf si le ministre indique expressément une autre version de remplacement.

NBN EN 14511:2011 Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling

NBN EN 15879-1:2011 Testing and rating of direct exchange ground coupled heat pumps with electrically driven compressors for space heating and/or cooling - Part 1: Direct exchange-to-water heat pumps

Annexe 3 - Spécifications des conditions de test pour la détermination du COP_{test} et dispositions pour le calcul du SPF pour les PAC à détente directe et les PAC qui utilisent l'eau de surface, des égouts ou de l'effluent d'une station d'épuration des eaux usées comme source de chaleur.

3 Pompe à chaleur à détente directe

Dans ce texte, des pompes à chaleur à détente directe sont des appareils ayant au moins un des éléments suivant :

- Des évaporateurs qui sont insérés dans le sol et qui puisent directement la chaleur sensible (et éventuellement la chaleur latente, notamment pour le gel de l'eau dans le sol) par conduction dans le sol (sans l'intervention d'un fluide caloporteur intermédiaire, tel que l'eau ou une solution antigel)
- Des condenseurs qui sont intégrés dans la structure du bâtiment (généralement les planchers, mais aussi les autres éléments de construction comme les murs ou les plafonds) et qui émettent directement la chaleur dans le bâtiment (sans l'intervention d'un fluide de transport intermédiaire, comme l'air ou l'eau)

Le coefficient de performance (coefficient of performance) COP_{test} de ces pompes à chaleur doit par convention être déterminé dans les conditions de test suivantes pour être utilisé dans PER §10.2.3.3 :

Source de chaleur	Emission de chaleur	Conditions de test
Sol, par l'intermédiaire d'un évaporateur enterré	Air recyclé, éventuellement en combinaison avec de l'air extérieur	DX1.5/A20
Sol, par l'intermédiaire d'un évaporateur enterré	Uniquement de l'air extérieur, sans utilisation d'un appareil de récupération de chaleur	DX1.5/A2
Sol, par l'intermédiaire d'un évaporateur enterré	Uniquement de l'air extérieur, en utilisant un appareil récupérateur de chaleur	DX1.5/A20
Sol, par l'intermédiaire d'un évaporateur enterré	Eau	DX1.5/W35
Sol, par l'intermédiaire d'un évaporateur enterré	Condenseur intégré dans la structure du bâtiment	DX1.5/DX35

Annexe 3 - Spécifications des conditions de test pour la détermination du COP_{test} et dispositions pour le calcul du SPF pour les PAC à détente directe et les PAC qui utilisent l'eau de surface, des égouts ou de l'effluent d'une station d'épuration des eaux usées comme source de chaleur.

Sol, par l'intermédiaire d'un circuit hydraulique	Condenseur intégré dans la structure du bâtiment	B0/DX35
Sol, par l'intermédiaire d'eau souterraine	Condenseur intégré dans la structure du bâtiment	W10/DX35
Air extérieur, éventuellement en combinaison avec de l'air rejeté	Condenseur intégré dans la structure du bâtiment	A2/DX35
Uniquement de l'air rejeté, sans utilisation d'un appareil de récupération de chaleur	Condenseur intégré dans la structure du bâtiment	A20/DX35
Uniquement de l'air rejeté, en utilisant un appareil de récupération de chaleur	Condenseur intégré dans la structure du bâtiment	A2/DX35
où :		
A	air comme vecteur (air). Le chiffre qui suit est la température d'entrée au bulbe sec, en °C.	
B	fluide intermédiaire avec une température de congélation inférieure à celle de l'eau (brine). Le chiffre qui suit est la température d'entrée à l'évaporateur, en °C.	
DX	échangeur de chaleur direct (direct exchange). Le chiffre qui suit est la température moyenne du bain liquide ou l'échangeur de chaleur est en °C.	
W	eau comme vecteur (water). Le chiffre qui suit est la température d'entrée à l'évaporateur ou la température de sortie au condenseur, en °C.	

- Comme pour l'échange de chaleur direct coté évaporateur (tel que prescrit dans la norme NBN EN 15879-1), pour l'échange direct côté condenseur, celui-ci doit être immergé dans un bain d'eau (glycol), où la température moyenne (entre l'entrée et la sortie du liquide) correspond aux valeurs se trouvant dans le tableau ci-dessus.
- La puissance thermique fournie par le condenseur est déterminée comme le produit du débit massique du fluide réfrigérant et de la différence d'enthalpie entre l'entrée et la sortie du condenseur (en fonction des températures et des pressions mesurées sur site). La température de saturation du fluide réfrigérant correspondant à la pression mesurée à l'entrée du

Annexe 3 - Spécifications des conditions de test pour la détermination du COP_{test} et dispositions pour le calcul du SPF pour les PAC à détente directe et les PAC qui utilisent l'eau de surface, des égouts ou de l'effluent d'une station d'épuration des eaux usées comme source de chaleur.

condenseur lors du test est notée $\theta_{supply, test}$. Celle-ci doit être rapportée ».

Dans le cas d'un condenseur intégré dans la structure du bâtiment, on applique au calcul du facteur de performance saisonnier moyen (FPS) des dispositions supplémentaires suivantes :

- Le facteur de correction f_{θ} est déterminé par :

$$f_{\theta} = 1.08 + 0.01(\theta_{supply, test} - \theta_{supply, design})$$
- Où $\theta_{supply, design}$ est la température de saturation du « fluide réfrigérant » correspondant avec la pression mesurée à l'entrée du condenseur dans les conditions de conception. La valeur par défaut pour $\theta_{supply, design}$ est 55°C. Comme valeur par défaut pour $\theta_{supply, test}$ (si la pression du liquide réfrigérant dans le condenseur n'est pas mesurée) on prend la température à la sortie du bain de liquide pendant la réalisation du test.
- Le facteur de correction $f_{\Delta\theta}$ est toujours égal à 1.

4 Eau de surface, des égouts ou de l'effluent d'une station d'épuration des eaux usées comme source de chaleur

Si l'eau de surface (rivières, mers, lacs, canaux, etc.), des égouts ou de l'effluent d'une station d'épuration des eaux usées (riothermie) est utilisée comme source de chaleur, le coefficient de performance (coefficient of performance) COP_{test} de la pompe à chaleur à utiliser dans PER §10.2.3.3 est déterminé par convention selon les conditions de test suivantes :

Source de chaleur	Emission de chaleur	Conditions de test
eau de surface	air recyclé, éventuellement en combinaison avec de l'air extérieur	W2*/A20
	uniquement de l'air extérieur, sans utilisation d'un appareil de récupération de chaleur	W2*/A2
	uniquement de l'air extérieur, en utilisant	W2*/A20

Annexe 3 - Spécifications des conditions de test pour la détermination du COP_{test} et dispositions pour le calcul du SPF pour les PAC à détente directe et les PAC qui utilisent l'eau de surface, des égouts ou de l'effluent d'une station d'épuration des eaux usées comme source de chaleur.

	un appareil de récupération de chaleur	
eau de surface	eau	W2*/W35
eau de surface	condenseur intégré dans la structure du bâtiment	W2*/DX35
eau d'égouts ou de l'effluent d'une station d'épuration des eaux usées	air recyclé, éventuellement en combinaison avec de l'air extérieur	W2*/A20
	uniquement de l'air extérieur, sans utilisation d'un appareil de récupération de chaleur	W2*/A2
	uniquement de l'air extérieur, en utilisant un appareil de récupération de chaleur	W2*/A20
eau d'égouts ou de l'effluent d'une station d'épuration des eaux usées	eau	W2*/W35
eau d'égouts ou de l'effluent d'une station d'épuration des eaux usées	condenseur intégré dans la structure du bâtiment	W2*/DX35
<p>où :</p> <p>* température de sortie de l'évaporateur $\geq 0^{\circ}\text{C}$.</p> <p>A air comme vecteur (air). Le chiffre qui suit est la température d'entrée au bulbe sec, en $^{\circ}\text{C}$.</p> <p>DX échange thermique direct (direct exchange). Le chiffre qui suit est la température moyenne du bain dans lequel l'échangeur de chaleur est immergé, en $^{\circ}\text{C}$</p> <p>W eau comme vecteur (water). Le chiffre qui suit est la température d'entrée à l'évaporateur ou la température de sortie au condenseur, en $^{\circ}\text{C}$.</p>		
Source de chaleur	Emission de chaleur	Conditions de test
eau de surface	Air recyclé, éventuellement en combinaison avec de	W2*/A20

Annexe 3 - Spécifications des conditions de test pour la détermination du COP_{test} et dispositions pour le calcul du SPF pour les PAC à détente directe et les PAC qui utilisent l'eau de surface, des égouts ou de l'effluent d'une station d'épuration des eaux usées comme source de chaleur.

	l'air extérieur	
	Uniquement de l'air extérieur, sans utilisation d'un appareil de récupération de chaleur	W2*/A2
	Uniquement de l'air extérieur, en utilisant un appareil récupérateur de chaleur	W2*/A20
eau de surface	eau	W2*/W35
eau de surface	Condenseur intégré dans la structure du bâtiment	W2*/DX35
où:		
* température à la sortie $\geq 0^{\circ}\text{C}$		
A air comme vecteur (air). Le chiffre qui suit est la température d'entrée au bulbe sec, en $^{\circ}\text{C}$.		
DX échangeur de chaleur direct (direct exchange). Le chiffre qui suit est la température moyenne du bain de liquide où l'échangeur de chaleur est immergé, en $^{\circ}\text{C}$.		
W eau comme vecteur (water). Le chiffre qui suit est la température d'entrée à l'évaporateur ou la température de sortie au condenseur, en $^{\circ}\text{C}$.		

Dans le cas d'un condenseur intégré dans la structure du bâtiment, on applique au calcul du facteur de performance saisonnier moyen (FPS) des dispositions supplémentaires tels que définis au § 3.

Vu pour être annexé à l'arrêté ministériel portant modification et exécution des annexes XII et XIII de l'arrêté du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale du 21 décembre 2007 déterminant des exigences en matière de performance énergétique et de climat intérieur des bâtiments

Bruxelles, le 9 novembre 2017

La Ministre du Logement, de la Qualité de Vie, de l'Environnement et de l'Energie

Céline FREMAULT

Annexe 4 - Spécifications pour la mesure, in situ, de la puissance
électrique des ventilateurs

AVANT-PROPOS	2
1 CONDITIONS DE MESURE.....	2
2 PRÉPARATION DU BÂTIMENT.....	2
3 DÉTERMINATION DE LA PUISSANCE ÉLECTRIQUE.....	2
4 EXIGENCES SUR LE RAPPORT DE MESURE.....	3

Annexe 4 - Spécifications pour la mesure, in situ, de la puissance électrique des ventilateurs

Avant-propos

Cet annexe décrit les exigences qui doivent être respectées lors de la mesure, sur site, de la puissance électrique des ventilateurs dans le cadre de la réglementation PEB.

1 Conditions de mesure

La mesure de la puissance électrique doit être conforme aux conditions du §11.2.3.1.2 de l'annexe PER.

2 Préparation du bâtiment

Toutes les autres installations qui peuvent influencer l'équilibre de l'air des zones de ventilation considérées doivent être mises à l'arrêt pour l'exécution de la mesure, et ne doivent pas être mesurées, selon §11.2.3.1.2 de l'annexe PER.

Ensuite, les préparations suivantes sont effectuées.

- Les portes et fenêtres extérieures doivent être fermées complètement.
- Les portes intérieures sont en principe fermées. Pour des raisons pratiques, il est néanmoins autorisé de les laisser ouvertes, à condition de le mentionner dans le rapport.
- Toutes les ouvertures d'alimentation réglables (OAR) et d'évacuation réglable (OER), si présentes, sont placées en position complètement ouverte.
- En cas de ventilation à la demande, il peut être nécessaire de bloquer certains composants dans leur position nominale selon les prescriptions du fabricant. Il s'agit par exemple des ouvertures d'alimentation réglables (OAR) ou d'évacuation réglables (OER) et des bouches ou des ventilateurs, réglés en fonction du CO₂, de l'humidité ou de la présence notamment.
- Pendant la mesure de la puissance électrique absorbée, aucun composant, qui se trouve dans le flux d'air du système de ventilation, ne peut être contourné ou enlevé (p.ex. filtres, batteries, appareils à récupération de chaleur, puits canadien, ...)
- Les filtres peuvent être remplacés, avant la mesure, par des filtres neufs.
- La mesure doit être réalisée à un moment où des consommateurs supplémentaires dans l'unité (protection contre le gel, pré- ou post-chauffage) peuvent être désactivés.

3 Détermination de la puissance électrique

La puissance électrique doit être mesurée avec un instrument de mesure indépendant du groupe de ventilation. L'instrument de mesure doit être capable de mesurer la puissance électrique active avec un sampling rate d'au moins 1600 Hz ou de mesurer la puissance électrique active jusqu'à la 15^{ème} harmonique. L'instrument de mesure y inclus les accessoires, comme par exemple des pinces ampèremétriques, doit avoir une exactitude de 5% ou meilleure aux valeurs mesurées.

L'instrument de mesure utilisé doit disposer d'un certificat de calibration.

Annexe 4 - Spécifications pour la mesure, in situ, de la puissance électrique des ventilateurs

La tension et le courant doivent être mesurés simultanément et pour des groupes de ventilation triphasés, aussi simultanément pour les 3 phases. La puissance électrique active doit être rapportée telle que lue sur l'instrument de mesure.

Si un groupe de ventilation contient plusieurs ventilateurs d'alimentation et/ou d'évacuation, la puissance électrique peut être mesurée pour tous les ventilateurs ensemble.

La puissance électrique active du groupe de ventilation y inclus tous les éléments auxiliaires, comme par exemple la régulation de la vitesse de rotation (par ex. variation de la fréquence), doit être mesurée au niveau de la connexion avec l'alimentation réseau. De préférence, cette mesure est effectuée le plus proche possible du groupe de ventilation. Si cela est impossible, la mesure peut également être effectuée 'en amont', où d'autres consommations sont éventuellement également mesurées. Si d'autres consommations sont également mesurées, la puissance de celles-ci ne peut toutefois pas être déduite.

La mesure doit être effectuée par une personne qualifiée et compétente pour cela.

4 Exigences sur le rapport de mesure

Le rapport d'essai de la mesure de puissance doit au moins contenir les informations suivantes.

La déclaration suivante :

« Lors de la mesure de la puissance électrique des ventilateurs, toutes les prescriptions décrites à l'annexe 5 de l'arrêté ministériel portant modification et exécution des annexes XII et XIII de l'arrêté du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale du 21 décembre 2007 déterminant des exigences en matière de performance énergétique et de climat intérieur des bâtiments, ont été respectées.

Données sur l'entreprise qui a effectué les mesures :

- nom, adresse, n° d'entreprise ;
- date de la mesure ;
- nom et signature de la personne responsable de l'essai (mesures, calculs, rapport) et date de la signature.

Données sur le demandeur :

- nom, adresse.

Données sur le bâtiment et le système de ventilation :

- adresse complète ;
- description claire de la (des) zone(s) de ventilation concernée(s) ;
- type du système de ventilation (B, C, D) ;
- marque et type du(des) ventilateur(s) (groupe(s)) présent(s) et qui dessert(desservent) la(les) zone(s) de ventilation et/ou la(les) unités PEB concernées ;
- état des portes intérieures (présentes/absentes, ouvertes/fermées).

Données sur l'essai :

- marque et type de l'instrument utilisé;

Annexe 4 - Spécifications pour la mesure, in situ, de la puissance électrique des ventilateurs

- à propos des instruments de mesure : copie du certificat de calibration ;
- la position de régulation de tous les organes de régulation de l'installation de ventilation ;
- référence à la pièce justificative de la mesure des débits pour tous les espaces desservis par le ventilateur (groupe) Un rapport type de mesure est mis à disposition par Bruxelles Environnement.
- puissance électrique mesurée par ventilateur (groupe) comme décrit ci-dessus ;
 - la tension réseau mesurée, pour chaque phase, exprimée en Volt (V), arrondie à l'unité ;
 - la puissance électrique absorbée exprimée en Watt (W), arrondie à l'unité ;
- tableau avec par ventilateur (groupe) :
 - somme des débits d'alimentation mesurés par unité PEB ;
 - somme des débits d'évacuation mesurés par unité PEB ;
 - somme des débits d'alimentation mesurés en dehors de l'unité PEB considérée ;
 - somme des débits d'évacuation mesurés en dehors de l'unité PEB considérée.

Vu pour être annexé à l'arrêté ministériel portant modification et exécution des annexes XII et XIII de l'arrêté du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale du 21 décembre 2007 déterminant des exigences en matière de performance énergétique et de climat intérieur des bâtiments

Bruxelles, le 9 novembre 2017

La Ministre du Logement, de la Qualité de Vie, de l'Environnement et de l'Energie
C. FREMAULT

Annexe 5 - Spécifications pour la prise en compte du pré-refroidissement de l'air de ventilation avec un échangeur de chaleur sol-air

1	INTRODUCTION	2
2	MÉTHODE PER POUR UNITÉS DE LOGEMENT	2
2.1	Facteur de multiplication pour l'effet du pré-refroidissement de l'air de ventilation	2
2.2	Consommation d'énergie auxiliaire pour le pré-refroidissement de l'air de ventilation	6
3	METHODE PEN POUR LES UNITÉS EPN	7
3.1	Facteur de multiplication pour l'effet du pré-refroidissement de l'air de ventilation	7
3.2	Consommation d'énergie auxiliaire pour le pré-refroidissement de l'air de ventilation	11

Annexe 5 – Spécifications pour la prise en compte du pré-refroidissement de l'air de ventilation avec un échangeur de chaleur sol-air

1 Introduction

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-air, l'air est envoyé à travers une ou plusieurs tubes souterraines. Le sol refroidira ou réchauffera l'air.

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 $r_{\text{precool,zone } z,m} = 1$.

2 Méthode PER pour unités de logement

2.1 Facteur de multiplication pour l'effet du pré-refroidissement de l'air de ventilation

Le facteur de multiplication mensuel $r_{\text{precool,zone } z,m}$ pour l'effet du pré-refroidissement de l'air de ventilation pour les besoins de refroidissement de la zone de ventilation z est donné par:

$$r_{\text{precool,zone } z,m} = 1 - e_{\text{precool,m}} \frac{\theta_{\text{precool,ref,max,m}} - (\theta_{e,m} + \Delta\theta_{e,m})}{23 - (\theta_{e,m} + \Delta\theta_{e,m})} \quad [-]$$

avec :

- $e_{\text{precool,m}}$ l'efficacité mensuelle du système de pré-refroidissement concerné, telle que déterminée ci-dessous (-) ;
- $\theta_{\text{precool,ref,max,m}}$ la température de référence pour l'abaissement de température maximal, égal à la température moyenne mensuelle du sol $\theta_{\text{soil,m}}$, déduite du Tableau 20 de l'annexe PER, en °C ;
- $\theta_{e,m}$ la température extérieure moyenne mensuelle, selon le Tableau 1 de l'annexe PER, en °C ;
- $\Delta\theta_{e,m}$ 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.

Annexe 5 - Spécifications pour la prise en compte du pré-refroidissement de l'air de ventilation avec un échangeur de chaleur sol-air

Pour un échangeur de chaleur sol-air, l'efficacité $e_{\text{precool},m}$ est déterminé par :

$$e_{\text{precool},m} = W_{\text{soil/air},m} \left(1 - e^{-\frac{\alpha_{\text{precool}} A_{\text{wt}}}{0.34 \sum \dot{V}_{\text{hyg,cool,sec}i}}} \right) \quad [-]$$

avec :

α_{precool} le coefficient de transmission thermique des conduites dans l'échangeur de chaleur sol-air, tel que déterminé ci-dessous, en $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$;

A_{wt} la surface d'échange des conduites, telle que déterminée ci-dessous, en m^2 ;

$\dot{V}_{\text{hyg,cool,sec}i}$ le débit de ventilation hygiénique du secteur énergétique i , pour les calculs de refroidissement, tels que définis au 7.8.4 de l'annexe PER, en m^3/h ;

$W_{\text{soil/air},m}$ un facteur mensuel qui tient compte du temps de fonctionnement de l'échangeur de chaleur sol-air (-) :

si $\theta_{e,m} - \theta_{\text{soil},m} \leq 0$ alors $W_{\text{soil/air},m} = 0$

si $0 < \theta_{e,m} - \theta_{\text{soil},m} \leq 2$ alors $W_{\text{soil/air},m} = 0,5$

si $\theta_{e,m} - \theta_{\text{soil},m} > 2$ alors $W_{\text{soil/air},m} = 1$

où :

$\theta_{e,m}$ la température extérieure moyenne mensuelle, selon le Tableau 1 de l'annexe PER, en $^{\circ}\text{C}$;

$\theta_{\text{soil},m}$ la température moyenne mensuelle du sol définie en fonction de la profondeur des conduites, selon le Tableau 20 de l'annexe PER, en $^{\circ}\text{C}$.

Il faut faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation z

Annexe 5 - Spécifications pour la prise en compte du pré-refroidissement de l'air de ventilation avec un échangeur de chaleur sol-air

Le coefficient de transmission thermique des conduites α_{precool} est déterminé suivant :

$$\alpha_{\text{precool}} = \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_{\text{tube}} + 2t_{\text{tube}}}{D_{\text{tube}}}\right)}{2\lambda_{\text{tube}}/D_{\text{tube}}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{\text{tube}} + 2t_{\text{soil}}}{D_{\text{tube}} + 2t_{\text{tube}}}\right)}{2\lambda_{\text{soil}}/D_{\text{tube}}} \right)^{-1} \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$$

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 $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$;
- 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 $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$;
- λ_{soil} la conductivité thermique du sol, considérée égale à 2, en $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$.

Le coefficient de convection interne est donné par :

$$\alpha_i = 0.026 \frac{\text{Nu}}{D_{\text{tube}}} \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$$

avec :

$$\text{Nu} = \left(\text{Nu}_{\text{lam}}^5 + \text{Nu}_{\text{turb}}^5 \right)^{1/5}$$

et

$$\text{Nu}_{\text{lam}} = \left[3.66^3 + 1.61^3 \cdot \left(\frac{\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot D_{\text{tube}}}{L_{\text{tube}}} \right) \right]^{1/3}$$

Annexe 5 - Spécifications pour la prise en compte du pré-refroidissement de l'air de ventilation avec un échangeur de chaleur sol-air

$$\text{Nu}_{\text{turb}} = \frac{f_{\text{turb}} \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{2 \cdot \left(1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{f_{\text{turb}}}{2}} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1) \right)}$$

$$f_{\text{turb}} = (1.58 \cdot \ln \text{Re} - 3.28)^{-2}$$

$$\text{Re} = 64935 \frac{4}{3600\pi} \frac{\sum \dot{V}_{\text{hyg,cool,seci}}}{n_{\text{tube}} D_{\text{tube}}}$$

$$\text{Pr} = 0.714$$

avec:

$\dot{V}_{\text{hyg,cool,seci}}$ le débit de ventilation hygiénique du secteur énergétique i , pour les calculs de refroidissement, tels que définis au §7.8.6 de l'annexe PER, en m³/h;

D_{tube} le diamètre intérieur de la conduite, en m.

D_{tube} le diamètre intérieur de la conduite, en m ;

L_{tube} la longueur de la conduite, en m ;

Il faut faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation z

L'épaisseur du massif de terre autour de la conduite considérée, t_{soil} , est donnée par :

$$t_{\text{soil}} = \frac{p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}}}{2} \quad \text{als } p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}} < 0.5$$

$$t_{\text{soil}} = 0.25 \quad \text{als } p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}} \geq 0.5$$

avec:

p_{tube} la distance entre les conduites parallèles, en m ;

D_{tube} le diamètre intérieur de la conduite, en m.

Annexe 5 - Spécifications pour la prise en compte du pré-refroidissement de l'air de ventilation avec un échangeur de chaleur sol-air

La surface d'échange des conduites A_{wt} est donnée par :

$$A_{wt} = \pi D_{tube} L_{tube} n_{tube} \quad [m^2]$$

avec :

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 (-).

2.2 Consommation d'énergie auxiliaire pour le pré-refroidissement de l'air de ventilation

On détermine la consommation mensuelle d'électricité de l'échangeur de chaleur sol-air pour le pré-refroidissement de l'air de ventilation comme suit :

$$W_{precool,m} = W_{soil/air,m} \quad [kWh]$$

$$W_{soil/air,m} = 0.167 \cdot t_m \cdot w_{soil/air,m} \cdot \frac{\sum \dot{V}_{hyg,cool,seci}}{3600} \cdot f \cdot \frac{L_{tube}}{D_{tube}} \left(\frac{\sum \dot{V}_{hyg,cool,seci}}{3600 n_{tube} \frac{\pi}{4} D_{tube}^2} \right)^2 \quad [kWh]$$

avec :

t_m la longueur du mois considéré en Ms, voir Tableau 1 de l'annexe PER ;

$w_{soil/air,m}$ un facteur mensuel qui tient compte du temps de fonctionnement de l'échangeur de chaleur sol-air, déterminé selon §2.1 (-);

$\dot{V}_{hyg,cool,seci}$ le débit de ventilation hygiénique du secteur énergétique i , pour les calculs de refroidissement, tels que définis au 7.8.6 de l'annexe PER, en m^3/h ;

f un facteur de friction :

Annexe 5 - Spécifications pour la prise en compte du pré-refroidissement de l'air de ventilation avec un échangeur de chaleur sol-air

- Si $Re < 2300$: $f = \frac{64}{Re}$

- Dans tous les autres cas : $f = (1.58 \cdot \ln Re - 3.28)^{-2}$

avec Re : le nombre de Reynolds déterminé selon 2.1 (-);

L_{tube} longueur de la conduite dans le sol, en m ;

D_{tube} diamètre intérieur de la conduite dans le sol, en m ;

n_{tube} le nombre de conduites en parallèle (-).

Il faut faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation z

3 Methode PEN pour les unités PEN

3.1 Facteur de multiplication pour l'effet du pré-refroidissement de l'air de ventilation

Le facteur de multiplication mensuel $r_{\text{precool,zone } z, m}$ pour l'effet du pré-refroidissement de l'air de ventilation pour les besoins de refroidissement de la zone de ventilation z est donné par:

$$r_{\text{precool,zone } z, m} = 1 - e_{\text{precool}, m} \frac{\theta_{\text{precool,ref,max}, m} - \theta_{e,V, \text{cool}, m}}{\theta_{i, \text{cool}, \text{fctf}} - \theta_{e,V, \text{cool}, m}} \quad [-]$$

avec :

$e_{\text{precool}, m}$ l'efficacité mensuelle du système de pré-refroidissement concerné, telle que déterminée ci-dessous (-) ;

$\theta_{\text{precool,ref,max}, m}$ la température de référence pour l'abaissement de température maximal, égal à la température moyenne mensuelle du sol $\theta_{\text{soil}, m}$, déduite du §B.2.2 de l'annexe PEN, en °C ;

$\theta_{e,V, \text{cool}, m}$ la valeur de calcul conventionnelle pour la température de l'air neuf pour la ventilation hygiénique lors des calculs de refroidissement déterminée selon Tableau 45 de l'annexe PEN, en °C;

$\theta_{i, \text{cool}, \text{fctf}}$ la valeur de calcul de la température intérieure pour la partie fonctionnelle f , déterminé selon §5.2.3 de l'annexe PEN, en °C;

Annexe 5 - Spécifications pour la prise en compte du pré-refroidissement de l'air de ventilation avec un échangeur de chaleur sol-air

Pour un échangeur de chaleur sol-air, l'efficacité $e_{precool,m}$ est déterminé par :

$$e_{precool,m} = w_{soil/air,m} \left(1 - e^{-\frac{\alpha_{precool} A_{wt}}{0.34 \sum \dot{V}_{hyg,fcf}}} \right) \quad [-]$$

avec :

$\alpha_{precool}$ le coefficient de transmission thermique des conduites dans l'échangeur de chaleur sol-air, 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 ;

$\dot{V}_{hyg,fcf}$ Le débit de conception de l'air extérieur pour la ventilation hygiénique qui est pré-refroidit par l'échangeur sol-air dans la partie fonctionnelle f, en m^3/h , déterminé selon les principes du §5.6.2.2 de l'annexe PEN.

$w_{soil/air,m}$ un facteur mensuel qui tient compte du temps de fonctionnement de l'échangeur de chaleur sol-air (-) :

si $\theta_{e,m} - \theta_{soil,m} \leq 0$ alors $w_{soil/air,m} = 0$

si $0 < \theta_{e,m} - \theta_{soil,m} \leq 2$ alors $w_{soil/air,m} = 0,5$

si $\theta_{e,m} - \theta_{soil,m} > 2$ alors $w_{soil/air,m} = 1$

où :

$\theta_{e,m}$ la température extérieure moyenne mensuelle, selon le Tableau 1 de l'annexe PER, en $^{\circ}C$;

$\theta_{soil,m}$ la température moyenne mensuelle du sol définie en fonction de la profondeur des conduites, selon le § B.2.2 de l'annexe PEN, en $^{\circ}C$.

Il faut faire la somme sur tous les débits partiels k et sur toutes les parties fonctionnelles f de la zone de ventilation z.

Annexe 5 - Spécifications pour la prise en compte du pré-refroidissement de l'air de ventilation avec un échangeur de chaleur sol-air

Le coefficient de transmission thermique des conduites α_{precool} est déterminé suivant :

$$\alpha_{\text{precool}} = \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_{\text{tube}} + 2t_{\text{tube}}}{D_{\text{tube}}}\right)}{2\lambda_{\text{tube}}/D_{\text{tube}}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{\text{tube}} + 2t_{\text{soil}}}{D_{\text{tube}} + 2t_{\text{tube}}}\right)}{2\lambda_{\text{soil}}/D_{\text{tube}}} \right)^{-1} \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$$

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 $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$;
- 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 $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$;
- λ_{soil} la conductivité thermique du sol, considérée égale à 2, en $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$.

Le coefficient de convection interne est donné par :

$$\alpha_i = 0.026 \frac{\text{Nu}}{D_{\text{tube}}} \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$$

avec :

$$\text{Nu} = \left(\text{Nu}_{\text{lam}}^5 + \text{Nu}_{\text{turb}}^5 \right)^{1/5}$$

et

$$\text{Nu}_{\text{lam}} = \left[3.66^3 + 1.61^3 \cdot \left(\frac{\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot D_{\text{tube}}}{L_{\text{tube}}} \right) \right]^{1/3}$$

Annexe 5 - Spécifications pour la prise en compte du pré-refroidissement de l'air de ventilation avec un échangeur de chaleur sol-air

$$\text{Nu}_{\text{turb}} = \frac{f_{\text{turb}} \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{2 \cdot \left(1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{f_{\text{turb}}}{2}} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1) \right)}$$

$$f_{\text{turb}} = (1.58 \cdot \ln \text{Re} - 3.28)^{-2}$$

$$\text{Re} = 64935 \frac{4}{3600\pi} \frac{\sum \dot{V}_{\text{hyg, fctf}}}{n_{\text{tube}} D_{\text{tube}}}$$

$$\text{Pr} = 0.714$$

avec :

$$\dot{V}_{\text{hyg, fctf}}$$

Le débit de conception de l'air extérieur pour la ventilation hygiénique qui est pré-refroidit par l'échangeur sol-air dans la partie fonctionnelle f, en m³/h, déterminé selon les principes du §5.6.2.2 de l'annexe PEN.

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 (-).

Il faut faire la somme sur toutes les parties fonctionnelles f de la zone de ventilation z

L'épaisseur du massif de terre autour de la conduite considérée, t_{soil} , est donnée par :

$$t_{\text{soil}} = \frac{p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}}}{2} \quad \text{als } p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}} < 0.5$$

$$t_{\text{soil}} = 0.25 \quad \text{als } p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}} \geq 0.5$$

avec :

p_{tube} la distance entre les conduites parallèles, en m ;

Annexe 5 - Spécifications pour la prise en compte du pré-refroidissement de l'air de ventilation avec un échangeur de chaleur sol-air

D_{tube} le diamètre intérieur de la conduite, en m.

La surface d'échange des conduites A_{wt} est donnée par :

$$A_{\text{wt}} = \pi D_{\text{tube}} L_{\text{tube}} n_{\text{tube}} \quad [\text{m}^2]$$

avec :

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 (-).

3.2 Consommation d'énergie auxiliaire pour le pré-refroidissement de l'air de ventilation

On détermine la consommation mensuelle d'électricité de l'échangeur de chaleur sol-air comme suit :

$W_{\text{precool,m}} = W_{\text{soil/air,m}}$	[kWh]
$W_{\text{soil/air,m}} = 0.167 \cdot t_m \cdot W_{\text{soil/air,m}} \cdot \frac{\sum f_{\text{vent,cool,fctf}} \dot{V}_{\text{hyg,fctf}}}{3600} \cdot f \cdot \frac{L_{\text{tube}}}{D_{\text{tube}}} \left(\frac{\sum \dot{V}_{\text{hyg,fctf}}}{3600 n_{\text{tube}} \frac{\pi}{4} D_{\text{tube}}^2} \right)^2$	[kWh]
avec:	
t_m	la longueur du mois considéré en Ms, voir Tableau 1 de l'annexe PEN ;
$f_{\text{vent,cool,fctf}}$	la fraction de temps durant laquelle la ventilation est en fonctionnement, pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f, repris du Tableau 7 de l'annexe PEN.
$W_{\text{soil/air,m}}$	un facteur mensuel qui tient compte du temps de fonctionnement

Annexe 5 - Spécifications pour la prise en compte du pré-refroidissement de l'air de ventilation avec un échangeur de chaleur sol-air

	de l'échangeur de chaleur sol-air, déterminé selon 3.1 (-);
$\dot{V}_{\text{hyg,fcf}}$	Le débit de conception de l'air extérieur pour la ventilation hygiénique qui est pré-refroidit par l'échangeur sol-air dans la partie fonctionnelle f, en m ³ /h, déterminé selon les principes du §5.6.2.2 de l'annexe PEN.
f	un facteur de friction : $f = \frac{64}{\text{Re}}$ <ul style="list-style-type: none"> - Si $\text{Re} < 2300$: - Dans tous les autres cas : $f = (1.58 \cdot \ln \text{Re} - 3.28)^{-2}$ avec Re : le nombre de Reynolds déterminé selon 3.1 (-);
L_{tube}	longueur de la conduite dans le sol, en m ;
D_{tube}	diamètre intérieur de la conduite dans le sol, en m ;
n_{tube}	le nombre de conduites en parallèle (-).

Il faut faire la somme sur toutes les parties fonctionnelles f de la zone de ventilation z

Vu pour être annexé à l'arrêté ministériel portant modification et exécution des annexes XII et XIII de l'arrêté du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale du 21 décembre 2007 déterminant des exigences en matière de performance énergétique et de climat intérieur des bâtiments

Bruxelles, le 9 novembre 2017

La Ministre du Logement, de la Qualité de Vie, de l'Environnement et de l'Energie

C. FREMAULT

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

1	DÉFINITIONS.....	2
2	VALEUR PAR DÉFAUT.....	3
3	DÉTERMINATION DU RENDEMENT THERMIQUE DES APPAREILS DE RÉCUPÉRATION DE CHALEUR DE TYPE 'TWIN COIL' OU 'HEAT PIPE'	3
4	DÉTERMINATION DU RENDEMENT THERMIQUE SI UN RENDEMENT TESTÉ EST DISPONIBLE POUR LE GROUPE DE TRAITEMENT D'AIR (COMPLET) OU POUR L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR (SEUL) 3	
5	DÉTERMINATION DU RENDEMENT THERMIQUE SI UN RENDEMENT TESTÉ EST DISPONIBLE POUR UN GROUPE DE TRAITEMENT D'AIR (COMPLET) OU POUR UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR (SEUL) DE LA MÊME SÉRIE QUE L'APPAREIL DE RÉCUPÉRATION DE CHALEUR CONCERNÉ	4
5.1	Principe général	4
5.2	Détermination de η_{ser}	6
5.3	Détermination de $\eta_{ahu,ref}$	7
5.4	Détermination de η_{ser1} (méthode 1)	7
5.5	Détermination de η_{ser2} (méthode 2)	8
5.6	Détermination de η_{ser3} (méthode 3)	9
5.6.1	<i>Correction pour la capacité thermique du matériau régénérateur.....</i>	<i>9</i>
5.6.2	<i>Détermination de la valeur idéale du rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série</i>	<i>12</i>
5.6.3	<i>Détermination des paramètres géométriques β^* et Dh^* et du paramètre matériel ϕ^*</i>	<i>13</i>
5.6.4	<i>Détermination du débit volumique pour lequel la valeur idéale calculée du rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série est valable</i>	<i>15</i>
5.7	Détermination du débit volumique pour lequel le rendement thermique calculé d'un groupe de traitement d'air de la même série est valable	15
5.8	Détermination de la surface caractéristique d'échange thermique	18
5.9	Détermination du nombre de canaux	19
5.10	Figures à titre d'illustration	20
6	MESURE ET CALCUL.....	21
6.1	Mesure	21
6.1.1	<i>Groupe de traitement d'air.....</i>	<i>21</i>
6.1.2	<i>Echangeur de chaleur.....</i>	<i>22</i>
6.2	Calcul	23
6.2.1	<i>Groupe de traitement d'air.....</i>	<i>23</i>
6.2.2	<i>Echangeur de chaleur.....</i>	<i>24</i>

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

En dérogation à l'annexe G de l'annexe PER, le rendement thermique η_{test} d'un appareil de récupération de chaleur peut être déterminé selon l'une des méthodes décrites ci-dessous.

1 Définitions

Il est fait référence à la norme NBN EN 308 pour les définitions des catégories d'appareils de récupération de chaleur, et pour les conventions relatives à la numérotation des quatre flux d'air et à la position des ventilateurs.

Principes de transfert thermique dans les échangeurs de chaleur :

- **Transfert thermique à courants parallèles** : principe de transfert thermique où ledit transfert se fait entre deux fluides circulant de part et d'autre d'une paroi de séparation étanche à l'air, suivant le même axe et dans le même sens.
- **Transfert thermique à courants croisés** : principe de transfert thermique où ledit transfert se fait entre deux fluides circulant de part et d'autre d'une paroi de séparation étanche à l'air, suivant deux axes différents (remarque : l'angle entre ces axes est généralement compris entre 60° et 90°, en raison de quoi la vitesse moyenne de l'air entre les plaques des deux flux d'air est assez constante sur l'ensemble du trajet (indépendamment des changements de densité et des conditions d'entrée non idéales)).
- **Transfert thermique à contre-courants** : principe de transfert thermique où ledit transfert se fait entre deux fluides circulant de part et d'autre d'une paroi de séparation étanche à l'air, suivant le même axe mais en sens inverses (remarque : cette conception se caractérise par le fait que la vitesse de l'air entre les plaques des deux flux d'air est assez constante au niveau de la partie à contre-courant mais est inférieure à la vitesse moyenne de l'air au niveau de l'entrée de l'échangeur de chaleur (indépendamment des changements de densité et des conditions d'entrée non idéales)).
- **NTU** : Number of Transfer Units, est une valeur adimensionnelle permettant d'exprimer la quantité de transfert thermique dans les échangeurs de chaleur.

Application pratique dans des appareils de récupération de chaleur :

- **Echangeur de chaleur à courants croisés simple** : échangeur de chaleur à plaques fonctionnant au moins à 70 % selon le principe du transfert thermique à courants croisés, à évaluer sur la base de la partie de surface qui est clairement à courants croisés par rapport à la surface totale (dans le plan des flux d'air).
- **Echangeur de chaleur à courants croisés double** : échangeur de chaleur à plaques composé de deux échangeurs de chaleur à courants croisés simples clairement identifiables, où les deux flux d'air circulent en série et globalement à contre-courant dans les deux échangeurs de chaleur.
- **'Heatpipe' (ou 'caloduc')** : échangeur de chaleur où le transfert thermique se fait via un fluide qui s'évapore pour ensuite se condenser. Le fluide de transfert thermique se trouve dans un tube fermé, exposé d'un côté à l'air fourni et de l'autre côté, à l'air extrait. Après évaporation d'un côté, le fluide se propage sous forme gazeuse jusqu'à l'autre côté, où il se condense et revient vers le côté évaporation par voie gravitaire, capillaire ou centrifuge.
- **Régénérateur** : échangeur de chaleur régénératif. Ce la peut être un générateur statique ou à roue.

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

- **Régénérateur statique** : échangeur de chaleur régénératif sous la forme de deux accumulateurs séparés au travers desquels circulent alternativement l'air fourni et l'air extrait (au moyen de 1 ou plusieurs vannes).
- **Echangeur de chaleur à contre-courants** : échangeur de chaleur à plaques fonctionnant au moins à 30 % selon le principe du transfert thermique à contre-courants, à évaluer sur la base de la partie de la surface qui est clairement à contre-courant par rapport à la surface totale (dans le plan des flux d'air).
- **'Twin-coil' ou batterie au glycol** : échangeur de chaleur composé de deux échangeurs de chaleur air/liquide, chacun étant traversé par 1 des flux d'air et où un fluide caloporteur circule entre les deux échangeurs de chaleur, transférant ainsi la chaleur d'un flux d'air à l'autre.
- **Echangeur à roue** : échangeur de chaleur régénératif sous la forme d'un accumulateur rotatif en forme de disque, où la masse accumulant la chaleur est traversée alternativement par l'air fourni et par l'air extrait.

2 Valeur par défaut

Si aucune des méthodes de détermination des § 3, § 4 ou §5 n'est appliquée, la valeur par défaut du rendement thermique η_{test} d'un appareil de récupération de chaleur est la valeur zéro pour tous les débits volumiques.

3 Détermination du rendement thermique des appareils de récupération de chaleur de type 'twin coil' ou 'heat pipe'

On prend, comme valeur de rendement thermique η_{test} d'un appareil de récupération de chaleur, les valeurs du tableau suivant :

Tableau [1] : η_{test} pour les types 'twin coil' ou 'heat pipe'

Catégorie (selon NBN EN 308)		Type	η_{test}
IIa	Récupérateurs avec fluide intermédiaire sans changement de phase	'Twin coil'	0,30
IIb	Récupérateurs avec fluide intermédiaire avec changement de phase	'Heat pipe'	0,30

4 Détermination du rendement thermique si un rendement testé est disponible pour le groupe de traitement d'air (complet) ou pour l'échangeur de chaleur (seul)

On détermine le rendement thermique η_{test} d'un appareil de récupération de chaleur pour le débit volumique $q_{v,\text{proj}}$ comme suit :

Si $q_{v,\text{proj}} \leq q_{v,\text{test}}$:

$$\text{Eq. 1} \quad \eta_{\text{test}} = \eta_{\text{ahu,test}} \quad (-)$$

ou :

$$\text{Eq. 2} \quad \eta_{\text{test}} = 0,85 \cdot \eta_{\text{hx,test}} \quad (-)$$

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

Si $q_{v,test} < q_{v,proj} \leq 1,56 \cdot q_{v,test}$:

$$\text{Eq. 3} \quad \eta_{test} = \eta_{ahu,test} - \frac{0,05}{(1,56 - 1)} \cdot \frac{(q_{v,proj} - \min(q_{v11,test}; q_{v22,test}))}{\min(q_{v11,test}; q_{v22,test})} \quad (-)$$

ou :

$$\text{Eq. 4} \quad \eta_{test} = 0,85 \cdot \eta_{hx,test} - \frac{0,05}{(1,56 - 1)} \cdot \frac{(q_{v,proj} - \min(q_{v11,test}; q_{v22,test}))}{\min(q_{v11,test}; q_{v22,test})} \quad (-)$$

Si $q_{v,proj} > 1,56 \cdot q_{v,test}$: $\eta_{test} = 0$.

avec :

$q_{v,proj}$	le débit volumique pour lequel un rendement thermique est donné pour la détermination de la consommation d'énergie primaire des bâtiments, en m ³ /h. Ce débit volumique est, dans le cadre de cette annexe, 'le débit volumique durant l'essai, tel que défini à l'annexe G' auquel il est fait référence au § B.2 de l'annexe PER ;
$q_{v,test}$	le débit volumique, en m ³ /h, de l'essai selon le § 6 ;
$\eta_{ahu,test}$	le rendement thermique du groupe de traitement d'air de l'essai selon le § 6, pour le débit volumique $q_{v,test}$, (-) ;
$\eta_{hx,test}$	le rendement thermique de l'échangeur de chaleur de l'essai selon le § 6, pour le débit volumique $q_{v,test}$, (-).

5 Détermination du rendement thermique si un rendement testé est disponible pour un groupe de traitement d'air (complet) ou pour un échangeur de chaleur (seul) de la même série que l'appareil de récupération de chaleur concerné

5.1 Principe général

Le rendement thermique d'un groupe de traitement d'air de la même série peut être déterminé sur base du rendement thermique d'un groupe de traitement d'air de référence de la même série, selon les conditions et la méthode de détermination suivantes.

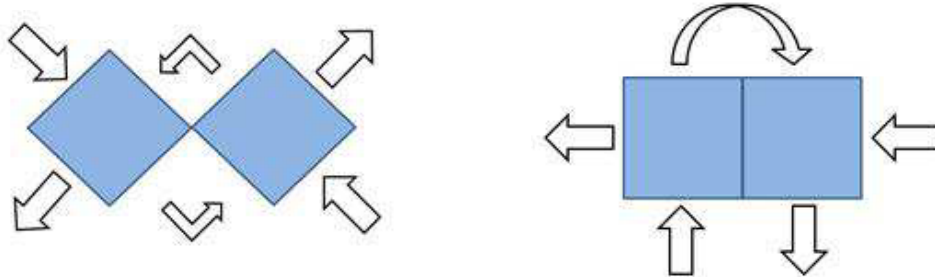
Pour appartenir à une même série, le groupe de traitement d'air à évaluer doit être identique, pour tous les critères suivants, au groupe de traitement d'air de référence :

- fabricant de l'ensemble du groupe de traitement d'air ;
- fabricant de l'échangeur de chaleur ;
- catégorie (voir NBN EN 308) et type (à courants croisés simple, à courants croisés double, à contre-courants, échangeur rotatif ou régénérateur statique) de l'échangeur de chaleur ;

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

- forme pour courants croisés double : position des deux échangeurs de chaleur l'un par rapport à l'autre (contact linéaire ou de surface - voir Figure [1]) ;

Figure [1] : Contact linéaire (à gauche) ou de surface (à droite) pour un échangeur de chaleur à courants croisés double



- la disposition de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air, soit perpendiculairement, soit suivant l'axe de l'écoulement d'air à travers le groupe de traitement d'air ;
- structure du groupe de traitement d'air : châssis avec parois de remplissage ou parois autoportantes, composition des parois (matériaux utilisés pour l'enveloppe et l'isolation) ;
- la position des ventilateurs par rapport à l'échangeur de chaleur (c'est-à-dire : le ventilateur se trouve dans les deux groupes de traitement d'air en position 11 ou dans les deux groupes de traitement d'air en position 12. Idem pour 21 et 22 - voir figures au § 5.10).

On détermine le rendement thermique η_{test} d'un groupe de traitement d'air de la même série pour le débit volumique $q_{v,\text{proj}}$ comme suit :

Si $q_{v,\text{proj}} \leq q_{v,\text{ser}}$:

$$\text{Eq. 5} \quad \eta_{\text{test}} = \eta_{\text{ser}} \quad (-)$$

Si $q_{v,\text{ser}} < q_{v,\text{proj}} \leq 1,56 \cdot q_{v,\text{ser}}$:

$$\text{Eq. 6} \quad \eta_{\text{test}} = \eta_{\text{ser}} - \frac{0,05}{(1,56 - 1)} \cdot \frac{(q_{v,\text{proj}} - q_{v,\text{ser}})}{q_{v,\text{ser}}} \quad (-)$$

Si $q_{v,\text{proj}} > 1,56 \cdot q_{v,\text{ser}}$: $\eta_{\text{test}} = 0$.

avec :

$q_{v,\text{proj}}$ le débit volumique pour lequel un rendement thermique est donné pour la détermination de la consommation d'énergie primaire des bâtiments, en m³/h. Ce débit volumique est, dans le cadre de cette annexe, 'le débit volumique durant l'essai, tel que défini à l'annexe G' auquel il est fait référence au § B.2 de l'annexe PER ;

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

$q_{v,ser}$	le débit volumique pour lequel le rendement thermique calculé d'un groupe de traitement d'air de la même série est valable, en m ³ /h, déterminé selon le § 5.7 ;
η_{ser}	le rendement thermique calculé du groupe de traitement d'air de la même série selon le § 5.2, pour le débit volumique $q_{v,ser}$, (-).

5.2 Détermination de η_{ser}

On détermine le rendement thermique calculé du groupe de traitement d'air de la même série, η_{ser} , comme suit :

- pour un groupe de traitement d'air avec échangeur de chaleur à courants croisés simple :

$$\text{Eq. 7} \quad \eta_{ser} = 0,90 \cdot \eta_{ser1} \quad (-)$$

- pour un groupe de traitement d'air avec échangeur de chaleur à courants croisés double :

$$\text{Eq. 8} \quad \eta_{ser} = 0,90 \cdot \min\left(\eta_{ser1}, \frac{\eta_{ser1} + \eta_{ser2}}{2}\right) \quad (-)$$

- pour un groupe de traitement d'air avec échangeur de chaleur à contre-courants :

$$\text{Eq. 9} \quad \eta_{ser} = 0,95 \cdot \min\left(\eta_{ahu,ref}, \frac{\eta_{ser1} + \eta_{ser2}}{2}\right) \quad (-)$$

- pour un groupe de traitement d'air avec régénérateur (échangeur rotatif ou régénérateur statique) :

$$\text{Eq. 10} \quad \eta_{ser} = 0,95 \cdot \min(\eta_{ahu,ref} ; \eta_{ser3}) \quad (-)$$

avec :

η_{ser1}	le rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série selon la méthode 1, telle que décrite au § 5.4, (-) ;
η_{ser2}	le rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série selon la méthode 2, telle que décrite au § 5.5, (-) ;
$\eta_{ahu,ref}$	le rendement thermique du groupe de traitement d'air de référence pour les débits volumiques $q_{v11,ref}$ et $q_{v22,ref}$, calculé selon le § 5.3, (-).
η_{ser3}	le rendement thermique du groupe de traitement de l'air de la même série, conformément à la méthode 3, comme décrit au § 5.6, (-).

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

5.3 Détermination de $\eta_{ahu,ref}$

On détermine le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ du groupe de traitement d'air de référence pour les débits volumiques $q_{v11,ref}$ et $q_{v22,ref}$, comme suit :

$$\text{Eq. 11} \quad \eta_{ahu,ref} = \eta_{ahu,test} \quad (-)$$

ou :

$$\text{Eq. 12} \quad \eta_{ahu,ref} = 0,85 \cdot \eta_{hx,test} \quad (-)$$

avec :

$\eta_{ahu,test}$ le rendement thermique du groupe de traitement d'air de l'essai selon le § 6, pour les débits volumiques $q_{v11,test}$ et $q_{v22,test}$, (-) ;
 $\eta_{hx,test}$ le rendement thermique de l'échangeur de chaleur de l'essai selon le § 6, pour les débits volumiques $q_{v11,test}$ et $q_{v22,test}$, (-).

Les débits volumiques pour lesquels le rendement thermique du groupe de traitement d'air de référence est valable, $q_{v11,ref}$ et $q_{v22,ref}$, sont assimilés respectivement à $q_{v11,test}$ et $q_{v22,test}$.

5.4 Détermination de η_{ser1} (méthode 1)

On détermine le rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série selon la méthode 1, η_{ser1} comme suit :

$$\text{Eq. 13} \quad \eta_{ser1} = 1 - \exp\left[NTU_{ser1}^{0.22} \cdot \left\{ \exp(-NTU_{ser1}^{0.78}) - 1 \right\}\right] \quad (-)$$

avec :

NTU_{ser1} le NTU du groupe de traitement d'air de la même série selon la méthode 1, tel que déterminé ci-dessous, (-).

On détermine le NTU du groupe de traitement d'air de la même série selon la méthode 1, NTU_{ser1} , comme suit :

$$\text{Eq. 14} \quad NTU_{ser1} = NTU_{ref1} \cdot \frac{S_{ser} \cdot (n_{channels,ser} \cdot 2 - 2) \cdot \min(q_{v11,ref}; q_{v22,ref})}{S_{ref} \cdot (n_{channels,ref} \cdot 2 - 2) \cdot q_{v,ser}} \quad (-)$$

avec :

NTU_{ref1} le NTU du groupe de traitement d'air de référence selon la méthode 1, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
 S_{ser} la surface caractéristique d'échange thermique du groupe de traitement d'air de la même série, déterminée selon le § 5.8, en m^2 ;
 S_{ref} la surface caractéristique d'échange thermique du groupe de traitement d'air de référence, déterminée selon le § 5.8, en m^2 ;
 $n_{channels,ser}$ le nombre de canaux dans l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de la même série, déterminé selon le § 5.9, (-) ;
 $n_{channels,ref}$ le nombre de canaux dans l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de référence, déterminé selon le § 5.9, (-) ;
 $q_{v11,ref}$ le débit volumique mesuré de l'air extrait, en m^3/h , pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon le § 5.3 ;

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

$q_{v22,ref}$	le débit volumique mesuré de l'air fourni, en m ³ /h, pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon le § 5.3 ;
$q_{v,ser}$	le débit volumique pour lequel le rendement thermique calculé d'un groupe de traitement d'air de la même série est valable, déterminé selon le § 5.7 (m ³ /h).

On détermine le NTU du groupe de traitement d'air de référence selon la méthode 1, NTU_{ref1} , pour un $\eta_{ahu,ref}$ donné. Cela se fait avec la formule suivante et de manière itérative jusqu'à ce que la déviation soit inférieure à 0,0001 :

$$\text{Eq. 15} \quad \eta_{ahu,ref} = 1 - \exp\left[NTU_{ref1}^{0,22} \cdot \left\{ \exp(-NTU_{ref1}^{0,78}) - 1 \right\}\right] \quad (-)$$

avec :

NTU_{ref1}	le NTU du groupe de traitement d'air de référence selon la méthode 1, (-) ;
$\eta_{ahu,ref}$	le rendement thermique du groupe de traitement d'air de référence pour les débits volumiques $q_{v11,ref}$ et $q_{v22,ref}$, déterminé selon le § 5.3, (-).

5.5 Détermination de η_{ser2} (méthode 2)

On détermine le rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série selon la méthode 2, η_{ser2} , comme suit :

$$\text{Eq. 16} \quad \eta_{ser2} = \frac{NTU_{ser2}}{1 + NTU_{ser2}} \quad (-)$$

avec :

NTU_{ser2}	le NTU du groupe de traitement d'air de la même série selon la méthode 2, tel que déterminé ci-dessous, (-).
--------------	--

On détermine le NTU du groupe de traitement d'air de la même série selon la méthode 2, NTU_{ser2} , comme suit :

$$\text{Eq. 17} \quad NTU_{ser2} = NTU_{ref2} \cdot \frac{S_{ser} \cdot (n_{channels,ser} \cdot 2 - 2) \cdot \min(q_{v11,ref}; q_{v22,ref})}{S_{ref} \cdot (n_{channels,ref} \cdot 2 - 2) \cdot q_{v,ser}} \quad (-)$$

avec :

NTU_{ref2}	le NTU du groupe de traitement d'air de référence selon la méthode 2, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
S_{ser}	la surface caractéristique d'échange thermique du groupe de traitement d'air de la même série, déterminée selon le § 5.8, en m ² ;
S_{ref}	la surface caractéristique d'échange thermique du groupe de traitement d'air de référence, déterminée selon le § 5.8, en m ² ;
$n_{channels,ser}$	le nombre de canaux dans l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de la même série, déterminé selon le § 5.9, (-) ;
$n_{channels,ref}$	le nombre de canaux dans l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de référence, déterminé selon le § 5.9, (-) ;

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

$q_{v11,ref}$	le débit volumique mesuré de l'air extrait, en m ³ /h, pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon le § 5.3 ;
$q_{v22,ref}$	le débit volumique mesuré de l'air fourni, en m ³ /h, pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon le § 5.3 ;
$q_{v,ser}$	le débit volumique pour lequel le rendement thermique calculé d'un groupe de traitement d'air de la même série, en m ³ /h, déterminé selon le § 5.7.

On détermine le NTU du groupe de traitement d'air de référence selon la méthode 2, NTU_{ser2} , comme suit :

$$\text{Eq. 18} \quad NTU_{ref2} = \frac{\eta_{ahu,ref}}{1 - \eta_{ahu,ref}} \quad (-)$$

avec :

$\eta_{ahu,ref}$ le rendement thermique du groupe de traitement d'air de référence pour les débits volumiques $q_{v11,ref}$ et $q_{v22,ref}$, déterminé selon le §5.3, (-).

5.6 Détermination de η_{ser3} (méthode 3)

On détermine le rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série selon la méthode 3, η_{ser3} , comme suit :

$$\text{Eq. 19} \quad \eta_{ser3} = C_f \cdot \eta_{ser,id} \quad (-)$$

avec :

C_f une correction du rendement thermique due à l'effet de la capacité thermique, déterminée au point 5.6.1, (-) ;

$\eta_{ser,id}$ la valeur idéale du rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série, déterminée au point 5.6.2, (-).

5.6.1 Correction pour la capacité thermique du matériau régénérateur

On détermine la correction pour la capacité thermique du matériau régénérateur, C_f , comme suit :

Si $L_{ser} \geq L_{ref}$, $N_{ser} \geq N_{ref}$, $\phi^* = 1$:

$$\text{Eq. 20} \quad C_f = 1 \quad (-)$$

Dans le cas contraire :

$$\text{Eq. 21} \quad C_f = 1 - \frac{1}{9} C_r^{*-1.93} \quad (-)$$

où :

$$\text{Eq. 22} \quad C_r^* = C_{ref} \cdot \frac{L_{ser}}{L_{ref}} \cdot \frac{A_{fr,ser}}{A_{fr,ref}} \cdot \phi^* \cdot \frac{N_{ser}}{N_{ref}} \cdot \frac{\min(q_{v11,ref}, q_{v22,ref})}{q_{v,ser}} \quad (-)$$

 Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

avec :

L_{ser}	l'épaisseur du matériau régénérateur mesurée perpendiculairement à la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série, en m ;
L_{ref}	l'épaisseur du matériau régénérateur mesurée perpendiculairement à la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, en m ;
N_{ser}	la vitesse de rotation ou la fréquence de commutation du régénérateur dans le groupe de traitement d'air de la même série en tours par seconde, ou périodes par seconde ;
N_{ref}	la vitesse de rotation ou la fréquence de commutation du régénérateur dans le groupe de traitement d'air de référence en tours par seconde, ou périodes par seconde ;
ϕ^*	un paramètre qui prend en compte l'effet de la capacité calorifique volumique, déterminé selon 5.6.3, (-) ;
C_r^*	un paramètre qui tient compte de l'effet de la capacité thermique, (-) ;
C_{ref}	le rapport de la capacité thermique de la masse accumulatrice de chaleur de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence et de la capacité thermique associée au débit pour lequel la valeur $\eta_{ser,id}$ calculée est valable, comme déterminé au point 5.6.4, comme déterminé ci-dessous, (-) ;
$A_{fr,ref}$	la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, c'est la surface de la projection de l'enveloppe de l'échangeur de chaleur dans un plan perpendiculaire à l'écoulement à l'entrée, en m ² ;
$A_{fr,ser}$	la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série, c'est la surface de la projection de l'enveloppe de l'échangeur de chaleur dans un plan perpendiculaire à l'écoulement à l'entrée, en m ² ;
$Q_{v11,ref}$	le débit volumique mesuré de l'air extrait, en m ³ /h, pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon § 5.3 ;
$Q_{v22,ref}$	le débit volumique mesuré de l'air fourni, en m ³ /h, pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon § 5.3 ;
$Q_{v,ser}$	le débit pour lequel la valeur $\eta_{ser,id}$ calculée est valable, comme déterminé au point 5.6.4, en m ³ /h.

La valeur par défaut de C_{ref} est de 2. C_{ref} peut également être déterminée précisément selon :

$$\text{Eq. 23} \quad C_{ref} = L_{ref} \cdot A_{fr,ref} \cdot (1 - \sigma_{ref}) \cdot \rho_{w,ref} \cdot C_{w,ref} \cdot N_{ref} \cdot \frac{1}{1,2 \cdot \max(Q_{v11,ref} ; Q_{v22,ref})} \quad (-)$$

avec :

L_{ref}	l'épaisseur du matériau régénérateur mesurée perpendiculairement à la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, en m ;
$A_{fr,ref}$	la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, c'est la surface de la projection de l'enveloppe de l'échangeur de chaleur dans un plan perpendiculaire à l'écoulement à l'entrée, en m ² ;
σ_{ref}	la porosité de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, comme déterminée au point 5.6.3, (-) ;

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

$\rho_{w,ref}$	la densité du matériau régénérateur de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, en kg/m^3 ;
$C_{w,ref}$	la capacité thermique du matériau régénérateur de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, en $\text{kJ}/(\text{kg.K})$;
N_{ref}	la vitesse de rotation ou la fréquence de commutation du régénérateur dans le groupe de traitement d'air de référence en tours par seconde, ou périodes par seconde ;

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

5.6.2 Détermination de la valeur idéale du rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série

On détermine la valeur idéale du rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série, $\eta_{ser,id}$, comme suit :

$$\text{Eq. 24} \quad \eta_{ser,id} = \frac{NTU_{ser}}{1+NTU_{ser}} \quad (-)$$

avec :

$$\text{Eq. 25} \quad NTU_{ser} = NTU_{ref} \frac{\min(q_{v11,ref}; q_{v22,ref}) A_{fr,ser} \cdot L_{ser}}{A_{fr,ref} \cdot L_{ref}} \cdot \frac{\beta^*}{D_h^*} \quad (-)$$

où :

NTU_{ser}	le nombre d'unités de transfert du groupe de traitement d'air de la même série, (-) ;
NTU_{ref}	le nombre d'unités de transfert du groupe de traitement d'air de référence comme déterminé ci-dessous, (-) ;
$q_{v11,ref}$	le débit volumique mesuré de l'air extrait, en m ³ /h, pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon § 5.3 ;
$q_{v22,ref}$	le débit volumique mesuré de l'air fourni, en m ³ /h, pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon § 5.3 ;
$A_{fr,ref}$	la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, c'est la surface de la projection de l'enveloppe de l'échangeur de chaleur dans un plan perpendiculaire à l'écoulement à l'entrée, en m ² ;
L_{ref}	l'épaisseur du matériau régénérateur mesurée perpendiculairement à la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, en m ;
$A_{fr,ser}$	la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série, c'est la surface de la projection de l'enveloppe de l'échangeur de chaleur dans un plan perpendiculaire à l'écoulement à l'entrée, en m ² ;
L_{ser}	l'épaisseur du matériau régénérateur mesurée perpendiculairement à la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série, en m ;
$q_{v,ser}$	le débit pour lequel la valeur $\eta_{ser,id}$ calculée est valable, comme déterminé au point 5.6.4, en m ³ /h ;
β^*	le rapport de la densité de surface de l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de la même série et de la densité de surface de l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de référence, comme déterminé au point 5.6.3, (-) ;
D_h^*	un paramètre qui prend en compte l'effet du diamètre hydraulique sur le coefficient de transfert de chaleur, (-).

On détermine le NTU du groupe de traitement d'air de référence, NTU_{ref} , comme suit :

$$\text{Eq. 26} \quad NTU_{ref} = \frac{\eta_{ahu,ref}}{1-\eta_{ahu,ref}} \quad (-)$$

avec :

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

$\eta_{ahu,ref}$ le rendement thermique du groupe de traitement d'air de référence pour les débits volumiques $q_{v11,ref}$ et $q_{v22,ref}$, déterminé selon § 5.3, (-).

5.6.3 Détermination des paramètres géométriques β^* et D_h^* et du paramètre matériel ϕ^*

On détermine les paramètres géométriques et le paramètre matériel comme suit :

- Si pour un régénérateur à plaques ondulées, la longueur des ondulations, l'amplitude des ondulations, l'épaisseur de la plaque et le matériau sont les mêmes, ou pour un régénérateur à plaques planes, si la distance entre les plaques, l'épaisseur de la plaque et le matériau sont les mêmes, alors :

$$\text{Eq. 27} \quad \beta^*=1, D_h^*=1, \phi^*=1 \quad (-)$$

- Dans le cas contraire, on a :

$$\text{Eq. 28} \quad \phi^* = \frac{1-\sigma_{ser}}{1-\sigma_{ref}} \cdot \frac{c_{w,ser}}{c_{w,ref}} \cdot \frac{\rho_{w,ser}}{\rho_{w,ref}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 29} \quad \beta^* = \frac{\beta_{ser}}{\beta_{ref}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 30} \quad D_h^* = \max\left(\frac{\sigma^*}{\beta^*}; 1\right) \quad (-)$$

où :

$$\text{Eq. 31} \quad \sigma^* = \frac{\sigma_{ser}}{\sigma_{ref}} \quad (-)$$

et avec :

σ_{ser} la porosité de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série, comme déterminée ci-dessous, (-) ;

σ_{ref} la porosité de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, comme déterminée ci-dessous, (-) ;

$c_{w,ser}$ la capacité thermique du matériau régénérateur de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série, en kJ/(kg.K) ;

$c_{w,ref}$ la capacité thermique du matériau régénérateur de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, en kJ/(kg.K) ;

$\rho_{w,ser}$ la densité du matériau régénérateur de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série, en kg/m³ ;

$\rho_{w,ref}$ la densité du matériau régénérateur de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, en kg/m³ ;

β_{ser} la densité de surface de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série, comme déterminée ci-dessous, en m²/m³ ;

β_{ref} la densité de surface de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, comme déterminée ci-dessous, en m²/m³ ;

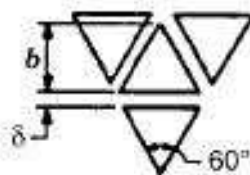
σ^* le rapport de la porosité de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série et de la porosité de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, (-).

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

On détermine la porosité (fraction du volume occupée par l'air par rapport au volume total) et la densité de surface (surface d'un échangeur de chaleur par unité de volume) d'un échangeur de chaleur comme suit :

- pour un régénérateur avec plaques ondulées :

Figure [2] : représentation schématique des canaux pour un régénérateur à plaques ondulées



$$\text{Eq. 32} \quad \sigma_{\text{ref}} = \frac{4 \cdot b_{\text{ref}}^2}{(2 \cdot b_{\text{ref}} + 3 \cdot \delta_{\text{ref}})^2} \quad (-)$$

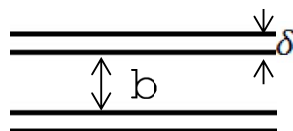
$$\text{Eq. 33} \quad \sigma_{\text{ser}} = \frac{4 \cdot b_{\text{ser}}^2}{(2 \cdot b_{\text{ser}} + 3 \cdot \delta_{\text{ser}})^2} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 34} \quad \beta_{\text{ref}} = \frac{24 \cdot b_{\text{ref}}}{(2 \cdot b_{\text{ref}} + 3 \cdot \delta_{\text{ref}})^2} \quad (\text{m}^2 / \text{m}^3)$$

$$\text{Eq. 35} \quad \beta_{\text{ser}} = \frac{24 \cdot b_{\text{ser}}}{(2 \cdot b_{\text{ser}} + 3 \cdot \delta_{\text{ser}})^2} \quad (\text{m}^2 / \text{m}^3)$$

- pour un régénérateur à plaques planes :

Figure [3] : représentation schématique des canaux pour un régénérateur à plaques planes



$$\text{Eq. 36} \quad \sigma_{\text{ref}} = \frac{b_{\text{ref}}}{b_{\text{ref}} + \delta_{\text{ref}}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 37} \quad \sigma_{\text{ser}} = \frac{b_{\text{ser}}}{b_{\text{ser}} + \delta_{\text{ser}}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 38} \quad \beta_{\text{ref}} = \frac{2}{b_{\text{ref}} + \delta_{\text{ref}}} \quad (\text{m}^2 / \text{m}^3)$$

$$\text{Eq. 39} \quad \beta_{\text{ser}} = \frac{2}{b_{\text{ser}} + \delta_{\text{ser}}} \quad (\text{m}^2 / \text{m}^3)$$

avec :

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

b_{ref}	la hauteur d'un canal disponible pour l'écoulement dans l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de référence, en m (voir figures 2 et 3) ;
δ_{ref}	l'épaisseur du matériau de la plaque de l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de référence, en m (voir figures 2 et 3) ;
b_{ser}	la hauteur d'un canal disponible pour l'écoulement dans l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de la même série, en m (voir figures 2 et 3) ;
δ_{ser}	l'épaisseur du matériau de la plaque de l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de la même série, en m (voir figures 2 et 3).

5.6.4 Détermination du débit volumique pour lequel la valeur idéale calculée du rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série est valable

On détermine le débit volumique pour lequel la valeur idéale calculée du rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série est valable, comme suit :

Eq. 40 $q_{v,ser} = \max(q_{v11,ref} ; q_{v22,ref}) \cdot \frac{A_{fr,ser}}{A_{fr,ref}} \cdot \sigma^*$ (-)

avec :

$q_{v11,ref}$	le débit volumique mesuré de l'air extrait, en m ³ /h, pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon § 5.3 ;
$q_{v22,ref}$	le débit volumique mesuré de l'air fourni, en m ³ /h, pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon § 5.3 ;
$A_{fr,ref}$	la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, c'est la surface de la projection de l'enveloppe de l'échangeur de chaleur dans un plan perpendiculaire à l'écoulement à l'entrée, en m ² ;
$A_{fr,ser}$	la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série, c'est la surface de la projection de l'enveloppe de l'échangeur de chaleur dans un plan perpendiculaire à l'écoulement à l'entrée, en m ² ;
σ^*	le rapport de la porosité de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série et de la porosité de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, comme déterminé au point 5.6.3, (-).

5.7 Détermination du débit volumique pour lequel le rendement thermique calculé d'un groupe de traitement d'air de la même série est valable

On détermine le débit volumique pour lequel le rendement calculé du groupe de traitement d'air de la même série est valable, comme suit :

Eq. 41 $q_{v,ser} = \max(q_{v11,ser} ; q_{v22,ser})$ (m³/h)

avec :

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

$Q_{v11,ser}$	le débit volumique de l'air extrait, pour lequel le rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série peut être utilisé, tel que déterminé ci-dessous, en m ³ /h ;
$Q_{v22,ser}$	le débit volumique de l'air fourni, pour lequel le rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série peut être utilisé, tel que déterminé ci-dessous, en m ³ /h ;

On détermine les débits volumiques comme suit :

- pour un groupe de traitement d'air avec échangeur de chaleur à courants croisés simple ou avec échangeur de chaleur à courants croisés double :

$$\text{Eq. 42} \quad Q_{v11,ser} = Q_{v11,ref} \cdot \frac{A_{ser} \cdot (F_{11,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{A_{ref} \cdot (F_{11,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$$\text{Eq. 43} \quad Q_{v22,ser} = Q_{v22,ref} \cdot \frac{B_{ser} \cdot (F_{22,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{B_{ref} \cdot (F_{22,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

- pour un groupe de traitement d'air avec échangeur de chaleur à contre-courants et où $\frac{B_{ser}}{B_{ref}} \leq \frac{D_{ser}}{D_{ref}}$:

$$\text{Eq. 44} \quad Q_{v11,ser} = Q_{v11,ref} \cdot \frac{D_{ser} \cdot (F_{11,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{D_{ref} \cdot (F_{11,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$$\text{Eq. 45} \quad Q_{v22,ser} = Q_{v22,ref} \cdot \frac{D_{ser} \cdot (F_{22,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{D_{ref} \cdot (F_{22,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

- pour un groupe de traitement d'air avec échangeur de chaleur à contre-courants et où $\frac{B_{ser}}{B_{ref}} > \frac{D_{ser}}{D_{ref}}$:

$$\text{Eq. 46} \quad Q_{v11,ser} = Q_{v11,ref} \cdot \frac{B_{ser} \cdot (F_{11,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{B_{ref} \cdot (F_{11,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$$\text{Eq. 47} \quad Q_{v22,ser} = Q_{v22,ref} \cdot \frac{B_{ser} \cdot (F_{22,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{B_{ref} \cdot (F_{22,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

- pour un groupe de traitement d'air avec échangeur à roue ou régénérateur statique :

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

$$\text{Eq. 48} \quad q_{v11,ser} = q_{v11,ref} \cdot \frac{S_{free,ser}}{S_{free,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$$\text{Eq. 49} \quad q_{v22,ser} = q_{v22,ref} \cdot \frac{S_{free,ser}}{S_{free,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

avec :

$q_{v11,ref}$	le débit volumique mesuré de l'air extrait, en m^3/h , pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon le § 5.3 ;
$q_{v22,ref}$	le débit volumique mesuré de l'air fourni, en m^3/h , pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon le § 5.3 ;
A_{ser}	dimension caractéristique A de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (voir figures au § 5.10), en m ;
A_{ref}	dimension caractéristique A de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (voir figures au § 5.10), en m ;
B_{ser}	dimension caractéristique B de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (voir figures au § 5.10), en m ;
B_{ref}	dimension caractéristique B de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (voir figures au § 5.10), en m ;
D_{ser}	dimension caractéristique D de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (voir figures au § 5.10), en m ;
D_{ref}	dimension caractéristique D de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (voir figures au § 5.10), en m ;
$F_{11,ser}$	dimension caractéristique F_{11} (côté air extrait) de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (distance cœur-cœur, voir figures au § 5.10), en m ;
$F_{11,ref}$	dimension caractéristique F_{11} (côté air extrait) de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (distance cœur-cœur, voir figures au § 5.10), en m ;
$F_{22,ser}$	dimension caractéristique F_{22} (côté air fourni) de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (distance cœur-cœur, voir figures au § 5.10), en m ;
$F_{22,ref}$	dimension caractéristique F_{22} (côté air fourni) de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (distance cœur-cœur, voir figures au § 5.10), en m ;
G_{ser}	dimension caractéristique G de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (épaisseur de plaque, voir figures au § 5.10), en m ;
G_{ref}	dimension caractéristique G de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (épaisseur de plaque, voir figures au § 5.10), en m ;
$n_{channels,ser}$	le nombre de canaux dans l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de la même série, déterminé selon le § 5.5, (-) ;
$n_{channels,ref}$	le nombre de canaux dans l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de référence, déterminé selon le § 5.5, (-) ;

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

$S_{free,ser}$	la surface d'écoulement libre dans le groupe de traitement d'air de la même série, en m ² ;
$S_{free,ref}$	la surface d'écoulement libre dans le groupe de traitement d'air de référence, en m ² .

5.8 Détermination de la surface caractéristique d'échange thermique

On détermine la surface caractéristique d'échange thermique du groupe de traitement d'air de référence et d'un groupe de traitement d'air de la même série, S_{ref} et S_{ser} , comme suit :

- pour un groupe de traitement d'air avec échangeur de chaleur à courants croisés simple :

$$\text{Eq. 50} \quad S_{ref} = A_{ref} \cdot B_{ref} \quad (\text{m}^2)$$

$$\text{Eq. 51} \quad S_{ser} = A_{ser} \cdot B_{ser} \quad (\text{m}^2)$$

- pour un groupe de traitement d'air avec échangeur de chaleur à courants croisés double :

$$\text{Eq. 52} \quad S_{ref} = 2 \cdot A_{ref} \cdot B_{ref} \quad (\text{m}^2)$$

$$\text{Eq. 53} \quad S_{ser} = 2 \cdot A_{ser} \cdot B_{ser} \quad (\text{m}^2)$$

- pour un groupe de traitement d'air avec échangeur de chaleur à contre-courants :

$$\text{Eq. 54} \quad S_{ref} = B_{ref} \cdot E_{ref} + \frac{(A_{ref} - E_{ref}) \cdot B_{ref}}{2} \quad (\text{m}^2)$$

$$\text{Eq. 55} \quad S_{ser} = B_{ser} \cdot E_{ser} + \frac{(A_{ser} - E_{ser}) \cdot B_{ser}}{2} \quad (\text{m}^2)$$

avec :

A_{ref}	dimension caractéristique A de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (voir figures au § 5.10), en m ;
A_{ser}	dimension caractéristique A de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (voir figures au § 5.10), en m ;
B_{ref}	dimension caractéristique B de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (voir figures au § 5.10), en m ;
B_{ser}	dimension caractéristique B de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (voir figures au § 5.10), en m ;

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

E_{ref}	dimension caractéristique E de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (voir figures au § 5.10), en m ;
E_{ser}	dimension caractéristique E de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (voir figures au § 5.10), en m ;

5.9 Détermination du nombre de canaux

On détermine, pour un groupe de traitement d'air avec échangeur de chaleur à courants croisés simple ou double ou avec échangeur de chaleur à contre-courants, le nombre de canaux du groupe de traitement d'air de référence et d'un groupe de traitement d'air de la même série comme suit, le résultat étant arrondi à l'unité inférieure :

$$\text{Eq. 56} \quad n_{channels,ref} = \frac{(C_{ref} - G_{ref})}{(F_{11,ref} + F_{22,ref})} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 57} \quad n_{channels,ser} = \frac{(C_{ser} - G_{ser})}{(F_{11,ser} + F_{22,ser})} \quad (-)$$

avec :

C_{ref}	dimension caractéristique C de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (voir figures au § 5.10), en m ;
C_{ser}	dimension caractéristique C de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (voir figures au § 5.10), en m ;
$F_{11,ref}$	dimension caractéristique F_{11} (côté air extrait) de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (distance cœur-cœur, voir figures au § 5.10), en m ;
$F_{11,ser}$	dimension caractéristique F_{11} (côté air extrait) de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (distance cœur-cœur, voir figures au § 5.10), en m ;
$F_{22,ref}$	dimension caractéristique F_{22} (côté air fourni) de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (distance cœur-cœur, voir figures au § 5.10), en m ;
$F_{22,ser}$	dimension caractéristique F_{22} (côté air fourni) de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (distance cœur-cœur, voir figures au § 5.10), en m ;
G_{ref}	dimension caractéristique G de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (épaisseur de plaque, voir figures au § 5.10), en m ;
G_{ser}	dimension caractéristique G de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (épaisseur de plaque, voir figures au § 5.10), en m ;

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

5.10 Figures à titre d'illustration

Figure [4] : Echangeur de chaleur à courants croisés simple

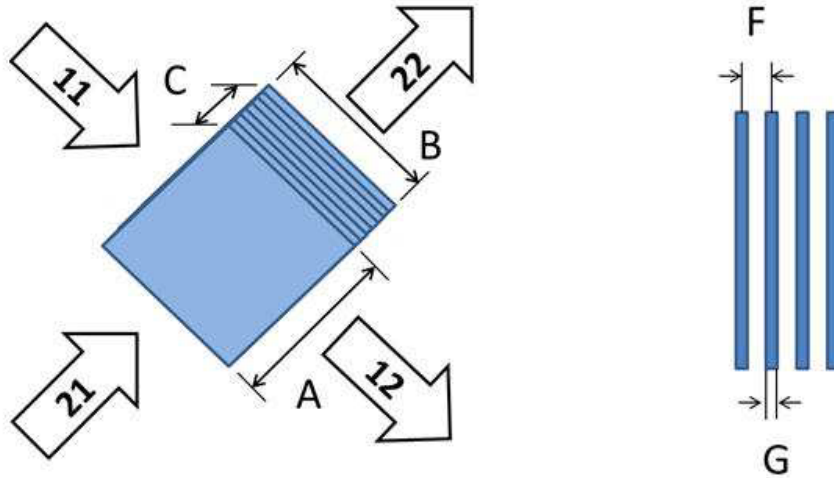


Figure [5] : Echangeur de chaleur à courants croisés double

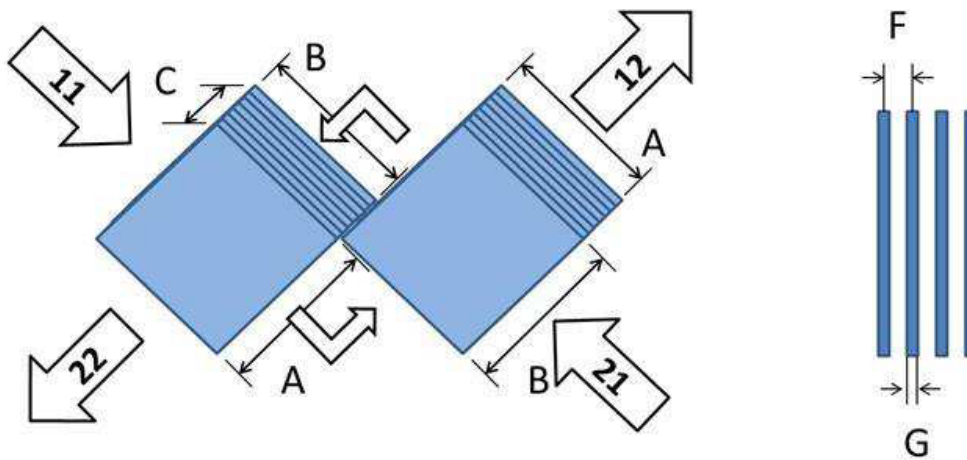
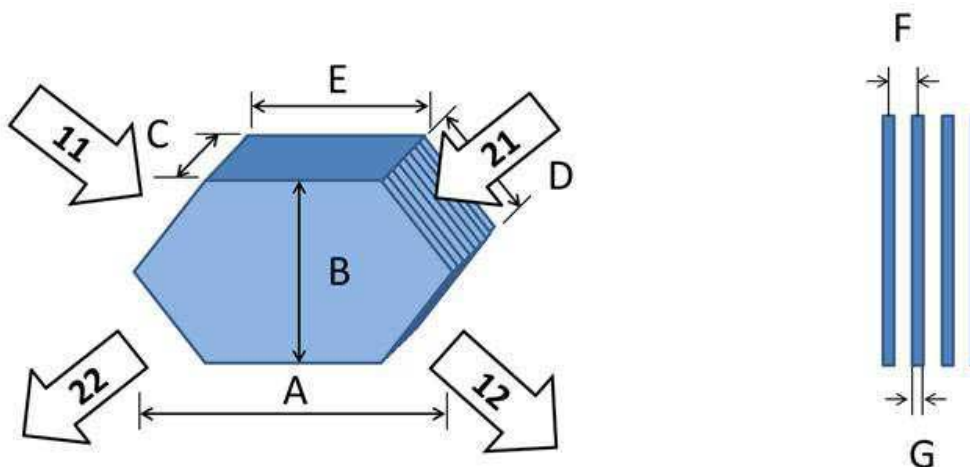


Figure [6] : Echangeur de chaleur à contre-courants



Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

6 Mesure et calcul

6.1 Mesure

6.1.1 Groupe de traitement d'air

Le débit volumique de l'essai, $q_{v,test}$, est défini comme le plus petit des débits volumiques de l'air extrait ($q_{v11,test}$) et de l'air fourni ($q_{v22,test}$) lors de l'essai.

L'essai doit être réalisé conformément aux conditions de mesure des § 5.5 et § 6.4 de la norme NBN EN 308, à l'exception des points suivants.

- L'essai doit être réalisé sur le groupe de traitement d'air complet (y compris châssis, ventilateurs, etc.), non modifié. Ainsi, on ne peut par exemple pas ajouter de l'isolation thermique pour l'essai.
- Il n'y a pas d'exigence concernant le bilan thermique (cf. § 6.6 de la norme NBN EN 308).
- Il n'y a pas d'exigences concernant les fuites internes et externes.
- Il n'est pas exigé que l'essai soit réalisé pour les différentes combinaisons de débits d'air fourni et d'air extrait, tel que décrit dans la norme, mais bien :
 - pour un ou plusieurs débits au choix. A chaque rendement thermique correspondent les débits volumiques d'essai ($q_{v11,test}$ et $q_{v22,test}$), qui limitent le champ d'application (voir § 4 et § 5) ;
 - de préférence, avec un équilibre entre les débits volumiques de l'air fourni et de l'air extrait.
- Lors de l'essai, on considère les conditions de température d'air telles que fixées dans le tableau ci-dessous, extrait de la norme NBN EN 308. On peut déroger à ce tableau sous les conditions suivantes :
 - pour autant qu'on maintienne une différence de température de 20°C, selon la norme EN 308, entre la température d'entrée de l'air extrait et celle de l'air fourni, la température de l'air extrait peut varier entre 21°C et 31°C et la température de l'air fourni peut varier entre 1°C et 11°C.
 - l'humidité relative de l'air extrait peut être comprise entre 0 et 50%.
 - ces écarts par rapport aux conditions fixées dans le tableau sont uniquement autorisés pour autant qu'il puisse être démontré qu'il n'y a pas d'évacuation ou d'accumulation de condensat liquide pendant le test. Trois conditions suffisantes existent, il faut satisfaire au moins une de ces conditions pour pouvoir déroger au tableau.
 - La température du point de rosée est identique à l'entrée et la sortie, tant pour l'air fourni que pour l'air extrait.
 - La température de point de rosée à l'entrée de l'air extrait (position 11) est supérieure à la température de bulbe sec à l'entrée de l'air fourni (position 21).
 - Il est explicitement mentionné dans le rapport de mesure que l'on considère un point de fonctionnement avec uniquement échange de chaleur sensible.

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

Tableau [2] : Conditions d'entrée pour l'air extrait et l'air neuf.

Catégorie de groupe de traitement d'air (voir définitions dans 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 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 ;
- 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 inclus tous les ventilateurs, tous les réglages, etc.
- la position des ventilateurs par rapport à l'échangeur de chaleur dans l'appareil testé.

6.1.2 Echangeur de chaleur

Le débit volumique de l'essai, $q_{v, \text{test}}$, est défini comme le plus petit des débits volumiques de l'air extrait ($q_{v11, \text{test}}$) et de l'air fourni ($q_{v22, \text{test}}$) lors de l'essai.

L'essai doit être réalisé conformément aux critères de mesure des § 5.5 et § 6.4 de la norme NBN EN 308, à l'exception des points suivants :

- Il n'y a pas d'exigence concernant le bilan thermique (cf. § 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 l'essai soit réalisé pour les différentes combinaisons de débits d'air fourni et d'air extrait, tel que décrit dans la norme, mais bien :
 - pour un ou plusieurs débits au choix. A chaque rendement thermique correspondent les débits volumiques d'essai ($q_{v11, \text{test}}$ et $q_{v22, \text{test}}$), qui limitent le champ d'application (voir § 4 et § 5) ;
 - de préférence, avec un équilibre entre les débits volumiques de l'air fourni et de l'air extrait.
- Lors de l'essai, on considère les conditions de température d'air telles que fixées dans le tableau ci-dessous, extrait de la norme NBN EN 308. On peut déroger à ce tableau sous les conditions suivantes :
 - pour autant qu'on maintienne une différence de température de 20°C, selon la norme EN 308, entre la température d'entrée de l'air extrait et celle de l'air fourni, la température de l'air extrait peut varier entre 21°C et 31°C et la température de l'air fourni peut varier entre 1°C et 11°C.

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

- l'humidité relative de l'air extrait peut être comprise entre 0 et 50%.
- ces écarts par rapport aux conditions fixées dans le tableau sont uniquement autorisés pour autant qu'il puisse être démontré qu'il n'y a pas d'évacuation ou d'accumulation de condensat liquide pendant le test. Trois conditions suffisantes existent, il faut satisfaire au moins une de ces conditions pour pouvoir déroger au tableau.
 - La température du point de rosée est identique à l'entrée et la sortie, tant pour l'air fourni que pour l'air extrait.
 - La température de point de rosée à l'entrée de l'air extrait (position 11) est inférieure à la température de bulbe sec à l'entrée de l'air fourni (position 21).
 - Il est explicitement mentionné dans le rapport de mesure que l'on considère un point de fonctionnement avec uniquement échange de chaleur sensible.

Tableau [3] : Conditions d'entrée pour l'air extrait et l'air neuf.

Catégorie de groupe de traitement d'air auquel est destiné l'échangeur de chaleur	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 d'essai doit contenir au moins les données de mesure suivantes :

- les températures mesurées à toutes les entrées et sorties de l'échangeur 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 ($q_{v22, \text{test}}$) et de l'air extrait ($q_{v11, \text{test}}$), en m³/h.

6.2 Calcul

6.2.1 Groupe de traitement d'air

Le rendement thermique d'un groupe de traitement d'air est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 58} \quad \eta_{\text{ahu, test}} = \frac{(\eta_{\text{ahu, test, sup}} + \eta_{\text{ahu, test, eha}})}{2} \quad (-)$$

Les rapports de température côté air fourni ($\eta_{\text{ahu, test, sup}}$) et côté air extrait ($\eta_{\text{ahu, test, eha}}$) sont calculés avec les températures mesurées lors de l'essai et, par convention, sont corrigés comme suit pour la chaleur provenant de la consommation d'énergie électrique :

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

$$\text{Eq. 59} \quad \eta_{\text{ahu, test, sup}} = \frac{t_{22} - \Delta t_{22} - t_{21} - \Delta t_{21}}{t_{11} + \Delta t_{11} - t_{21} - \Delta t_{21}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 60} \quad \eta_{\text{ahu, test, eha}} = \frac{t_{11} + \Delta t_{11} - t_{12} + \Delta t_{12}}{t_{11} + \Delta t_{11} - t_{21} - \Delta t_{21}} \quad (-)$$

Les différences de température correspondant à la position des ventilateurs doivent être calculées par convention selon l'une des 4 configurations du tableau ci-dessous :

Tableau [4] : Facteurs de correction pour la position des ventilateurs

		Ventilateur d'évacuation	
		En position air extrait (11)	En position air rejeté (12)
Ventilateur d'alimentation	En position air neuf (21)	$\Delta t_{11} = \frac{0,5 \cdot P_{\text{elec,ahu,test}}}{0,34 \cdot q_{v11,\text{test}}}$ $\Delta t_{21} = \frac{0,5 \cdot P_{\text{elec,ahu,test}}}{0,34 \cdot q_{v22,\text{test}}}$ $\Delta t_{22} = \Delta t_{12} = 0$	$\Delta t_{12} = \frac{0,5 \cdot P_{\text{elec,ahu,test}}}{0,34 \cdot q_{v11,\text{test}}}$ $\Delta t_{21} = \frac{0,5 \cdot P_{\text{elec,ahu,test}}}{0,34 \cdot q_{v22,\text{test}}}$ $\Delta t_{22} = \Delta t_{11} = 0$
	En position air fourni (22)	$\Delta t_{11} = \frac{0,5 \cdot P_{\text{elec,ahu,test}}}{0,34 \cdot q_{v11,\text{test}}}$ $\Delta t_{22} = \frac{0,5 \cdot P_{\text{elec,ahu,test}}}{0,34 \cdot q_{v22,\text{test}}}$ $\Delta t_{21} = \Delta t_{12} = 0$	$\Delta t_{12} = \frac{0,5 \cdot P_{\text{elec,ahu,test}}}{0,34 \cdot q_{v11,\text{test}}}$ $\Delta t_{22} = \frac{0,5 \cdot P_{\text{elec,ahu,test}}}{0,34 \cdot q_{v22,\text{test}}}$ $\Delta t_{21} = \Delta t_{11} = 0$

6.2.2 Echangeur de chaleur

Le rendement thermique d'un échangeur de chaleur est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 61} \quad \eta_{\text{hx, test}} = \frac{(\eta_{\text{hx, test, sup}} + \eta_{\text{hx, test, eha}})}{2} \quad (-)$$

Les rapports de température côté air fourni ($\eta_{\text{hx, test, sup}}$) et côté air extrait ($\eta_{\text{hx, test, eha}}$) sont calculés avec les températures mesurées lors de l'essai :

$$\text{Eq. 62} \quad \eta_{\text{hx, test, sup}} = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 63} \quad \eta_{\text{hx, test, eha}} = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{11} - t_{21}} \quad (-)$$

Annexe 6 : Spécifications pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

Vu pour être annexé à l'arrêté ministériel portant modification et exécution des annexes XII et XIII de l'arrêté du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale du 21 décembre 2007 déterminant des exigences en matière de performance énergétique et de climat intérieur des bâtiments

Bruxelles, le 9 novembre 2017

La Ministre du Logement, de la Qualité de Vie, de l'Environnement et de l'Energie
C. FREMAULT

Bijlage 1 – Specificaties voor de meting van de luchtdichtheid van gebouwen

1.	VOORWOORD.....	2
1.1	Gebruik van het resultaat van een luchtdichtheidsmeting in het kader van de energieprestatieregelgeving.....	2
1.2	Basisdocumenten.....	2
2.	ALGEMENE SPECIFICATIES.....	3
3.	BIJKOMENDE SPECIFICATIES MET BETREKKING TOT DE METING.....	3
3.1	Te meten zone.....	3
3.1.1	<i>Algemene regel</i>	3
3.1.2	<i>Het op onder- of overdruk zetten van ruimten buiten de te meten zone</i>	4
3.1.3	<i>Bijzonder geval: meting met meerdere pressurisatieapparaten</i> ...	5
3.2	Type luchtdichtheidstest.....	5
3.3	Onderscheid tussen "grote gebouwen" en "kleine gebouwen".....	5
3.4	Inhoud van het proefverslag.....	5
3.5	Gebruik van het resultaat van de luchtdichtheidstest in de EPB-regelgeving.....	6
3.5.1	<i>Bepaling van de testoppervlakte A_{test} van de gebouwschil</i>	6
3.5.2	<i>Te hanteren luchtlekdebiet bij 50 Pa \dot{V}_{50}</i>	6
3.6	Onafhankelijkheid van de uitvoerder.....	7

Bijlage 1 – Specificaties voor de meting van de luchtdichtheid van gebouwen

1. Voorwoord

Deze bijlage legt de eisen vast die moeten worden nageleefd bij het meten van de luchtdichtheid van gebouwen bruikbaar in het kader van de EPB-regelgeving. Het richt zich enerzijds tot de *uitvoerder van metingen* (de persoon die verantwoordelijk is voor de luchtdichtheidstest en het proefverslag) en anderzijds tot de *aanvrager van de test* (de persoon die de test heeft besteld of zijn vertegenwoordiger: architect, verantwoordelijke voor de EPB aangifte, enz.).

In de STS-P 71-3 waarnaar wordt verwezen, wordt de rol van respectievelijk de uitvoerder van de meting en de aanvrager voor het uitvoeren van een luchtdichtheidstest, gepreciseerd.

1.1 Gebruik van het resultaat van een luchtdichtheidsmeting in het kader van de energieprestatieregelgeving

Wanneer, door de aanvrager van de test, het resultaat van de luchtdichtheidsmeting van een gebouw in rekening wordt gebracht bij de berekening van de energieprestaties ervan, kan een gunstiger peil van primair energieverbruik worden bereikt dan wanneer de berekening is gebaseerd op de luchtdichtheidswaarde bij ontstentenis. In de bepalingmethode van het peil van primair energieverbruik (§ 7.8.3 van de methode voor wooneenheden (EPW) en § 5.6.3 van de methode voor niet-residentiële eenheden (EPN)), is dit energieverbruik afhankelijk van het infiltratie- en exfiltratiedebiet, berekend op basis van het luchtlekdebiet bij 50 Pa, per oppervlakte-eenheid van de gebouwschil, $\dot{V}_{50,heat}$, hierna aangegeven als \dot{V}_{50} en uitgedrukt in $(m^3/h)/m^2$. Dit specifieke luchtlekdebiet, \dot{v}_{50} (kleine letter v), wordt bepaald op basis van het luchtlekdebiet bij 50 Pa van de buitenschil, \dot{V}_{50} (hoofdletter V) in m^3/h , gemeten door de uitvoerder van de metingen in overeenstemming met de norm NBN EN 13829:2001 en de STS-P 71-3 en onder naleving van de in dit document vermelde specificaties.

1.2 Basisdocumenten

De bepalingsmethodes voor het primair energieverbruik in het kader van de energieprestatieregelgeving, verwijzen naar de norm NBN EN 13829:2001 voor de meting van het luchtlekdebiet van de gebouwschil bij 50 Pa, \dot{V}_{50}

De eengemaakte technische specificaties STS-P 71-3 brengen een aantal verduidelijkingen aan met betrekking tot deze testnorm. Ze beschrijven verschillende opties die zich aandienen op bepaalde momenten tijdens de realisatie van een luchtdichtheidstest en dit in functie van de doelstelling van de luchtdichtheidstest.

De bijkomende specificaties in dit document beschrijven welke opties moeten gekozen worden in de context van de valorisatie van een luchtdichtheidstest in het kader van de energieprestatieregelgeving.

Een gedegen voorkennis van de inhoud van zowel de norm NBN EN 13829:2001 als van de STS-P 71-3 is een onmisbare vereiste voor lectuur en begrip van dit document.

Op het ogenblik dat deze bijkomende specificaties van kracht worden, kunnen alleen nog metingen die conform zijn aan dit document worden gevaloriseerd om beter te doen dan de waarde bij ontstentenis. Er dient opgemerkt te worden dat de eengemaakte technische specificaties STS-P 71-3 waarnaar wordt verwezen, eisen opleggen met betrekking tot de meetapparatuur en

Bijlage 1 - Specificaties voor de meting van de luchtdichtheid van gebouwen

bevatten eveneens een informatieve bijlage waarin de onafhankelijkheid van de uitvoerder van de luchtdichtheidstest beschreven is.

2. Algemene specificaties

De hoger vermelde basisdocumenten bevatten specificaties met betrekking tot het uitvoeren van een luchtdichtheidstest. In het bijzonder voor een « standaard test » zoals gedefinieerd in de STS-P 71-3, worden volgende elementen gepreciseerd:

- Toestand van het gebouw op het ogenblik van de meting,
- Wijze van voorbereiding van het gebouw en behandeling van de bewuste openingen,
- Meetmodi en installatie van de apparaten,
- Specificaties met betrekking tot de modus operandi,
- Eisen met betrekking tot de meetapparatuur en rekenmiddelen,
- Eisen met betrekking tot het testrapport,
- Onafhankelijkheid van de uitvoerder voor het uitvoeren van een luchtdichtheidstest.

3. Bijkomende specificaties met betrekking tot de meting

Naast de algemene specificaties vermeld in §2, zijn de volgende bijkomende specificaties van toepassing.

3.1 Te meten zone

3.1.1 Algemene regel

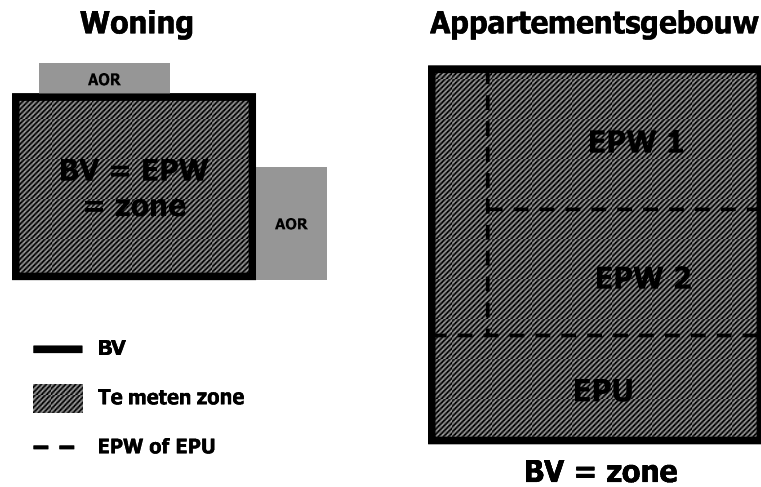
Eisen

De te meten zone moet worden bepaald, door de aanvrager van de test, in samenhang met de opdeling van het gebouw in het kader van de EPB-regelgeving. De te meten zone moet minstens het hele beschouwde EPW- of EPN-volume bevatten en mag geen ruimten bevatten die buiten het beschermd volume (BV) vallen, zoals aangrenzende onverwarmde ruimten.

Aanbevelingen

In de meeste gevallen kan de luchtdichtheidstest op het gehele beschermd volume (BV) worden uitgevoerd. De te meten zone kan dan ook verschillende EPW- of EPN-eenheden omvatten. (Figuur 1)

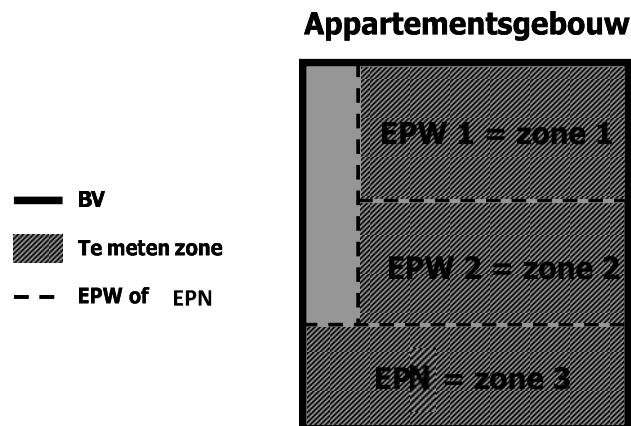
Bijlage 1 – Specificaties voor de meting van de luchtdichtheid van gebouwen



Figuur 1: Schets van de te meten zone (gearceerd) in overeenstemming met het beschermd volume (doorlopende lijn), voor een individuele woning of voor een appartementsgebouw

(AOR = aangrenzende onverwarmde ruimte)

In sommige gevallen kan de meting echter worden uitgevoerd op slechts een deel van het beschermd volume, maar altijd minstens op het bedoelde EPW- of EPN-eenheden (bv. een individueel appartement, Figuur 2).



Figuur 2: Schets van de te meten zone (gearceerd) in overeenstemming met individuele EPW- of EPN-eenheden (streeplijn)

3.1.2 Het op onder- of overdruk zetten van ruimten buiten de te meten zone

Eisen

Tijdens de luchtdichtheidsmeting is het verboden om ruimten die niet in de te meten zone gelegen zijn opzettelijk en rechtstreeks op onder- of overdruk te brengen¹. Dit verbod is van toepassing op alle ruimten buiten de te meten zone, of ze nu verwarmd zijn of niet, en of ze nu deel uitmaken van hetzelfde gebouw of van een aangrenzend gebouw.

¹ Dit verbod heeft dus geen betrekking op de eventuele onder- of overdruk die veroorzaakt wordt door de pressurisatieapparatuur in de te meten zone.

Bijlage 1 – Specificaties voor de meting van de luchtdichtheid van gebouwen

3.1.3 Bijzonder geval: meting met meerdere pressurisatieapparaten

Eisen

Het op onder- of overdruk brengen van de te meten zone kan met meerdere pressurisatieapparaten uitgevoerd worden. Tijdens de meting moeten alle apparaten tegelijkertijd de te meten zone op dezelfde onder- of overdruk brengen.

In het geval dat de te meten zone samengesteld is uit meerdere gescheiden delen, zonder binnendeur ertussen, is dit gelijktijdig op onder- of overdruk brengen verplicht en is er minstens één pressurisatieapparaat nodig in elk van die delen van de te meten zone².

Opmerking: Voor bv. een appartementsgebouw waarbij ieder appartement enkel via een deur rechtstreeks naar de buitenomgeving toegankelijk is, is het toegelaten om het hele appartementsgebouw als de te meten zone te beschouwen en de meting uit te voeren door ieder appartement op hetzelfde moment op onder- of overdruk te brengen met verschillende pressurisatieapparaten.

In alle gevallen wordt het totale luchtlekdebiet \dot{V}_{50} dan bepaald voor de volledige te meten zone. A_{test} moet bepaald worden op basis van de schiloppervlakken van de volledige te meten zone. De gelijktijdig gemeten delen moeten duidelijk en nauwkeurig beschreven worden in het testrapport door de verantwoordelijke van de proef.

3.2 Type luchtdichtheidstest

Opdat het resultaat zou kunnen gevaloriseerd worden in het kader van de energieprestatieregelgeving, moet de luchtdichtheidstest uitgevoerd worden volgens de specificaties met betrekking tot een « standaard test » zoals beschreven in de STS-P 71-3.

3.3 Onderscheid tussen "grote gebouwen" en "kleine gebouwen"

De STS_p 71-3 maakt een onderscheid tussen « grote gebouwen » enerzijds en « kleine gebouwen » anderzijds. Het onderscheid tussen de twee categorieën wordt in deze STS gemaakt aan de hand van een criterium in functie van het volume van de te meten zone. In functie van dit onderscheid, verschillen er bepaalde specificaties met betrekking tot de test.

In het kader van de energieprestatieregelgeving moet het volume van de te meten zone bepaald worden volgens de regels die van kracht zijn in de energieprestatieregelgeving betreffende de bepaling van het volume EPB-eenheden

3.4 Inhoud van het proefverslag

De STS-P 71-3 -P beschrijft de minimaal vereiste inhoud van een proefverslag.

Bijkomende eisen

Opdat het resultaat zou kunnen gevaloriseerd worden in het kader van de energieprestatieregelgeving, moet het proefverslag van de luchtdichtheid van het gebouw minstens de volgende verklaring bevatten:

² In veel gevallen is het ook mogelijk om elk van die delen als een te meten zone te definiëren en elk apart te meten.

Bijlage 1 – Specificaties voor de meting van de luchtdichtheid van gebouwen

"Bij de luchtdichtheidstest werden alle voorschriften in het kader van de EPB-regelgeving, zoals beschreven in het "Specificatiedocument, versie x van dd mm jjjj", gerespecteerd."

De juiste waarden van het versienummer (x) en de datum (dd mm jjjj) dienen vermeld te worden.

3.5 Gebruik van het resultaat van de luchtdichtheidstest in de EPB-regelgeving

3.5.1 Bepaling van de testoppervlakte A_{test} van de gebouwschil

De testoppervlakte van de gebouwschil A_{test} (m^2) is in het kader van de EPB-regelgeving nodig voor de berekening van het luchtlekdebiet per oppervlakte-eenheid van de gebouwschil, \dot{V}_{50} ($(\text{m}^3/\text{h})/\text{m}^2$), op basis van het luchtlekdebiet bij 50 Pa bepaald door meting, \dot{V}_{50} (m^3/h).

De waarde A_{test} moet worden bepaald volgens de definitie in de EPB-regelgeving.

Voor de bepaling van A_{test} moeten dezelfde conventies worden gebruikt als voor de bepaling van de warmteverliesoppervlakte bij de bepaling van het primair energieverbruik:

- Als de te meten zone overeenkomt met een PER- of PEN-eenheid beschouwd in de EPB-regelgeving, moet A_{test} gelijk zijn aan $A_{T,E}$ van de betrokken EPW- of EPN-eenheid ;
- Als de te meten zone overeenkomt met een geheel van EPW- of EPN-eenheden, beschouwd in de EPB-regelgeving, moet A_{test} gelijk zijn aan de som van de $A_{T,E}$ -oppervlakken elk van de betreffende EPW- of EPN-eenheden;
- In de andere gevallen moet A_{test} worden berekend op basis van de begrenzing van de te meten zone en volgens de conventies gebruikt in De berekening van het primair energieverbruik.

Opmerking: deze testoppervlakte van de gebouwschil is verschillend van de oppervlakte van de gebouwschil (A_E) bepaald in § XX van de NBN EN ISO 9972:2015, op basis van de binnenafmetingen van de voltooide gebouwschil. - Zie de STS 71-3 -P met betrekking tot dit aspect.

3.5.2 Te hanteren luchtlekdebiet bij 50 Pa \dot{V}_{50}

In de context van de energieprestatieregelgeving, moet de waarde \dot{V}_{50} worden gehanteerd. Deze waarde stemt overeen met het gemiddelde van de luchtlekdebieten die werden gemeten in de beide meetmodi (over- en onderdruk). Deze gemiddelde waarde is één van de gegevens die in een proefverslag, zoals beschreven in §3.4, moet aanwezig zijn.

In bepaalde specifieke gevallen, voorziet de STS-P 71-3 de mogelijkheid om een test waarbij slechts één meting in één van beide meetmodi geldige resultaten geeft, toch als conform te beschouwen. In dat geval voorziet de STS-P 71-3 een conventionele methode om de gemiddelde waarde van de twee meetmodi te berekenen. Er wordt gebruik gemaakt van een correctiefactor om het resultaat van de meetmodus waarin geen geldig resultaat werd bekomen, vast te leggen. In het kader van de energieprestatieregelgeving is men in dergelijke gevallen verplicht deze conventionele methode (inclusief de correctiefactor) toe te passen om de waarde \dot{V}_{50} te bepalen.

Bijlage 1 - Specificaties voor de meting van de luchtdichtheid van gebouwen

3.6 Onafhankelijkheid van de uitvoerder

§1. De luchtdichtheidsmetingen zijn uitgevoerd en de testrapporten zijn opgemaakt op een objectieve wijze door een onafhankelijke uitvoerder.

§2. Men begrijpt onder « onafhankelijke uitvoerder »: de persoon verantwoordelijk voor de meting en het testrapport die zich niet in één van de volgende gevallen bevindt:

1. Hij beschikt over een reëel of persoonlijk recht op het geteste gebouw of een gedeelte ervan;

2. Hij is betrokken, onder welke titel ook, in het kader van een vastgoedtransactie dat betrekking heeft met het geteste gebouw of een gedeelte ervan;

3. Hij heeft deelgenomen aan het ontwerp, het opstellen van de documenten van het EPB-procedure of de uitvoering van de werken aan het geteste gebouw als bouwaannemer, als onderaannemer van deze aannemer of leverancier van materialen of werktuigen, of als architect, EPB-adviseur, schrijver van een haalbaarheidsstudie of lid van een studiebureau;

4. Hij is in een samenwerkingsverband, zoals een band van ondergeschiktheid, aandeelhoudersrelatie, met de personen bedoeld in de punten 1, 2 en 3.

§3. De uitvoerder voegt aan zijn testrapport een verklaring op eer toe, dat zijn onafhankelijkheid bevestigd.

§4. De uitvoerder houdt voor de administratie die het testrapport ontvangt, alle bewijsmateriaal of documenten in zijn bezit ter beschikking, die toelaten om de geldigheid van het rapport te onderzoeken.

Gezien om te worden gevoegd bij het ministerieel besluit houdende wijziging en uitvoering van bijlagen XII en XIII van het besluit van de Brusselse Hoofdstedelijke Regering van 21 december 2007 tot vaststelling van de eisen op het vlak van de energieprestatie en het binnenklimaat van gebouwen

Brussel, 9 november 2017

De Minister van Huisvesting, Levenskwaliteit, Leefmilieu en Energie
C. FREMAULT

Bijlage 2 - Specificaties voor het inrekenen van een combilus

VOORWOORD	2
1 BEPALING BRUTO ENERGIEBEHOEFTE.....	2
1.1 De maandelijkse bruto energiebehoefte voor ruimteverwarming	2
1.2 De maandelijkse bruto energiebehoefte voor warm tapwater	3
1.3 Maandelijks rendement van een combilus	5
1.3.1 <i>De combilus wordt het hele jaar door gebruikt</i>	5
1.3.2 <i>De combilus wordt enkel tijdens de wintermaanden gebruikt</i>	8
2 BEPALING EINDENERGIEVERBRUIK.....	9
2.1 Het maandelijks eindenergieverbruik voor ruimteverwarming	9
2.2 Het maandelijks eindenergieverbruik voor de bereiding van warm tapwater	9
2.2.1 <i>De combilus wordt het hele jaar door gebruikt</i>	10
2.2.2 <i>De combilus wordt enkel tijdens de wintermaanden gebruikt</i>	11
2.3 Het opwekkingsrendement voor energiesectoren en tappunten die bediend worden door een combilus	12
2.4 Het primair energieverbruik voor de bereiding van warm tapwater	13
3 LIJST VAN VERGELIJKINGEN.....	14

Bijlage 2 - Specificaties voor het inrekenen van een combilus

Voorwoord

Onder een combilus wordt hier een gemeenschappelijke¹ circulatieleiding verstaan die zowel voor warm tapwater als voor ruimteverwarming dienst doet. De warmte voor het warm tapwater per EPB-eenheid wordt afgegeven aan een warmwatertank (satellieboiler) of een doorstroomwarmtewisselaar. De doorstroomwarmtewisselaar wordt verder in dit document de 'afleverset' genoemd.

In deze bijlage wordt beschreven hoe in het geval van een combilus de bruto energiebehoefte en het eindenergieverbruik van de bediende energiesectoren (ruimteverwarming) en tappunten (warm tapwater) moeten bepaald worden. Dit gebeurt voor twee situaties:

- de combilus wordt het hele jaar door gebruikt: voor ruimteverwarming en warm tapwater tijdens de wintermaanden en voor warm tapwater tijdens de zomermaanden;
- de warmwatertanken van de EPB-eenheden (satellietboilers) bevatten elektrische weerstanden en de combilus wordt enkel tijdens de wintermaanden gebruikt voor ruimteverwarming en warm tapwater. Tijdens de zomermaanden, als er geen netto energiebehoefte voor ruimteverwarming is, worden de elektrische weerstanden in de warmwatertanken gebruikt voor de opwekking van warm tapwater. Voor deze situatie wordt ook uitgelegd hoe het primair energieverbruik voor warm tapwater moet worden bepaald.

De combilus is in bedrijf als de circulatiepomp is ingeschakeld. Aangezien de combilus wordt toegepast voor verschillende EPB-eenheden, wordt gesteld dat het systeem continu in bedrijf is (ofwel het hele jaar door, ofwel enkel tijdens de wintermaanden) en mag niet uitgegaan worden van een bedrijfswijze waarbij het systeem dagelijks enkele uren buiten bedrijf is.

In de huidige tekst wordt met 'wintermaanden', de maanden tijdens dewelke er een bruto behoefte is voor ruimteverwarming bedoeld en wordt met 'zomermaanden', de maanden tijdens dewelke er geen bruto behoefte is voor ruimteverwarming bedoeld.

1 Bepaling bruto energiebehoefte

1.1 De maandelijkse bruto energiebehoefte voor ruimteverwarming

De maandelijkse bruto energiebehoefte voor ruimteverwarming wordt bepaald zoals beschreven in § 9.2.1 van bijlage EPW, waarbij echter het maandelijks systeemrendement wordt bepaald als het product van het afgifrenderement, het verdeelrendement, het opslagrendement en het rendement van de combilus:

¹ In de zin dat meerdere EPB-eenheden bediend worden door dezelfde combilus of als het systeem een collectieve wooneenheid bedient.

Bijlage 2 - Specificaties voor het inrekenen van een combilus

$$\text{Eq. 21} \quad \eta_{\text{sys,heat,seci,m}} = \eta_{\text{em,heat,seci,m}} \cdot \eta_{\text{distr,heat,seci,m}} \cdot \eta_{\text{EPstor,heat,seci,m}} \cdot \eta_{\text{combi k,m}} \quad (-)$$

met:

$\eta_{\text{em,heat,sec i,m}}$ het maandgemiddeld afgifterendement van energiesector i , (-), waarbij de waarden voor de categorie 'centrale verwarming' uit § 9.2.2.2 van bijlage EPW beschouwd worden, voor het geval er een individuele warmtekostenafrekening per EPB-eenheid gebeurt op basis van een individuele meting van het reële verbruik. Indien geen individuele warmtekostenafrekening per EPB-eenheid gebeurt op basis van een individuele meting van het reële verbruik, moet de bekomen waarde voor de categorie 'centrale verwarming' met een reductiefactor 0,9 worden vermenigvuldigd. De vermenigvuldigingsfactoren voor gemeenschappelijke verwarming worden in het geval van een combilus niet toegepast;

$\eta_{\text{distr,heat,sec i,m}}$ het maandgemiddeld verdeelrendement van energiesector i , bepaald volgens § 9.2.2.3 van bijlage EPW, (-). Enkel de leidingen voor ruimteverwarming, te rekenen vanaf het aftakpunt van de combilus, moeten hierbij beschouwd worden;

$\eta_{\text{EPstor,heat,sec i,m}}$ het maandgemiddeld opslagrendement van energiesector i , op het niveau van de EPB-eenheid. Dit wordt bepaald zoals $\eta_{\text{stor,heat,sec i,m}}$ in § 9.2.2.4 van bijlage EPW waarbij enkel opslagvaten voor ruimteverwarming die na de combilus opgesteld staan, beschouwd moeten worden, (-);

$\eta_{\text{combi k,m}}$ het maandelijks rendement van combilus k , bepaald volgens § 1.3 van deze tekst, (-).

1.2 De maandelijks bruto energiebehoefte voor warm tapwater

De maandelijks bruto energiebehoefte voor warm tapwater wordt bepaald zoals beschreven in § 9.3.1 van bijlage EPW, waarbij echter de systeemrendementen als volgt gedefinieerd worden:

- Indien het opwekkingsrendement van de combilus (zie § 2.3) wordt bepaald op basis van § 10.3.3.4.1 van bijlage EPW, geldt:

$$\text{Eq. 22} \quad \eta_{\text{sys,bath i,m}} = \eta_{\text{tubing,bath i}} \cdot \eta_{\text{combik,m}} \cdot \eta_{\text{EPstor,water,bath i,m}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 23} \quad \eta_{\text{sys,sink i,m}} = \eta_{\text{tubing,sink i}} \cdot \eta_{\text{combik,m}} \cdot \eta_{\text{EPstor,water,sink i,m}} \quad (-)$$

- Indien het opwekkingsrendement van de combilus (zie § 2.3) niet wordt bepaald op basis van § 10.3.3.4.1 van bijlage EPW, geldt:

$$\text{Eq. 2} \quad \eta_{\text{sys,bath i,m}} = \eta_{\text{tubing,bath i}} \cdot \eta_{\text{combi k,m}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 3} \quad \eta_{\text{sys,sink i,m}} = \eta_{\text{tubing,sink i}} \cdot \eta_{\text{combi k,m}} \quad (-)$$

Bijlage 2 - Specificaties voor het inrekenen van een combilus

met:

$\eta_{\text{tubing,bath } i}$	de bijdrage aan het systeemrendement van de tapleidingen naar douche of bad i , zoals bepaald in § 9.3.2.2 van bijlage EPW, (-);
$\eta_{\text{tubing,sink } i}$	de bijdrage aan het systeemrendement van de tapleidingen naar keukenaanrecht i , zoals bepaald in § 9.3.2.2 van bijlage EPW, (-);
$\eta_{\text{EPstor,water,bath } i,m}$	het maandelijks opslagrendement van douche of bad i op niveau van de EPB-eenheid, zoals hieronder bepaald (-);
$\eta_{\text{EPstor,water,sink } i,m}$	het maandelijks opslagrendement van keukenaanrecht i op niveau van de EPB-eenheid, zoals hieronder bepaald (-);
$\eta_{\text{combi } k,m}$	het maandelijks rendement van combilus k , bepaald volgens § 1.3 van deze tekst, (-).

Bepaal het maandelijks opslagrendement op niveau van de EPB-eenheid, $\eta_{\text{EPstor,water,m}}$ met de index 'bath i ' of 'sink i ' al naar gelang het geval, als volgt:

- Indien zich tussen de combilus en bad of keukenaanrecht i geen warmwatertank bevindt, geldt:

$$\text{Eq. 24} \quad \eta_{\text{EPstor,water,m}} = 1,00 \quad (-)$$

- Indien zich tussen de combilus en bad of keukenaanrecht i wel een warmwatertank bevindt en het opwekkingsrendement van de combilus (zie § 2.3) wordt bepaald op basis van § 10.3.3.4.1 van bijlage EPW, geldt:

$$\text{Eq. 25} \quad \eta_{\text{EPstor,water,m}} = \frac{\sum_{\text{bath } j} \frac{Q_{\text{water,bath } j,\text{net,m}}}{\eta_{\text{tubing,bath } j}} + \sum_{\text{sink } k} \frac{Q_{\text{water,sink } k,\text{net,m}}}{\eta_{\text{tubing,sink } k}}}{\left(\sum_{\text{bath } j} \frac{Q_{\text{water,bath } j,\text{net,m}}}{\eta_{\text{tubing,bath } j}} + \sum_{\text{sink } k} \frac{Q_{\text{water,sink } k,\text{net,m}}}{\eta_{\text{tubing,sink } k}} + Q_{\text{loss,stor,water,m}} \right)} \quad (-)$$

waarin:

$Q_{\text{water,bath } i,\text{net,m}}$	de maandelijkse netto energiebehoefte voor warm tapwater van douche of bad i , bepaald volgens § 7.3 van bijlage EPW, in MJ;
$\eta_{\text{tubing,bath } i}$	de bijdrage aan het systeemrendement van de tapleidingen naar douche of bad i , bepaald volgens § 9.3.2.2 van bijlage EPW, (-);
$Q_{\text{water,sink } i,\text{net,m}}$	de maandelijkse netto energiebehoefte voor warm tapwater van keukenaanrecht i , bepaald volgens § 7.3 van bijlage EPW, in MJ;
$\eta_{\text{tubing,sink } i}$	de bijdrage aan het systeemrendement van de tapleidingen naar keukenaanrecht i , bepaald volgens § 9.3.2.2 van bijlage EPW, (-);
$Q_{\text{loss,stor,water,m}}$	de maandelijkse opslagverliezen van de warmwatertank, bepaald volgens § 10.3.3.4.1 van bijlage EPW, in MJ.

- Indien zich tussen de combilus en bad of keukenaanrecht i wel een warmwatertank bevindt en het opwekkingsrendement van de combilus (zie § 2.3) wordt niet bepaald op basis van § 10.3.3.4.1 van bijlage EPW, geldt:

$$\text{Eq. 26} \quad \eta_{\text{EPstor,water,m}} = 0,90 \quad (-)$$

Bijlage 2 - Specificaties voor het inrekenen van een combilus

1.3 Maandelijks rendement van een combilus

Het maandelijks rendement van een combilus wordt bepaald volgens:

- § 1.3.1 van deze tekst, als de combilus het hele jaar door wordt gebruikt;
- § 1.3.2 van deze tekst, als de combilus enkel tijdens de wintermaanden wordt gebruikt en de warm tapwatervoorziening tijdens de zomermaanden wordt voorzien door elektrische weerstanden in de opslagvaten van de EPB-eenheden (satellietboilers).

1.3.1 De combilus wordt het hele jaar door gebruikt

Bepaal het maandelijks rendement van de combilus k als:

$$\text{Eq. 18} \quad \eta_{\text{combi } k, m} = \frac{Q_{\text{out, combi } k, m}}{Q_{\text{out, combi } k, m} + f_{\text{ctrl, combi } k} \cdot Q_{\text{loss, combi } k, m}} \quad (-)$$

met:

$$\text{Eq. 19} \quad Q_{\text{loss, combi } k, m} = t_m \cdot \left(f_{\text{insul, combi } k} \cdot \sum_j \frac{l_{\text{combi } k, j}}{R_{1, j}} \cdot [\max(60^\circ; \theta_{\text{combi } k, m}) - \theta_{\text{amb, m, j}}] + \sum_n H_{\text{hx, n}} \cdot [\max(60^\circ; \theta_{\text{combi } k, m}) - \theta_{\text{amb, m, n}}] \right) \quad (\text{MJ})$$

en:

$$\text{Eq. 27} \quad Q_{\text{out, combi } k, m} = \sum_i \frac{Q_{\text{water, bath } i, \text{net}, m}}{\eta_{\text{tubing, bath } i} \cdot \eta_{\text{EPstor, water, bath } i, m}} + \sum_i \frac{Q_{\text{water, sink } i, \text{net}, m}}{\eta_{\text{tubing, sink } i} \cdot \eta_{\text{EPstor, water, sink } i, m}} + \sum_i \frac{Q_{\text{water, other } i, \text{net}, m}}{\eta_{\text{tubing, other } i} \cdot \eta_{\text{EPstor, water, other } i, m}} + \sum_i \frac{Q_{\text{heat, net, seci}, m}}{\eta_{\text{em, heat, seci}, m} \eta_{\text{distr, heat, seci}, m} \eta_{\text{EPstor, heat, seci}, m}} + \sum_i Q_{\text{water, ncalc, res, unit } 1, \text{gross}, m} + \sum_m Q_{\text{water, ncalc, nres, bath } m, \text{gross}, m} + \sum_n Q_{\text{water, ncalc, nres, sink } n, \text{gross}, m} \quad (\text{MJ})$$

en met:

$f_{\text{ctrl, combi } k}$ correctiefactor die rekening houdt met de sturing en de eventuele aanwezigheid van lokale opslag van warm tapwater in combilus k, bepaald volgens Tabel [1], (-);

t_m de lengte van de betreffende maand, in Ms, zie Tabel [1] van bijlage EPW;

$f_{\text{insul, combi } k}$ correctiefactor om rekening te houden met de impact van koudebruggen op de warmteweerstand van de segmenten van combilus k, bepaald zoals $f_{\text{insul, circ } k}$ in § 9.3.2.2 van bijlage EPW waarbij de index "circ k" wordt vervangen door "combi k" en het woord "circulatieleiding" door het woord "combilus", (-);

$l_{\text{combi } k, j}$ de lengte van segment j van combilus k en de leiding tussen het gemeenschappelijke warmteopwekkingstoestel en de combilus k, in m;

Bijlage 2 - Specificaties voor het inrekenen van een combilus

$R_{l,j}$	de lineaire warmteweerstand van leidingsegment j , in m.K/W, bepaald volgens § E.3 van bijlage EPW;
$\theta_{combi\ k,m}$	de maandgemiddelde watertemperatuur in combilus k nodig voor ruimteverwarming, in °C, gelijk genomen aan de gemiddelde watertemperatuur in een afgiftekering, bepaald volgens D.2 van bijlage EPW;
$\theta_{amb,m}$	de maandgemiddelde omgevingstemperatuur, met indices 'j' en 'n' voor respectievelijk leidingsegment j en afleverset n , in °C: - indien het leidingsegment of de afleverset binnen het beschermde volume ligt, geldt: $\theta_{amb,m} = 18$ - indien het leidingsegment of de afleverset in een aangrenzende onverwarmde ruimte ligt, geldt: $\theta_{amb,m} = 11 + 0,4 \theta_{e,m}$ - indien het leidingsegment of de afleverset buiten ligt, geldt: $\theta_{amb,m} = \theta_{e,m}$ waarin:
$\theta_{e,m}$	de maandgemiddelde buitentemperatuur, in °C, volgens Tabel [1] van bijlage EPW;
$H_{hx,n}$	de warmteoverdrachtscoëfficiënt van afleverset n , in W/K, bepaald zoals hieronder beschreven;
$Q_{water,bath\ i,net,m}$	de maandelijkse netto energiebehoefte voor warm tapwater van douche of bad i , bepaald volgens § 7.3 van bijlage EPW voor EPW-eenheden en volgens § 5.10 van bijlage EPN voor EPN-eenheden, in MJ;
$\eta_{EPstor,water,bath\ i}$	het opslagrendement van douche of bad i , (-), op niveau van een EPB-eenheid, bepaald volgens § 1.2;
$\eta_{tubing,bath\ i}$	de bijdrage aan het systeemrendement van de tapleidingen naar douche of bad i , bepaald volgens § 9.3.2.2 van bijlage EPW, (-);
$Q_{water,sink\ i,net,m}$	de maandelijkse netto energiebehoefte voor warm tapwater van keukenaanrecht i , bepaald volgens § 7.3 van bijlage EPW voor EPW-eenheden en volgens § 5.10 van bijlage EPN voor EPN-eenheden, in MJ;
$\eta_{EPstor,water,sink\ i}$	het opslagrendement van keukenaanrecht i , (-), op niveau van een EPB-eenheid, bepaald volgens § 1.2
$\eta_{tubing,sink\ i}$	de bijdrage aan het systeemrendement van de tapleidingen naar keukenaanrecht i , bepaald volgens § 9.3.2.2 van bijlage EPW, (-);
$Q_{water,other\ i,net,m}$	de maandelijkse netto energiebehoefte voor warm tapwater van ander tappunt i voor warm tapwater, bepaald volgens § 5.10 van bijlage EPN, in MJ;
$\eta_{EPstor,water,other\ i}$	het opslagrendement van ander tappunt i voor warm tapwater, (-), op niveau van de EPN-eenheid. Deze factor wordt gelijkgesteld aan 0,9 indien er zich een opslagvat tussen de combilus en ander tappunt i voor warm tapwater bevindt. In alle andere gevallen is de factor gelijk aan 1,0;
$\eta_{tubing,other\ i}$	de bijdrage aan het systeemrendement van de tapleidingen naar ander tappunt i voor warm water, bepaald volgens § 6.5 van bijlage EPN, (-);
$Q_{heat,net,sec\ i,m}$	de maandelijkse netto energiebehoefte voor ruimteverwarming van energiesector i , bepaald volgens § 7.2 van bijlage EPW, in MJ;

 Bijlage 2 - Specificaties voor het inrekenen van een combilus

$\eta_{em,heat,sec\ i,m}$	het maandelijks afgiffterendement van energiesector i , waarbij de waarden voor de categorie 'centrale verwarming' uit 9.2.2.2 van bijlage EPW beschouwd worden, voor het geval er een individuele warmtekostenafrekening per EPB-eenheid gebeurt op basis van een individuele meting van het reële verbruik. Indien geen individuele warmtekostenafrekening gebeurt op basis van een individuele meting van het reële verbruik, moet de bekomen waarde voor de categorie 'centrale verwarming' met een reductiefactor 0,9 worden vermenigvuldigd. De vermenigvuldingsfactoren voor gemeenschappelijke verwarming worden in het geval van een combilus niet toegepast;
$\eta_{distr,heat,sec\ i,m}$	het maandelijks verdeelrendement van energiesector i , bepaald volgens § 9.2.2.3 van bijlage EPW, (-). Enkel de leidingen voor ruimteverwarming, te rekenen vanaf het aftakpunt van de combilus, moeten hierbij beschouwd worden;
$\eta_{EPstor,heat,sec\ i,m}$	het maandelijks opslagrendement van energiesector i op het niveau van de EPB-eenheid, bepaald volgens § 1.1, (-);
$Q_{water,ncalc,res,unit\ l,gross,m}$	de maandelijkse bruto energiebehoefte voor warm tapwater van wooneenheid l die geen EPW-eenheid is, bepaald volgens § 9.3.2.2 van bijlage EPW, in MJ;
$Q_{water,ncalc,nres,bath\ m,gross,m}$	de maandelijkse bruto energiebehoefte voor warm tapwater van bad of douche m die zich in een gebouw met niet-residentiële en niet-industriële bestemming bevindt en geen deel uitmaakt van een EPN-eenheid, bepaald volgens § 9.3.2.2 van bijlage EPW, in MJ;
$Q_{water,ncalc,nres,sink\ n,gross,m}$	de maandelijkse bruto energiebehoefte voor warm tapwater van keukenaanrecht n dat zich in een gebouw met niet-residentiële en niet-industriële bestemming bevindt en geen deel uitmaakt van een EPN-eenheid, bepaald volgens § 9.3.2.2 van bijlage EPW, in MJ.

Voor de bepaling van $Q_{loss,combi\ k}$ moet gesommeerd worden over alle segmenten j van combilus k en van de leiding tussen het gemeenschappelijke warmteopwekkingstoestel en de combilus k en over alle afleversets n van combilus k .

Voor de bepaling van $Q_{out,combi\ k,m}$ moet gesommeerd worden over:

- alle douches, baden, keukenaanrechten en energiesectoren i , gelegen in EPW- of EPN-eenheden en bediend door combilus k ;
- alle andere tappunten i voor warm tapwater, gelegen in EPN-eenheden en bediend door combilus k ;
- alle wooneenheden l , die geen EPW-eenheid zijn en bediend worden door combilus k ;
- alle douches en baden m en keukenaanrechten n , die zich in een gebouw met niet-residentiële en niet-industriële bestemming bevinden, geen deel uitmaken van een EPN-eenheid en bediend worden door combilus k .

Bij de berekening van de verliezen van de combilus wordt rekening gehouden met een minimale watertemperatuur van 60°C in de combilus. Innovatieve systemen die op een intelligente manier een lagere gemiddelde watertemperatuur in de combilus garanderen, kunnen behandeld worden via een gelijkwaardigheidsaanvraag. Dit geldt niet voor systemen met een eenvoudige thermostaatregeling of voor de systemen met debietssturing die vermeld zijn in Tabel [1].

Bijlage 2 - Specificaties voor het inrekenen van een combilus

De correctiefactor $f_{ctrl,combi\ k}$ wordt bepaald in functie van het type combilus, volgens Tabel [1].

Tabel [1]: Waarde van de correctiefactor $f_{ctrl,combi\ k}$ in functie van het type combilus

Type combilus	$f_{ctrl,combi\ k}$ (-)
Zonder lokale opslag van warm tapwater en zonder debietssturing	1
Zonder lokale opslag van warm tapwater en met centrale debietssturing ter hoogte van de opwekker	0,9
Zonder lokale opslag van warm tapwater en met lokale debietssturing ter hoogte van elk onderstation	0,8
Met lokale opslag van warm tapwater en zonder debietssturing	1,05
Met lokale opslag van warm tapwater en met debietssturing, centraal ter hoogte van de opwekker of lokaal ter hoogte van elk onderstation	0,9
Andere gevallen (dit is tevens de waarde bij ontstentenis)	1,05

Bepaal de warmteoverdrachtscoëfficiënt H_{hx} van een afleverset op volgende manier:

- beschouw een balk/octaëder of cilinder die het buitenoppervlak van de isolatie rond de afleverset volledig omhult. Bereken de oppervlakte van het omhullende lichaam, A_{hx} , in m^2 ;
- bepaal de kleinste afstand tussen het binnen- en buitenoppervlak van de omhullende isolatie rond de warmtewisselaar, $d_{hx,insul}$, in m. Aansluitingen van leidingen worden bij de bepaling hiervan buiten beschouwing gelaten.
- bepaal de warmtegeleidbaarheid van het isolatiemateriaal, $\lambda_{hx,insul}$, in $W/(m.K)$, bij de gemiddelde werkingstemperatuur;
- bereken de eendimensionale warmteweerstand van de warmtewisselaar als volgt:

$$\text{Eq. 7} \quad R_{hx} = 0,10 + \frac{d_{hx,insul}}{\lambda_{hx,insul}} \quad (m^2.K/W)$$

- bereken de warmteoverdrachtscoëfficiënt als volgt:

$$\text{Eq. 8} \quad H_{hx} = \frac{A_{hx}}{R_{hx}} \quad (W/K)$$

- als waarde bij ontstentenis voor de eendimensionale warmteweerstand R_{hx} mag de waarde $0,10\ m^2K/W$ gebruikt worden.

1.3.2 De combilus wordt enkel tijdens de wintermaanden gebruikt

Voor de situatie waarbij de warmwatertanken van de EPB-eenheden (satellietboilers) elektrische weerstanden bevatten en de combilus enkel tijdens de wintermaanden wordt gebruikt, wordt het maandelijks rendement van de combilus k als volgt bepaald:

- als $Q_{heat,net,sec\ i,m} = 0$ dan $\eta_{combi\ k,m} = 1$;

 Bijlage 2 - Specificaties voor het inrekenen van een combilus

- als $Q_{\text{heat,net,sec } i, m} > 0$ dan wordt $\eta_{\text{combi } k, m}$ bepaald volgens § 1.3.1 van deze tekst.

$Q_{\text{heat,net,sec } i, m}$ is de maandelijkse netto energiebehoefte voor ruimteverwarming van energiesector i , zoals bepaald volgens § 7.2 van bijlage EPW, in MJ.

2 Bepaling eindenergieverbruik

2.1 Het maandelijks eindenergieverbruik voor ruimteverwarming

Het eindenergieverbruik voor ruimteverwarming, zonder de hulpenergie mee te tellen, wordt per maand en per energiesector aangesloten op combilus k , gegeven door:

$$\text{Eq. 9} \quad Q_{\text{heat,final,sec } i, m, \text{pref}} = \frac{f_{\text{heat, m, pref}} \cdot (1 - f_{\text{as, heat, sec } i, m}) \cdot Q_{\text{heat, gross, sec } i, m}}{\eta_{\text{gen, combi } k, m, \text{pref}}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 10} \quad Q_{\text{heat,final,sec } i, m, \text{npref}} = \sum_j \frac{f_{\text{heat, m, npref } j} \cdot (1 - f_{\text{as, heat, sec } i, m}) \cdot Q_{\text{heat, gross, sec } i, m}}{\eta_{\text{gen, combi } k, m, \text{npref } j}} \quad (\text{MJ})$$

waarin:

$f_{\text{heat, m, pref}}$	de maandelijkse fractie van de totale hoeveelheid warmte die door de preferent geschakelde warmteopwekker(s) wordt geleverd, zoals bepaald in § 10.2.2 van bijlage EPW, (-);
$f_{\text{heat, m, npref } j}$	de maandelijkse fractie van de totale hoeveelheid warmte die door de niet-preferent warmteopwekker(s) j wordt geleverd, zoals bepaald in § 10.2.2 van bijlage EPW, (-);
$f_{\text{as, heat, sec } i, m}$	het aandeel van de totale warmtebehoefte voor ruimteverwarming van energiesector i dat door het thermisch zonne-energiesysteem gedekt wordt, bepaald volgens § 10.4.1 van bijlage EPW, (-);
$Q_{\text{heat, gross, sec } i, m}$	de maandelijkse bruto energiebehoefte voor ruimteverwarming van energiesector i , bepaald volgens § 9.2.1 van bijlage EPW, in MJ;
$\eta_{\text{gen, combi } k, m, \text{pref}}$	het maandelijks opwekkingsrendement van de preferente warmteopwekker(s) die combilus k van warmte voorzien, bepaald volgens § 2.3 van deze tekst, (-);
$\eta_{\text{gen, combi } k, m, \text{npref } j}$	het maandelijks opwekkingsrendement van de niet-preferente warmte-opwekker(s) j die combilus k van warmte voorzien, bepaald volgens § 2.3 van deze tekst, (-).

Er moet gesommeerd worden over alle niet-preferente warmteopwekkers j die de combilus bedienen.

2.2 Het maandelijks eindenergieverbruik voor de bereiding van warm tapwater

Het maandelijks eindenergieverbruik voor de bereiding van warm tapwater wordt bepaald volgens:

- § 2.2.1 van deze tekst, als de combilus het hele jaar door wordt gebruikt;
- § 2.2.2 van deze tekst, als de combilus enkel tijdens de wintermaanden wordt gebruikt en de warm tapwatervoorziening tijdens de zomermaanden wordt

Bijlage 2 - Specificaties voor het inrekenen van een combilus

voorzien door elektrische weerstanden in de warmwatertanken van de EPB-eenheden (satellietboilers).

2.2.1 De combilus wordt het hele jaar door gebruikt

Het eindenergieverbruik voor warm tapwater voor tappunten aangesloten op combilus k wordt per maand gegeven door:

$$\text{Eq. 11} \quad Q_{\text{water, bath } i, \text{final, m, pref}} = \frac{f_{\text{water, bath } i, \text{m, pref}} \cdot (1 - f_{\text{as, water, bath } i, \text{m}}) \cdot Q_{\text{water, bath } i, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, combi } k, \text{m, pref}}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 12} \quad Q_{\text{water, bath } i, \text{final, m, npref}} = \sum_j \frac{f_{\text{water, bath } i, \text{m, npref } j} \cdot (1 - f_{\text{as, water, bath } i, \text{m}}) \cdot Q_{\text{water, bath } i, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, combi } k, \text{m, npref } j}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 13} \quad Q_{\text{water, sink } i, \text{final, m, pref}} = \frac{f_{\text{water, sink } i, \text{m, pref}} \cdot (1 - f_{\text{as, water, sink } i, \text{m}}) \cdot Q_{\text{water, sink } i, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, combi } k, \text{m, pref}}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 14} \quad Q_{\text{water, sink } i, \text{final, m, npref}} = \sum_j \frac{f_{\text{water, sink } i, \text{m, npref } j} \cdot (1 - f_{\text{as, water, sink } i, \text{m}}) \cdot Q_{\text{water, sink } i, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, combi } k, \text{m, npref } j}} \quad (\text{MJ})$$

waarin:

$f_{\text{water, m, pref}}$	de maandelijkse fractie van de totale warmtelevering voor de bereiding van warm tapwater welke door de preferent geschakelde warmteopwrekker(s) wordt geleverd, met index 'bath i' of 'sink i' al naar gelang het geval, bepaald zoals in 10.3.2 van bijlage EPW, (-);
$f_{\text{water, m, npref } j}$	de maandelijkse fractie van de totale warmtelevering voor de bereiding van warm tapwater welke door de niet-preferente warmteopwrekker(s) j wordt geleverd, met index 'bath i' of 'sink i' al naar gelang het geval, bepaald zoals in 10.3.2 van bijlage EPW, (-);
$f_{\text{as, m}}$	het aandeel van de totale warmtebehoefte dat door het thermisch zonne-energiesysteem gedekt wordt, bepaald volgens § 10.4.1 van bijlage EPW. Met indices 'water, bath i' en 'water, sink i' voor de warm tapwater bereiding van respectievelijk douche/bad i en keukenaanrecht i, (-);
$Q_{\text{water, bath } i, \text{gross, m}}$	de maandelijkse bruto energiebehoefte voor warm tapwater van douche of bad i, bepaald volgens § 9.3.1 van bijlage EPW, in MJ;
$Q_{\text{water, sink } i, \text{gross, m}}$	de maandelijkse bruto energiebehoefte voor warm tapwater van keukenaanrecht i, bepaald volgens § 9.3.1 van bijlage EPW, in MJ;
$\eta_{\text{gen, combi } k, \text{m, pref}}$	het maandelijks opwekkingsrendement van de preferente warmteopwrekker(s) die combilus k van warmte voorzien, bepaald volgens § 2.3 van deze tekst, (-);
$\eta_{\text{gen, combi } k, \text{m, npref } j}$	het maandelijks opwekkingsrendement van de niet-preferente warmte-opwrekker(s) j die combilus k van warmte voorzien, bepaald volgens § 2.3 van deze tekst, (-).

Er moet gesommeerd worden over alle niet-preferente warmteopwekkers j die de combilus bedienen.

Bijlage 2 - Specificaties voor het inrekenen van een combilus

2.2.2 De combilus wordt enkel tijdens de wintermaanden gebruikt

Voor de situatie waarbij de warmwatertanken van de EPB-eenheden (satellietboilers) elektrische weerstanden bevatten en de combilus enkel tijdens de wintermaanden wordt gebruikt, wordt het eindenergieverbruik voor warm tapwater voor tappunten aangesloten op combilus k als volgt bepaald.

Als $Q_{\text{heat,net,sec } i,m} = 0$ dan wordt het eindenergieverbruik voor warm tapwater voor tappunten aangesloten op de combilus k per maand gegeven door:

$$\text{Eq. 28} \quad Q_{\text{water,bath } i,\text{final},m,\text{pref}} = \frac{f_{\text{water,bath } i,m,\text{pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,water,bath } i,m}) \cdot Q_{\text{water,bath } i,\text{gross},m}}{\eta_{\text{gen,water,bath } i,m,\text{pref}} \cdot \eta_{\text{stor,water,bath } i,m,\text{pref}}} \quad (\text{MJ})$$

$$Q_{\text{water,bath } i,\text{final},m,\text{npref}} = 0 \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 29} \quad Q_{\text{water,sink } i,\text{final},m,\text{pref}} = \frac{f_{\text{water,sink } i,m,\text{pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,water,sink } i,m}) \cdot Q_{\text{water,sink } i,\text{gross},m}}{\eta_{\text{gen,water,sink } i,m,\text{pref}} \cdot \eta_{\text{stor,water,sink } i,m,\text{pref}}} \quad (\text{MJ})$$

$$Q_{\text{water,sink } i,\text{final},m,\text{npref}} = 0 \quad (\text{MJ})$$

waarin:

$f_{\text{water},m,\text{pref}}$ de maandelijkse fractie van de totale warmtelevering voor de bereiding van warm tapwater welke door de preferent geschakelde warmteopwekker(s) wordt geleverd, met index 'bath i' of 'sink i' al naar gelang het geval, gelijk te nemen aan 1, (-);

$f_{\text{as},m}$ het aandeel van de totale warmtebehoefte dat door het thermisch zonne-energiesysteem gedekt wordt, bepaald volgens § 10.4.1 van bijlage EPW. Met indices 'water,bath i' en 'water,sink i' voor de warm tapwater bereiding van respectievelijk douche/bad i en keukenaanrecht i, (-);

$Q_{\text{water,bath } i,\text{gross},m}$ de maandelijkse bruto energiebehoefte voor warm tapwater van douche of bad i, bepaald volgens § 9.3.1 van bijlage EPW, in MJ;

$Q_{\text{water,sink } i,\text{gross},m}$ de maandelijkse bruto energiebehoefte voor warm tapwater van keukenaanrecht i, bepaald volgens § 9.3.1 van bijlage EPW, in MJ;

$\eta_{\text{gen,water,bath } i,m,\text{pref}}$ het maandelijks opwekkingsrendement van de elektrische weerstanden in de warmwatertanken, bepaald volgens § 10.3.3 van bijlage EPW, (-);

$\eta_{\text{gen,water,sink } i,m,\text{pref}}$ het maandelijks opwekkingsrendement van de elektrische weerstanden in de warmwatertanken, bepaald volgens § 10.3.3 van bijlage EPW, (-);

$\eta_{\text{stor,water,bath } i,m,\text{pref}}$ het maandelijks opslagrendement van warmwatertank voor douche of bad i, dat verbonden is met de elektrische weerstanden, bepaald volgens 10.3.3 van bijlage EPW, (-);

$\eta_{\text{stor,water,sink } i,m,\text{pref}}$ het maandelijks opslagrendement van de warmwatertank voor keukenaanrecht i, dat verbonden is met de elektrische weerstanden, bepaald volgens 10.3.3 van bijlage EPW, (-).

Bijlage 2 - Specificaties voor het inrekenen van een combilus

Als $Q_{\text{heat,net,sec } i,m} > 0$ dan wordt het eindenergieverbruik voor warm tapwater voor tappunten aangesloten op combilus k per maand bepaald volgens § 2.2.1 van deze tekst.

2.3 Het opwekkingsrendement voor energiesectoren en tappunten die bediend worden door een combilus

Voor energiesectoren en tappunten die worden bediend door combilus k , worden de maandelijkse opwekkingsrendementen voor ruimteverwarming en warm tapwater als volgt bepaald:

- Indien $\eta_{\text{gen,water}}$ wordt bepaald volgens § 10.3.3.4.1 van bijlage EPW, dan geldt:

$$\text{Eq. 30} \quad \eta_{\text{gen,combik,m}} = \frac{\left(\sum_i Q_{\text{heat,gross,seci,m}} + \sum_j Q_{\text{water,bathj,gross,m}} + \sum_k Q_{\text{water,sinkk,gross,m}} \right)}{\left(\frac{\sum_i Q_{\text{heat,gross,seci,m}}}{\eta_{\text{gen,heat}} \cdot \eta_{\text{combistor,water,m}}} + \frac{\sum_j Q_{\text{water,bathj,gross,m}}}{\eta_{\text{gen,water}} \cdot f_{\text{stor>gen,water}} \cdot \eta_{\text{combistor,water,m}}} + \frac{\sum_k Q_{\text{water,sinkk,gross,m}}}{\eta_{\text{gen,water}} \cdot f_{\text{stor>gen,water}} \cdot \eta_{\text{combistor,water,m}}} \right)} \quad (-)$$

- Indien $\eta_{\text{gen,water}}$ niet wordt bepaald volgens § 10.3.3.4.1 van bijlage EPW, dan geldt:

$$\text{Eq. 31} \quad \eta_{\text{gen,combik,m}} = \frac{\left(\sum_i Q_{\text{heat,gross,seci,m}} + \sum_j Q_{\text{water,bathj,gross,m}} + \sum_k Q_{\text{water,sinkk,gross,m}} \right)}{\left(\frac{\sum_i Q_{\text{heat,gross,seci,m}}}{\eta_{\text{gen,heat}}} + \frac{\sum_j Q_{\text{water,bathj,gross,m}}}{\eta_{\text{gen,water}} \cdot \eta_{\text{stor,water}}} + \frac{\sum_k Q_{\text{water,sinkk,gross,m}}}{\eta_{\text{gen,water}} \cdot \eta_{\text{stor,water}}} \right)} \quad (-)$$

met:

$Q_{\text{heat,gross,seci,m}}$	de maandelijkse bruto energiebehoefte voor ruimteverwarming van energiesector i , bepaald volgens § 9.2.1 van bijlage EPW, in MJ;
$Q_{\text{water,bath } j,\text{gross,m}}$	de maandelijkse bruto energiebehoefte voor warm tapwater van douche of bad j , bepaald volgens § 9.3.1 van bijlage EPW, in MJ;
$Q_{\text{water,sink } k,\text{gross,m}}$	de maandelijkse bruto energiebehoefte voor warm tapwater van keukenaanrecht k , bepaald volgens § 9.3.1 van bijlage EPW, in MJ;
$\eta_{\text{gen,heat}}$	het opwekkingsrendement van de warmteopwekker(s) voor ruimteverwarming, bepaald volgens § 10.2.3 van bijlage EPW, (-);
$\eta_{\text{gen,water}}$	het opwekkingsrendement van de warmteopwekker(s) voor de bereiding van het warm tapwater, bepaald volgens § 10.3.3 van bijlage EPW, (-);
$f_{\text{stor>gen,water}}$	een correctiefactor die rekening houdt met de invloed van warmteopslag op het opwekkingsrendement, bepaald volgens § 10.3.3.4.1 van bijlage EPW, (-);

 Bijlage 2 - Specificaties voor het inrekenen van een combilus

$\eta_{\text{combistor,water,m}}$	het maandelijks opslagrendement van een warmwatertank tussen het opwekkingstoestel en de combilus, zoals hieronder bepaald (-);
$\eta_{\text{stor,water}}$	het maandelijks opslagrendement van een warmwatertank, bepaald volgens § 10.3.3.4.2 van bijlage EPW, (-). Deze watertank kan zowel voor als na de combilus geplaatst zijn.

Er moet gesommeerd worden over alle energiesectoren i , baden/douches j en keukenaanrechten k die door de combilus worden bediend.

Bepaal het maandelijks opslagrendement van een warmwatertank voor de combilus, $\eta_{\text{combistor,water,m}}$, als volgt:

- Indien zich tussen het opwekkingstoestel en de combilus geen warmwatertank bevindt, geldt:

$$\eta_{\text{combistor,water,m}} = 1$$

- Indien zich tussen het opwekkingstoestel en de combilus wel een bevindt, geldt:

Eq. 32

$$\eta_{\text{combistor,water,m}} = \frac{\sum_i Q_{\text{heat,gross,seci,m}} + \sum_j Q_{\text{water,bathj,gross,m}} + \sum_k Q_{\text{water,sinkk,gross,m}}}{\left(\sum_i Q_{\text{heat,gross,seci,m}} + \sum_j Q_{\text{water,bathj,gross,m}} + \sum_k Q_{\text{water,sinkk,gross,m}} + Q_{\text{loss,stor,water,m}} \right)} \quad (-)$$

met:

$Q_{\text{heat,gross,seci,m}}$	de maandelijkse bruto energiebehoefte voor ruimteverwarming van energiesector i , bepaald volgens § 9.2.1 van bijlage EPW, in MJ;
$Q_{\text{water,bathj,gross,m}}$	de maandelijkse bruto energiebehoefte voor warm tapwater van douche of bad j , bepaald volgens § 9.3.1 van bijlage EPW, in MJ;
$Q_{\text{water,sinkk,gross,m}}$	de maandelijkse bruto energiebehoefte voor warm tapwater van keukenaanrecht k , bepaald volgens § 9.3.1 van bijlage EPW, in MJ;
$Q_{\text{loss,stor,water,m}}$	de maandelijkse opslagverliezen van de warmwatertank, bepaald volgens § 10.3.3.4.1 van bijlage EPW, in MJ.

Er moet gesommeerd worden over alle energiesectoren i , baden/douches j en keukenaanrechten k die door de combilus worden bediend.

2.4 Het primair energieverbruik voor de bereiding van warm tapwater

Het maandelijks primair energieverbruik voor de bereiding van warm tapwater wordt bepaald volgens § 13.4 van bijlage EPW.

Voor de situatie waarbij de warmwatertanken van de EPB-eenheden (satellietboilers) elektrische weerstanden bevatten en de combilus enkel tijdens de wintermaanden wordt gebruikt, moet voor de maanden dat $Q_{\text{heat,net,seci,m}}$ gelijk is aan nul, voor de conversiefactor f_p de waarde van elektriciteit genomen worden.

Bijlage 2 - Specificaties voor het inrekenen van een combilus

3 Lijst van vergelijkingen

- Eq. 21** $\eta_{\text{sys,heat,seci,m}} = \eta_{\text{em,heat,seci,m}} \cdot \eta_{\text{distr,heat,seci,m}} \cdot \eta_{\text{EPstor,heat,seci,m}} \cdot \eta_{\text{combi k,m}}$ (-) 3
- Eq. 22** $\eta_{\text{sys,bath i,m}} = \eta_{\text{tubing,bath i}} \cdot \eta_{\text{combik,m}} \cdot \eta_{\text{EPstor,water,bath i,m}}$ (-) 3
- Eq. 23** $\eta_{\text{sys,sink i,m}} = \eta_{\text{tubing,sink i}} \cdot \eta_{\text{combik,m}} \cdot \eta_{\text{EPstor,water,sink i,m}}$ (-) 3
- Eq. 2** $\eta_{\text{sys,bath i,m}} = \eta_{\text{tubing,bath i}} \cdot \eta_{\text{combi k,m}}$ (-) 3
- Eq. 3** $\eta_{\text{sys,sink i,m}} = \eta_{\text{tubing,sink i}} \cdot \eta_{\text{combi k,m}}$ (-) 3
- Eq. 24** $\eta_{\text{EPstor,water,m}} = 1,00$ (-) 4
- Eq. 25**
$$\eta_{\text{EPstor,water,m}} = \frac{\sum_{\text{bath j}} \frac{Q_{\text{water,bath j,net,m}}}{\eta_{\text{tubing,bath j}}} + \sum_{\text{sink k}} \frac{Q_{\text{water,sink k,net,m}}}{\eta_{\text{tubing,sink k}}}}{\left(\sum_{\text{bath j}} \frac{Q_{\text{water,bath j,net,m}}}{\eta_{\text{tubing,bath j}}} + \sum_{\text{sink k}} \frac{Q_{\text{water,sink k,net,m}}}{\eta_{\text{tubing,sink k}}} + Q_{\text{loss,stor,water,m}} \right)}$$
 (-) 4
- Eq. 26** $\eta_{\text{EPstor,water,m}} = 0,90$ (-) 4
- Eq. 18**
$$\eta_{\text{combi k,m}} = \frac{Q_{\text{out,combik,m}}}{Q_{\text{out,combik,m}} + f_{\text{ctrl,combi k}} \cdot Q_{\text{loss,combi k,m}}}$$
 (-) 5
- Eq. 19**
$$Q_{\text{loss,combi k,m}} = t_m \cdot \left(f_{\text{insul,combi k}} \cdot \sum_j \frac{l_{\text{combi k,j}}}{R_{1,j}} \cdot [\max(60^\circ; \theta_{\text{combi k,m}}) - \theta_{\text{amb,m,j}}] + \sum_n H_{\text{hx,n}} \cdot [\max(60^\circ; \theta_{\text{combi k,m}}) - \theta_{\text{amb,m,n}}] \right)$$
- (MJ) 5
- Eq. 27**
$$Q_{\text{out,combi k,m}} = \sum_i \frac{Q_{\text{water,bath i,net,m}}}{\eta_{\text{tubing,bath i}} \cdot \eta_{\text{EPstor,water,bath i,m}}} + \sum_i \frac{Q_{\text{water,sink i,net,m}}}{\eta_{\text{tubing,sink i}} \cdot \eta_{\text{EPstor,water,sink i,m}}} + \sum_i \frac{Q_{\text{water,other i,net,m}}}{\eta_{\text{tubing,other i}} \cdot \eta_{\text{EPstor,water,other i,m}}} + \sum_i \frac{Q_{\text{heat,net,seci,m}}}{\eta_{\text{em,heat,seci,m}} \eta_{\text{distr,heat,seci,m}} \eta_{\text{EPstor,heat,seci,m}}} + \sum_1 Q_{\text{water,ncalc,res,unit 1,gross,m}} + \sum_m Q_{\text{water,ncalc,nres,bath m,gross,m}} + \sum_n Q_{\text{water,ncalc,nres,sink n,gross,m}}$$
- (MJ) 5
- Eq. 7** $R_{\text{hx}} = 0,10 + \frac{d_{\text{hx,insul}}}{\lambda_{\text{hx,insul}}}$ ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$) 8
- Eq. 8** $H_{\text{hx}} = \frac{A_{\text{hx}}}{R_{\text{hx}}}$ (W/K) 8
- Eq. 9** $Q_{\text{heat,final,seci,m,pref}} = \frac{f_{\text{heat,m,pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,heat,seci,m}}) \cdot Q_{\text{heat,gross,seci,m}}}{\eta_{\text{gen,combi k,m,pref}}}$ (MJ) . 9
- Eq. 10** $Q_{\text{heat,final,seci,m,npref}} = \sum_j \frac{f_{\text{heat,m,npref j}} \cdot (1 - f_{\text{as,heat,seci,m}}) \cdot Q_{\text{heat,gross,seci,m}}}{\eta_{\text{gen,combi k,m,npref j}}}$ (MJ) 9
- Eq. 11** $Q_{\text{water,bath i,final,m,pref}} = \frac{f_{\text{water,bath i,m,pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,water,bath i,m}}) \cdot Q_{\text{water,bath i,gross,m}}}{\eta_{\text{gen,combi k,m,pref}}}$ (MJ) 10

Bijlage 2 - Specificaties voor het inrekenen van een combilus

$$\text{Eq. 12} \quad Q_{\text{water, bath } i, \text{final, m, npref}} = \sum_j \frac{f_{\text{water, bath } i, \text{m, npref } j} \cdot (1 - f_{\text{as, water, bath } i, \text{m}}) \cdot Q_{\text{water, bath } i, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, combik, m, npref } j}} \quad (\text{MJ})$$

..... 10

$$\text{Eq. 13} \quad Q_{\text{water, sink } i, \text{final, m, npref}} = \frac{f_{\text{water, sink } i, \text{m, npref}} \cdot (1 - f_{\text{as, water, sink } i, \text{m}}) \cdot Q_{\text{water, sink } i, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, combik, m, npref}}} \quad (\text{MJ}) \quad 10$$

$$\text{Eq. 14} \quad Q_{\text{water, sink } i, \text{final, m, npref}} = \sum_j \frac{f_{\text{water, sink } i, \text{m, npref } j} \cdot (1 - f_{\text{as, water, sink } i, \text{m}}) \cdot Q_{\text{water, sink } i, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, combik, m, npref } j}} \quad (\text{MJ})$$

..... 10

$$\text{Eq. 28} \quad Q_{\text{water, bath } i, \text{final, m, npref}} = \frac{f_{\text{water, bath } i, \text{m, npref}} \cdot (1 - f_{\text{as, water, bath } i, \text{m}}) \cdot Q_{\text{water, bath } i, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, water, bath } i, \text{m, npref}} \cdot \eta_{\text{stor, water, bath } i, \text{m, npref}}}$$

(MJ) $Q_{\text{water, bath } i, \text{final, m, npref}} = 0$ (MJ) 11

$$\text{Eq. 29} \quad Q_{\text{water, sink } i, \text{final, m, npref}} = \frac{f_{\text{water, sink } i, \text{m, npref}} \cdot (1 - f_{\text{as, water, sink } i, \text{m}}) \cdot Q_{\text{water, sink } i, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, water, sink } i, \text{m, npref}} \cdot \eta_{\text{stor, water, sink } i, \text{m, npref}}} \quad (\text{MJ})$$

$Q_{\text{water, sink } i, \text{final, m, npref}} = 0$ (MJ) 11

$$\text{Eq. 30} \quad \eta_{\text{gen, combik, m}} = \frac{\left(\sum_i Q_{\text{heat, gross, seci, m}} + \sum_j Q_{\text{water, bath } j, \text{gross, m}} + \sum_k Q_{\text{water, sink } k, \text{gross, m}} \right)}{\left(\frac{\sum_i Q_{\text{heat, gross, seci, m}}}{\eta_{\text{gen, heat}} \cdot \eta_{\text{combistor, water, m}}} + \frac{\sum_j Q_{\text{water, bath } j, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, water}} \cdot f_{\text{stor} > \text{gen, water}} \cdot \eta_{\text{combistor, water, m}}} \right.}$$

$$\left. + \frac{\sum_k Q_{\text{water, sink } k, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, water}} \cdot f_{\text{stor} > \text{gen, water}} \cdot \eta_{\text{combistor, water, m}}} \right)$$

$$\text{Eq. 31} \quad \eta_{\text{gen, combik, m}} = \frac{\left(\sum_i Q_{\text{heat, gross, seci, m}} + \sum_j Q_{\text{water, bath } j, \text{gross, m}} + \sum_k Q_{\text{water, sink } k, \text{gross, m}} \right)}{\left(\frac{\sum_i Q_{\text{heat, gross, seci, m}}}{\eta_{\text{gen, heat}}} + \frac{\sum_j Q_{\text{water, bath } j, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, water}} \cdot \eta_{\text{stor, water}}} + \frac{\sum_k Q_{\text{water, sink } k, \text{gross, m}}}{\eta_{\text{gen, water}} \cdot \eta_{\text{stor, water}}} \right)} \quad (-)$$

..... 12

Gezien om te worden gevoegd bij het ministerieel besluit houdende wijziging en uitvoering van bijlagen XII en XIII van het besluit van de Brusselse Hoofdstedelijke Regering van 21 december 2007 tot vaststelling van de eisen op het vlak van de energieprestatie en het binnenklimaat van gebouwen

Brussel, 9 november 2017

De Minister van Huisvesting, Levenskwaliteit, Leefmilieu en Energie
C. FREMAULT

Bijlage 3 - Specificaties van de testcondities voor het bepalen van COP_{test} en bepalingen voor het berekenen van de SPF voor warmtepompen met directe warmtewisseling en warmtepompen die oppervlaktewater, een riolering of het effluent van een rioolwaterzuiveringsinstallatie als warmtebron gebruiken.

1. INLEIDING.....	2
2. NORMATIEVE REFERENTIES.....	2
3. WARMTEPOMPEN MET DIRECTE WARMTEWISSELING.....	2
4. OPPERVLAKTEWATER, RIOLERING OF EFFLUENT VAN EEN RIOOLWATERZUIVERINGSINSTALLATIE ALS WARMTEBRON.....	4

Bijlage 3 - Specificaties van de testcondities voor het bepalen van COP_{test} en bepalingen voor het berekenen van de SPF voor warmtepompen met directe warmtewisseling en warmtepompen die oppervlaktewater, een riolering of het effluent van een rioolwaterzuiveringsinstallatie als warmtebron gebruiken.

1. Inleiding

Onderstaande specificaties vormen een aanvulling op §10.2.3.3 van bijlage EPW.

De meting van de prestatiecoëfficiënt (coefficient of performance) COP_{test} moet gebeuren bij de testtemperaturen en volgens de specificaties zoals hieronder vastgelegd en verder conform (zo nodig een gepaste combinatie van) de testmethoden vastgelegd in NBN EN 14511 en/of NBN EN 15879-1.

NOTA

Verschillende combinaties van de warmtebron en -afvoer en sommige testtemperaturen vormen toevoegingen: ze komen als zodanig niet voor in de geciteerde (of andere bestaande) normen.

2. Normatieve referenties

Enkel de normversie met de geciteerde datum is van toepassing, tenzij de minister expliciet een andere versie ter vervanging aanduidt.

NBN EN 14511:2011	Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling
NBN EN 15879-1:2011	Testing and rating of direct exchange ground coupled heat pumps with electrically driven compressors for space heating and/or cooling - Part 1: Direct exchange-to-water heat pumps

3. Warmtepompen met directe warmtewisseling

Onder warmtepompen met directe warmtewisseling worden in deze tekst toestellen verstaan die minstens één van volgende elementen bevatten:

- verdamper die in de bodem ingebracht zijn en die voelbare warmte (en eventueel latente warmte, nl. door bevriezing van het water in de bodem) door geleiding rechtstreeks aan de bodem onttrekken (zonder tussenkomst van een intermediair transport fluïdum zoals water of een antivries oplossing)
- condensors die in de structuur van het gebouw (meestal vloeren, ev. ook andere scheidingsconstructies, bv. muren of plafonds) ingebed zijn en de warmte rechtstreeks aan de gebouwstructuur afgeven (zonder tussenkomst van een intermediair transport fluïdum, zoals lucht of water)

De prestatiecoëfficiënt (coefficient of performance) COP_{test} van dergelijke warmtepompen voor gebruik in EPW §10.2.3.3 moet bij conventie bepaald worden bij de volgende testomstandigheden:

warmtebron	warmteafvoer	testomstandigheden
bodem, met behulp van een verdamper in de grond	gerecycleerde lucht, eventueel in combinatie met buitenlucht	DX1.5/A20

Bijlage 3 - Specificaties van de testcondities voor het bepalen van COP_{test} en bepalingen voor het berekenen van de SPF voor warmtepompen met directe warmtewisseling en warmtepompen die oppervlaktewater, een riolering of het effluent van een rioolwaterzuiveringsinstallatie als warmtebron gebruiken.

bodem, met behulp van een verdamper in de grond	enkel buitenlucht, zonder gebruik van een warmteterugwinapparaat	DX1.5/A2
bodem, met behulp van een verdamper in de grond	enkel buitenlucht, met gebruik van een warmteterugwinapparaat	DX1.5/A20
bodem, met behulp van een verdamper in de grond	water	DX1.5/W35
bodem, met behulp van een verdamper in de grond	condensor ingebed in de structuur van het gebouw	DX1.5/DX35
bodem met behulp van een intermediair hydraulisch circuit	condensor ingebed in de structuur van het gebouw	B0/DX35
bodem door middel van grondwater	condensor ingebed in de structuur van het gebouw	W10/DX35
buitenlucht, eventueel in combinatie met afgevoerde lucht	condensor ingebed in de structuur van het gebouw	A2/DX35
enkel afgevoerde lucht, zonder gebruik van een warmteterugwinapparaat	condensor ingebed in de structuur van het gebouw	A20/DX35
enkel afgevoerde lucht, met gebruik van een warmteterugwinapparaat	condensor ingebed in de structuur van het gebouw	A2/DX35
waarin: A lucht als medium (air). Het cijfer erna is de droge bol inlaattemperatuur, in °C. B intermediaire vloeistof met een vriestemperatuur lager dan die van water (brine). Het cijfer erna is de inlaattemperatuur in de verdamper, in °C. DX directe warmtewisseling (direct exchange). Het cijfer erna is de gemiddelde temperatuur van het vloeistofbad waarin de warmtewisselaar ondergedompeld is in °C. W water als medium (water). Het cijfer erna is de inlaattemperatuur in de verdamper of de uitlaattemperatuur aan de condensor, in °C.		

- Net zoals bij directe warmtewisseling langs de verdamperzijde (zoals voorgeschreven in NBN EN 15879-1), moet ook bij directe warmtewisseling langs de condensorzijde de condensor in een water (of glycol) bad ondergedompeld worden, waarvan de gemiddelde temperatuur (tussen vloeistof in- en uitlaat) overeenkomt met de waarde in bovenstaande tabel.
- Het thermisch vermogen afgegeven door de condensor wordt bepaald als het product van enerzijds het massadebiet van het "koelmiddel" en anderzijds het enthalpieverschil tussen de condensorinlaat en de condensoruitlaat (o.b.v. de ter plaatse gemeten temperaturen en drukken). "De verzadigingstemperatuur van het "koelmiddel" overeenkomend met de druk gemeten aan de condensorinlaat tijdens de test wordt $\theta_{supply, test}$ genoemd en dient gerapporteerd te worden.

In geval van een condensor ingebed in de structuur van het gebouw gelden voor de berekening van de gemiddelde seizoensprestatiefactor (SPF) volgende aanvullende bepalingen:

Bijlage 3 - Specificaties van de testcondities voor het bepalen van COP_{test} en bepalingen voor het berekenen van de SPF voor warmtepompen met directe warmtewisseling en warmtepompen die oppervlaktewater, een riolering of het effluent van een rioolwaterzuiveringsinstallatie als warmtebron gebruiken.

- de correctiefactor f_{θ} wordt als volgt berekend:

$$f_{\theta} = 1.08 + 0.01(\theta_{supply, test} - \theta_{supply, design}).$$
 Hierin is $\theta_{supply, design}$ de verzadigingstemperatuur van het "koelmiddel" overeenkomend met de druk aan de inlaat van de condensor bij ontwerpomstandigheden. Als waarde bij ontstentenis voor $\theta_{supply, design}$ geldt 55°C. Als waarde bij ontstentenis voor $\theta_{supply, test}$ (indien de koelmiddeldruk aan de condensorinlaat niet gemeten is) dient de uitlaattemperatuur van het vloeistofbad tijdens de test beschouwd te worden.
- de correctiefactor $f_{\Delta\theta}$ wordt steeds gelijkgesteld aan 1.

4. Oppervlaktewater, riolering of effluent van een rioolwaterzuiveringsinstallatie als warmtebron

Indien oppervlaktewater (van rivieren, zeeën, meren, kanalen, enz.), een riolering of het effluent van een rioolwaterzuiveringsinstallatie (riothermie) als warmtebron benut wordt, moet de prestatiecoëfficiënt (coefficient of performance) COP_{test} van de warmtepomp voor gebruik in EPW §10.2.3.3 bij conventie bepaald worden bij de volgende testomstandigheden:

Warmtebron	warmteafvoer	testomstandigheden
oppervlaktewater	gerecycleerde lucht, eventueel in combinatie met buitenlucht	W2*/A20
	enkel buitenlucht, zonder gebruik van een warmteterugwinapparaat	W2*/A2
	enkel buitenlucht, met gebruik van een warmteterugwinapparaat	W2*/A20
oppervlaktewater	water	W2*/W35
oppervlaktewater	condensor ingebed in de structuur van het gebouw	W2*/DX35
riolering of effluent van een rioolwaterzuiveringsinstallatie	gerecycleerde lucht, eventueel in combinatie met buitenlucht	W2*/A20
	enkel buitenlucht, zonder gebruik van een warmteterugwinapparaat	W2*/A2
	enkel buitenlucht, met gebruik van een warmteterugwinapparaat	W2*/A20
riolering of effluent van een rioolwaterzuiveringsinstallatie	water	W2*/W35
riolering of effluent van een rioolwaterzuiveringsinstallatie	condensor ingebed in de structuur van het gebouw	W2*/DX35

Bijlage 3 - Specificaties van de testcondities voor het bepalen van COP_{test} en bepalingen voor het berekenen van de SPF voor warmtepompen met directe warmtewisseling en warmtepompen die oppervlaktewater, een riolering of het effluent van een rioolwaterzuiveringsinstallatie als warmtebron gebruiken.

waarin: * uitlaattemperatuur aan de verdamper $\geq 0^{\circ}C$. A lucht als medium (air). Het cijfer erna is de droge bol inlaattemperatuur, in $^{\circ}C$. DX directe warmtewisseling (direct exchange). Het cijfer erna is de gemiddelde temperatuur van het vloeistofbad waarin de warmtewisselaar ondergedompeld is, in $^{\circ}C$. W water als medium (water). Het cijfer erna is de inlaattemperatuur in de verdamper of de uitlaattemperatuur aan de condensor, in $^{\circ}C$.		
warmtebron	warmteafvoer	testomstandigheden
oppervlaktewater	gerecycleerde lucht, eventueel in combinatie met buitenlucht	W2*/A20
	enkel buitenlucht, zonder gebruik van een warmteterugwinapparaat	W2*/A2
	enkel buitenlucht, met gebruik van een warmteterugwinapparaat	W2*/A20
oppervlaktewater	water	W2*/W35
oppervlaktewater	condensor ingebed in de structuur van het gebouw	W2*/DX35
waarin: * uitlaattemperatuur $\geq 0^{\circ}C$ A lucht als medium (air). Het cijfer erna is de droge bol inlaattemperatuur, in $^{\circ}C$. DX directe warmtewisseling (direct exchange). Het cijfer erna is de gemiddelde temperatuur van het vloeistofbad waarin de warmtewisselaar ondergedompeld is, in $^{\circ}C$. W water als medium (water). Het cijfer erna is de inlaattemperatuur in de verdamper of de uitlaattemperatuur aan de condensor, in $^{\circ}C$.		

In geval van een condensor ingebed in de structuur van het gebouw gelden voor de berekening van de gemiddelde seizoensprestatiefactor (SPF) dezelfde aanvullende bepalingen als in §3 vastgelegd.

Gezien om te worden gevoegd bij het ministerieel besluit houdende wijziging en uitvoering van bijlagen XII en XIII van het besluit van de Brusselse Hoofdstedelijke Regering van 21 december 2007 tot vaststelling van de eisen op het vlak van de energieprestatie en het binnenklimaat van gebouwen

Brussel, 9 november 2017

De Minister van Huisvesting, Levenskwaliteit, Leefmilieu en Energie

C. FREMAULT

Bijlage 4 - Specificaties voor de in situ meting van het
elektrisch vermogen van ventilatoren

VOORWOORD	2
1 MEETCONDITIES	2
2 VOORBEREIDING VAN HET GEBOUW.....	2
3 BEPALING VAN HET ELEKTRISCH VERMOGEN.....	2
4 VEREISTEN AAN HET MEETRAPPORT	3

Bijlage 4 - Specificaties voor de in situ meting van het elektrisch vermogen van ventilatoren

Voorwoord

Deze bijlage legt de eisen vast die moeten nageleefd worden bij het meten van het elektrisch vermogen van ventilatoren in het kader van de EPB-regelgeving.

1 Meetcondities

De opmeting van het opgenomen elektrisch vermogen gebeurt zoals beschreven in §11.2.3.1.2 van Bijlage EPW.

2 Voorbereiding van het gebouw

Voor het uitvoeren van de meting moeten alle overige installaties uitgeschakeld worden die de luchtbalans van de beschouwde ventilatiezones kunnen beïnvloeden en moeten niet volgens §11.2.3.1.2 van Bijlage EPW opgemeten worden.

Verder worden de volgende voorbereidingen getroffen.

- Buitendeuren en -vensters moeten volledig gesloten zijn.
- Binnendeuren zijn in principe gesloten, om praktische redenen is het echter toegelaten deze te laten open staan, op voorwaarde dat dit in het rapport wordt vermeld.
- Alle regelbare toevoeropeningen (RTO) en afvoeropeningen (RAO) moeten, indien aanwezig, in volledig geopende stand ingesteld staan.
- In geval van vraaggestuurde ventilatie kan het nodig zijn om bepaalde componenten te fixeren in hun nominale positie volgens de voorschriften van de fabrikant. Het gaat hier bijvoorbeeld over regelbare toevoeropeningen (RTO) of afvoeropeningen (RAO) en ventielen of ventilatoren die geregeld worden in functie van CO₂, vocht of aanwezigheid.
- Tijdens de meting van het opgenomen elektrisch vermogen mogen geen componenten die zich in de luchtstroom door het ventilatiesysteem bevinden, omgeleid of verwijderd worden (bv filters, batterijen, recuperatietoestellen, grondbuizen,...).
- Luchtfilters mogen voorafgaand aan de meting vervangen worden door nieuwe filters.
- De meting mag worden uitgevoerd op een moment dat bijkomende verbruikers in de unit (vorstbeveiliging, voor- of naverwarming) kunnen worden uitgeschakeld.

3 Bepaling van het elektrisch vermogen

Het elektrische vermogen moet worden gemeten met een meettoestel onafhankelijk van de ventilatiegroep. Het meettoestel moet in staat zijn het actief elektrisch vermogen te meten met een sampling rate van minimaal 1600 Hz of het actief elektrisch vermogen te meten tot de 15^{de} harmonische. Het totale meettoestel inclusief toebehoren, zoals bijvoorbeeld stroomtangen, moet een nauwkeurigheid hebben van 5 % of beter bij de gemeten waarden.

Het gebruikte meettoestel moet beschikken over een kalibratiecertificaat.

De spanning en de stroom moeten gelijktijdig worden gemeten en bij 3-fasige ventilatiegroepen ook gelijktijdig over de 3 fasen. Het actief elektrisch vermogen moet worden gerapporteerd zoals afgelezen op het meettoestel.

Bijlage 4 - Specificaties voor de in situ meting van het elektrisch vermogen van ventilatoren

Indien een ventilatiegroep meerdere toe- en/of afvoerventilatoren bevat, mag het elektrisch vermogen opgemeten worden van alle ventilatoren samen.

Het actief elektrisch vermogen van de ventilatiegroep inclusief alle voorschakelapparatuur, zoals bijvoorbeeld toerentalregelingen (bv frequentiesturing), moet worden opgemeten aan de aansluiting met de netvoeding. Bij voorkeur vindt deze meting plaats zo dicht mogelijk bij de ventilatiegroep. Indien dit onmogelijk is, kan er ook verder 'stroomopwaarts' worden gemeten waarbij eventueel andere verbruikers worden meegemeten. In het geval dat er andere verbruikers worden meegemeten, mag het vermogen van deze andere gebruikers niet in mindering worden gebracht.

De meting moet gebeuren door een daarvoor bekwaam en bevoegd persoon.

4 Vereisten aan het meetrapport

Het proefverslag van de vermogensmeting moet minstens de volgende informatie bevatten.

De volgende verklaring:

"Bij de meting van het elektrisch vermogen van de ventilatoren werden alle voorschriften zoals beschreven in bijlage 5 van het ministerieel besluit ter wijziging en uitvoering van de bijlagen XII en XIII van het Regeringsbesluit van het Brussels Hoofdstedelijk Gewest van 21 december 2007 tot vaststelling van de eisen inzake energieprestatie en het binnenklimaat van gebouwen nageleefd."

Gegevens over de onderneming die de metingen heeft verricht:

- naam, adres, ondernemingsnummer;
- datum van de metingen;
- naam en handtekening van de verantwoordelijke van de proef (metingen, berekeningen, verslag) en datum van ondertekening.

Gegevens over de aanvrager:

- naam, adres.

Gegevens over het gebouw en het ventilatiesysteem:

- volledig adres
- duidelijke omschrijving van de beschouwde ventilatiezone(s) en/of EPB- eenhe(i)d(en);
- type ventilatiesysteem (B,C,D) per ventilatiezone;
- merk en type van aanwezige ventilator(groep)en die de beschouwde ventilatiezone(s) en/of EPB- eenhe(i)d(en) bedienen;
- toestand van binnendeuren (aanwezig/afwezig, geopend/gesloten).

Gegevens over de proef:

- merk en type van het gebruikte meetapparaat;
- betreffende de meetapparaten: kopie van het kalibratiecertificaat;
- de regelstand van alle regelorganen van de ventilatie- installatie;
- Referentie naar het stavingsstuk van de debietsmetingen voor alle door de ventilator(groep) bediende ruimtes Een typerapport voor de meetresultaten wordt ter beschikking gesteld door Leefmilieu Brussel.
- gemeten elektrische vermogens per ventilator(groep) zoals hierboven beschreven;

Bijlage 4 - Specificaties voor de in situ meting van het
elektrisch vermogen van ventilatoren

- de gemeten netspanning, voor elke fase, uitgedrukt in Volt (V), afgerond tot op de eenheid;
- het opgenomen elektrisch vermogen uitgedrukt in Watt (W), afgerond tot op de eenheid;
- tabel met per ventilator(groep):
 - som van de gemeten toevoerdebieten per EPB-eenheid;
 - som van de gemeten afvoerdebieten per EPB-eenheid;
 - som van de gemeten toevoerdebieten buiten beschouwde EPB- eenhe(i)d(en);
 - som van de gemeten afvoerdebieten buiten beschouwde EPB- eenhe(i)d(en).

Gezien om te worden gevoegd bij het ministerieel besluit houdende wijziging en uitvoering van bijlagen XII en XIII van het besluit van de Brusselse Hoofdstedelijke Regering van 21 december 2007 tot vaststelling van de eisen op het vlak van de energieprestatie en het binnenklimaat van gebouwen

Brussel, 9 november 2017

De Minister van Huisvesting, Levenskwaliteit, Leefmilieu en Energie
C. FREMAULT

Bijlage 5: Specificaties voor het in rekening brengen van de
voorkoeling van ventilatielucht met een aarde-lucht
warmtewisselaar

1	Inleiding	2
2	EPW methode voor wooneenheden	2
2.1	Vermenigvuldigingsfactor voor het effect van voorkoeling van ventilatielucht	2
2.2	Hulpenergieverbruik voorkoeling ventilatielucht	6
3	EPN methode voor EPN-eenheden	7
3.1	Vermenigvuldigingsfactor voor het effect van voorkoeling van ventilatielucht	7
3.2	Hulpenergieverbruik voorkoeling ventilatielucht	11

Bijlage 5: Specificaties voor het in rekening brengen van de verkoeling van ventilatielucht met een aarde-lucht warmtewisselaar

1 Inleiding

Bodemwarmtewisselaars worden gebruikt om ventilatielucht te koelen of te verwarmen (voorverwarming/voorkoeling). Hierbij wordt gebruik gemaakt van de thermische massa van aarde om warmte naar over te dragen. Op een voldoende diepte is de grondtemperatuur stabiel. In de zomer betekent dit dat de toegevoerde ventilatielucht kan worden afgekoeld, in de winter kan deze worden opgewarmd. Bij aarde-lucht warmtewisselaars wordt de toevoerlucht door één of meerdere ondergrondse buizen gestuurd. De bodem zal de lucht verwarmen of koelen.

Indien slechts een gedeelte van het hygiënisch ventilatiedebiet van ventilatiezone z gekoeld wordt met behulp van een systeem voor verkoeling van ventilatielucht, neem $r_{\text{precool,zone } z,m} = 1$

2 EPW methode voor wooneenheden

2.1 Vermenigvuldigingsfactor voor het effect van verkoeling van ventilatielucht

De maandelijkse vermenigvuldigingsfactor $r_{\text{precool,zone } z,m}$ voor het effect van verkoeling van ventilatielucht voor de koelberekeningen van ventilatiezone z wordt gegeven door:

$$r_{\text{precool,zone } z,m} = 1 - e_{\text{precool,m}} \frac{\theta_{\text{precool,ref,max,m}} - (\theta_{e,m} + \Delta\theta_{e,m})}{23 - (\theta_{e,m} + \Delta\theta_{e,m})} \quad [-]$$

met :

- $e_{\text{precool,m}}$ de maandelijkse effectiviteit van het betreffende verkoelsysteem, zoals hieronder bepaald (-);
- $\theta_{\text{precool,ref,max,m}}$ de referentietemperatuur voor maximale temperatuurdaling, gelijk aan de maandgemiddelde bodemtemperatuur $\theta_{\text{soil,m}}$, ontleend aan Tabel 20 van bijlage EPW, in °C;
- $\theta_{e,m}$ de maandgemiddelde buitentemperatuur, ontleend aan Tabel 1 van bijlage EPW, in °C;
- $\Delta\theta_{e,m}$ een verhoging van de maandgemiddelde buitentemperatuur voor de berekening van de netto energiebehoefte voor koeling, gelijk te nemen aan 1°C.

Bijlage 5: Specificaties voor het in rekening brengen van de voorkoeling van ventilatielucht met een aarde-lucht warmtewisselaar

Voor een aarde-lucht-warmtewisselaar wordt de effectiviteit $e_{precool,m}$ bepaald door :

$$e_{precool,m} = w_{soil/air,m} \left(1 - e^{-\frac{\alpha_{precool} A_{wt}}{0.34 \sum \dot{V}_{hyg,cool,sec i}}} \right) \quad [-]$$

met:

$\alpha_{precool}$ de warmtedoorgangscoefficiënt van de grondbuizen in de aarde-lucht warmtewisselaar, zoals hieronder bepaald, in W/m^2K ;

A_{wt} de warmtewisselende oppervlakte van de grondbuizen, zoals hieronder bepaald, in m^2 ;

$\dot{V}_{hyg,cool,sec i}$ het hygiënisch ventilatiedebiet van energiesector i , voor de koelberekeningen, zoals bepaald in §7.8.6 van de bijlage EPW, in m^3/h ;

$w_{soil/air,m}$ een maandelijkse factor die de werkingstijd van de aarde-lucht warmtewisselaar inrekenent, (-)

Als $\theta_{e,m} - \theta_{soil,m} \leq 0$ stel $w_{soil/air,m} = 0$

Als $0 < \theta_{e,m} - \theta_{soil,m} \leq 2$ stel $w_{soil/air,m} = 0.5$

Als $\theta_{e,m} - \theta_{soil,m} > 2$ stel $w_{soil/air,m} = 1$

waar:

$\theta_{e,m}$ de maandgemiddelde buitentemperatuur, ontleend aan Tabel 1 van bijlage EPW, in $^{\circ}C$;

$\theta_{soil,m}$ de maandgemiddelde bodemtemperatuur afhankelijk van de diepte van de grondbuis, ontleend aan Tabel 20 van bijlage EPW, in $^{\circ}C$.

Er dient gesommeerd te worden over alle energiesectoren i van ventilatiezone z

De warmtedoorgangscoefficiënt van de grondbuizen $\alpha_{precool}$ wordt gegeven door:

Bijlage 5: Specificaties voor het in rekening brengen van de verkoeling van ventilatielucht met een aarde-lucht warmtewisselaar

$$\alpha_{\text{precool}} = \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_{\text{tube}} + 2t_{\text{tube}}}{D_{\text{tube}}}\right)}{2\lambda_{\text{tube}}/D_{\text{tube}}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{\text{tube}} + 2t_{\text{soil}}}{D_{\text{tube}} + 2t_{\text{tube}}}\right)}{2\lambda_{\text{soil}}/D_{\text{tube}}} \right)^{-1} \quad [\text{W/m}^2\text{K}]$$

met:

α_i de inwendige convectiecoëfficiënt van stroming in de grondbuis van de warmtewisselaar voor verkoeling, zoals hieronder bepaald, in $\text{W/m}^2\text{K}$;

t_{soil} de dikte van het grondmassief rond de grondbuis dat in rekening wordt gebracht, zoals hieronder bepaald, in m;

D_{tube} de binnendiameter van de grondbuis, in m;

t_{tube} de dikte van de buiswand, in m;

λ_{tube} de thermische geleidbaarheid van de grondbuis, in W/mK ;

λ_{soil} de thermische geleidbaarheid van de grond, gelijk te nemen aan 2, in W/mK .

De inwendige convectiecoëfficiënt wordt gegeven door:

$$\alpha_i = 0.026 \frac{\text{Nu}}{D_{\text{tube}}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}]$$

met:

$$\text{Nu} = \left(\text{Nu}_{\text{lam}}^5 + \text{Nu}_{\text{turb}}^5 \right)^{1/5}$$

en

$$\text{Nu}_{\text{lam}} = \left[3.66^3 + 1.61^3 \cdot \left(\frac{\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot D_{\text{tube}}}{L_{\text{tube}}} \right) \right]^{1/3}$$

Bijlage 5: Specificaties voor het in rekening brengen van de voorkoeling van ventilatielucht met een aarde-lucht warmtewisselaar

$$\text{Nu}_{\text{turb}} = \frac{f_{\text{turb}} \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{2 \cdot \left(1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{f_{\text{turb}}}{2}} \cdot \left(\text{Pr}^{2/3} - 1 \right) \right)}$$

$$f_{\text{turb}} = (1.58 \cdot \ln \text{Re} - 3.28)^{-2}$$

$$\text{Re} = 64935 \frac{4}{3600\pi} \frac{\sum \dot{V}_{\text{hyg,cool,seci}}}{n_{\text{tube}} D_{\text{tube}}}$$

$$\text{Pr} = 0.714$$

met:

$\dot{V}_{\text{hyg,cool,seci}}$ het hygiënisch ventilatiedebiet van energiesector i , voor de koelberekeningen, zoals bepaald in 7.8.4 van de bijlage EPW, in m^3/h ;

D_{tube} de binnendiameter van de grondbuis, in m.

L_{tube} de lengte van de grondbuis, in m;

n_{tube} het aantal grondbuizen in parallel (-).

Er dient gesommeerd te worden over alle energiesectoren i van ventilatiezone z

De dikte van het grondmassief rond de grondbuis dat in rekening wordt gebracht t_{soil} wordt gegeven door:

$$t_{\text{soil}} = \frac{p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}}}{2} \quad \text{als } p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}} < 0.5$$

$$t_{\text{soil}} = 0.25 \quad \text{als } p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}} \geq 0.5$$

met:

p_{tube} de afstand tussen de parallelle grondbuizen, in m;

D_{tube} de binnendiameter van de grondbuis, in m.

Bijlage 5: Specificaties voor het in rekening brengen van de voorkoeling van ventilatielucht met een aarde-lucht warmtewisselaar

De warmtewisselende oppervlakte A_{wt} wordt gegeven door:

$$A_{wt} = \pi D_{tube} L_{tube} n_{tube} \quad [m^2]$$

met:

D_{tube} de binnendiameter van de grondbuis, in m;

L_{tube} de lengte van de grondbuis, in m;

n_{tube} het aantal grondbuizen in parallel (-).

2.2 Hulpenergieverbruik voorkoeling ventilatielucht

Het maandelijks elektriciteitsverbruik voor het verkoelen van de ventilatielucht door middel van een aarde-lucht warmtewisselaar wordt gegeven door:

$$W_{precool,m} = W_{soil/air,m} \quad [kWh]$$

$$W_{soil/air,m} = 0.167 \cdot t_m \cdot w_{soil/air,m} \cdot \frac{\sum \dot{V}_{hyg,cool,seci}}{3600} \cdot f \cdot \frac{L_{tube}}{D_{tube}} \left(\frac{\sum \dot{V}_{hyg,cool,seci}}{3600 n_{tube} \frac{\pi}{4} D_{tube}^2} \right)^2 \quad [kWh]$$

met:

t_m de lengte van de betreffende maand, in Ms, ontleend aan Tabel 1 van bijlage EPW;

$w_{soil/air,m}$ een maandelijks factor die de werkingstijd van de aarde-lucht warmtewisselaar inreken, bepaald volgens §2.1 (-);

$\dot{V}_{hyg,cool,seci}$ het hygiënisch ventilatiedebiet van energiesector i , voor de koelberekeningen, zoals bepaald in §7.8.6 van de bijlage EPW, in m^3/h ;

f een frictiefactor:

$$\text{- als } Re < 2300: f = \frac{64}{Re}$$

Bijlage 5: Specificaties voor het in rekening brengen van de verkoeling van ventilatielucht met een aarde-lucht warmtewisselaar

- in alle andere gevallen: $f = (1.58 \cdot \ln \text{Re} - 3.28)^{-2}$

met Re het Reynolds getal bepaald volgens 2.1 (-);

L_{tube} lengte van de grondbuis, in m;
 D_{tube} binnendiameter van de grondbuis, in m;
 n_{tube} het aantal grondbuizen in parallel (-).

Er dient gesommeerd te worden over alle energiesectoren i van ventilatiezone z

3 EPN methode voor EPN-eenheden

3.1 Vermenigvuldigingsfactor voor het effect van verkoeling van ventilatielucht

De maandelijkse vermenigvuldigingsfactor $r_{\text{precool,zone } z, m}$ voor het effect van verkoeling van ventilatielucht voor de koelberekeningen van ventilatiezone z wordt gegeven door:

$$r_{\text{precool,zone } z, m} = 1 - e_{\text{precool}, m} \frac{\theta_{\text{precool,ref,max}, m} - \theta_{e, V, \text{cool}, m}}{\theta_{i, \text{cool}, \text{fct } f} - \theta_{e, V, \text{cool}, m}} \quad [-]$$

met :

$e_{\text{precool}, m}$ de maandelijkse effectiviteit van het betreffende verkoelstelsel, zoals hieronder bepaald (-);

$\theta_{\text{precool, ref, max}, m}$ de referentietemperatuur voor maximale temperatuurdaling, gelijk aan de maandgemiddelde bodemtemperatuur $\theta_{\text{soil}, m}$, bepaald volgens §B.2.2 van bijlage EPN, in °C;

$\theta_{e, V, \text{cool}, m}$ de conventionele rekenwaarde voor de toevoertemperatuur van de ventilatielucht voor hygiënische ventilatie voor de bepaling van de koelbehoefte, ontleend aan Tabel 45 van bijlage EPN, in °C;

$\theta_{i, \text{cool}, \text{fct } f}$ de rekenwaarde van de binnentemperatuur voor de berekening van ruimtekoeling voor functioneel deel f , bepaald volgens §5.2.3 van bijlage EPN, in °C.

Bijlage 5: Specificaties voor het in rekening brengen van de voorkoeling van ventilatielucht met een aarde-lucht warmtewisselaar

Voor een aarde-lucht-warmtewisselaar wordt de effectiviteit $e_{precool,m}$ bepaald door :

$$e_{precool,m} = w_{soil/air,m} \left(1 - e^{-\frac{\alpha_{precool} A_{wt}}{0.34 \sum \dot{V}_{hyg,fcf}}} \right) \quad [-]$$

met:

$\alpha_{precool}$ de warmtedoorgangscoefficiënt van de grondbuizen in de aarde-lucht warmtewisselaar, zoals hieronder bepaald, in W/m^2K ;

A_{wt} de warmtewisselende oppervlakte van de grondbuizen, zoals hieronder bepaald, in m^2 ;

$\dot{V}_{hyg,fcf}$ het ontwerpdebiet aan buitenlucht voor hygiënische ventilatie dat door de aarde-lucht warmtewisselaar voorgekoeld wordt in functioneel deel f , in m^3/h , bepaald volgens de principes uit §5.6.2.2 van bijlage EPN;

$w_{soil/air,m}$ een maandelijkse factor die de werkingstijd van de aarde-lucht warmtewisselaar inrekenet, (-)

Als $\theta_{e,m} - \theta_{soil,m} \leq 0$ stel $w_{soil/air,m} = 0$

Als $0 < \theta_{e,m} - \theta_{soil,m} \leq 2$ stel $w_{soil/air,m} = 0.5$

Als $\theta_{e,m} - \theta_{soil,m} > 2$ stel $w_{soil/air,m} = 1$

waar:

$\theta_{e,m}$ de maandgemiddelde buitentemperatuur, ontleend aan Tabel 1 van bijlage EPW, in $^{\circ}C$;

$\theta_{soil,m}$ de maandgemiddelde bodemtemperatuur afhankelijk van de diepte van de grondbuis, bepaald volgens § B.2.2 van bijlage EPN, in $^{\circ}C$.

Er dient gesommeerd te worden over alle deelstromen k en alle functionele delen f van ventilatiezone z .

De warmtedoorgangscoefficiënt van de grondbuizen $\alpha_{precool}$ wordt gegeven door:

Bijlage 5: Specificaties voor het in rekening brengen van de verkoeling van ventilatielucht met een aarde-lucht warmtewisselaar

$$\alpha_{\text{precool}} = \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_{\text{tube}} + 2t_{\text{tube}}}{D_{\text{tube}}}\right)}{2\lambda_{\text{tube}}/D_{\text{tube}}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{\text{tube}} + 2t_{\text{soil}}}{D_{\text{tube}} + 2t_{\text{tube}}}\right)}{2\lambda_{\text{soil}}/D_{\text{tube}}} \right)^{-1} \quad [\text{W/m}^2\text{K}]$$

met:

α_i de inwendige convectiecoëfficiënt van stroming in de grondbuis van de warmtewisselaar voor verkoeling, zoals hieronder bepaald, in $\text{W/m}^2\text{K}$;

t_{soil} de dikte van het grondmassief rond de grondbuis dat in rekening wordt gebracht, zoals hieronder bepaald, in m;

D_{tube} de binnendiameter van de grondbuis, in m;

t_{tube} de dikte van de buiswand, in m;

λ_{tube} de thermische geleidbaarheid van de grondbuis, in W/mK ;

λ_{soil} de thermische geleidbaarheid van de grond, gelijk te nemen aan 2, in W/mK .

De inwendige convectiecoëfficiënt wordt gegeven door:

$$\alpha_i = 0.026 \frac{\text{Nu}}{D_{\text{tube}}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}]$$

met:

$$\text{Nu} = \left(\text{Nu}_{\text{lam}}^5 + \text{Nu}_{\text{turb}}^5 \right)^{1/5}$$

en

$$\text{Nu}_{\text{lam}} = \left[3.66^3 + 1.61^3 \cdot \left(\frac{\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot D_{\text{tube}}}{L_{\text{tube}}} \right) \right]^{1/3}$$

Bijlage 5: Specificaties voor het in rekening brengen van de voorkoeling van ventilatielucht met een aarde-lucht warmtewisselaar

$$\text{Nu}_{\text{turb}} = \frac{f_{\text{turb}} \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{2 \cdot \left(1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{f_{\text{turb}}}{2}} \cdot \left(\text{Pr}^{2/3} - 1 \right) \right)}$$

$$f_{\text{turb}} = (1.58 \cdot \ln \text{Re} - 3.28)^{-2}$$

$$\text{Re} = 64935 \frac{4}{3600\pi} \frac{\sum \dot{V}_{\text{hyg, fctf}}}{n_{\text{tube}} D_{\text{tube}}}$$

$$\text{Pr} = 0.714$$

met:

$\dot{V}_{\text{hyg, fctf}}$ het ontwerpdebiet aan buitenlucht voor hygiënische ventilatie dat door de aarde-lucht warmtewisselaar voorgekoeld wordt in functioneel deel f, in m³/h, bepaald volgens de principes uit §5.6.2.2 van bijlage EPN;

D_{tube} de binnendiameter van de grondbuis, in m;

L_{tube} de lengte van de grondbuis, in m;

n_{tube} het aantal grondbuizen in parallel (-).

Er dient gesommeerd te worden over alle functionele delen f van ventilatiezone z.

De dikte van het grondmassief rond de grondbuis dat in rekening wordt gebracht t_{soil} wordt gegeven door:

$$t_{\text{soil}} = \frac{p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}}}{2} \quad \text{als } p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}} < 0.5$$

$$t_{\text{soil}} = 0.25 \quad \text{als } p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}} \geq 0.5$$

met:

p_{tube} de afstand tussen de parallelle grondbuizen, in m;

D_{tube} de binnendiameter van de grondbuis, in m.

Bijlage 5: Specificaties voor het in rekening brengen van de voorcooling van ventilatielucht met een aarde-lucht warmtewisselaar

De warmtewisselende oppervlakte A_{wt} wordt gegeven door:

$$A_{wt} = \pi D_{tube} L_{tube} n_{tube} \quad [m^2]$$

met:

D_{tube} de binnendiameter van de grondbuis, in m;

L_{tube} de lengte van de grondbuis, in m;

n_{tube} het aantal grondbuizen in parallel (-).

3.2 Hulpenergieverbruik voorcooling ventilatielucht

Het maandelijks elektriciteitsverbruik voor het voorcoelen van de ventilatielucht door middel van een aarde-lucht warmtewisselaar wordt gegeven door:

$W_{precool,m} = W_{soil/air,m}$	[kWh]
$W_{soil/air,m} = 0.167 \cdot t_m \cdot w_{soil/air,m} \cdot \frac{\sum f_{vent,cool,fcf} \dot{V}_{hyg,fcf}}{3600} \cdot f \cdot \frac{L_{tube}}{D_{tube}} \left(\frac{\sum \dot{V}_{hyg,fcf}}{3600 n_{tube} \frac{\pi}{4} D_{tube}^2} \right)^2$	[kWh]
met:	
t_m	de lengte van de betreffende maand, in Ms, ontleend aan Tabel 1 van bijlage EPN;
$f_{vent,cool,fcf}$	de fractie van de tijd gedurende dewelke de ventilatie in bedrijf is, voor de koelberekeningen van functioneel deel f, ontleend aan Tabel 7 van bijlage EPN.
$w_{soil/air,m}$	een maandelijkse factor die de werkingstijd van de aarde-lucht warmtewisselaar inreken, bepaald volgens 3.1 (-);
$\dot{V}_{hyg,fcf}$	het ontwerpdebiet aan buitenlucht voor hygiënische ventilatie dat door de aarde-lucht warmtewisselaar voorgekoeld wordt in functioneel deel f, bepaald volgens de principes uit §5.6.2.2 van bijlage EPN, in m ³ /h

Bijlage 5: Specificaties voor het in rekening brengen van de
voorkoeling van ventilatielucht met een aarde-lucht
warmtewisselaar

f	<p>een frictiefactor:</p> <ul style="list-style-type: none"> - als $Re < 2300$: $f = \frac{64}{Re}$ - in alle andere gevallen: $f = (1.58 \cdot \ln Re - 3.28)^{-2}$ <p>met Re het Reynolds getal bepaald volgens 3.1 (-);</p>
L_{tube}	lengte van de grondbuis, in m;
D_{tube}	binnendiameter van de grondbuis, in m;
n_{tube}	het aantal grondbuizen in parallel (-).

Er dient gesommeerd te worden over alle functionele delen f van ventilatiezone z .

Gezien om te worden gevoegd bij het ministerieel besluit houdende wijziging en uitvoering van bijlagen XII en XIII van het besluit van de Brusselse Hoofdstedelijke Regering van 21 december 2007 tot vaststelling van de eisen op het vlak van de energieprestatie en het binnenklimaat van gebouwen

Brussel, 9 november 2017

De Minister van Huisvesting, Levenskwaliteit, Leefmilieu en Energie

C. FREMAULT

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch
rendement van het warmteterugwinapparaat

1	DEFINITIES.....	2
2	WAARDE BIJ ONTSTENTENIS.....	3
3	BEPALING VAN HET THERMISCH RENDEMENT VOOR WARMTETERUGWINAPPARATEN VAN HET TYPE 'TWIN COIL' OF 'HEAT PIPE'	3
4	BEPALING VAN HET THERMISCH RENDEMENT ALS EEN TESTRENDEMENT BESCHIKBAAR IS VOOR DE (VOLLEDIGE) LUCHTBEHANDELINGSGROEP OF VOOR DE (AFZONDERLIJKE) WARMTEWISSELAAR	3
5	BEPALING VAN HET THERMISCH RENDEMENT ALS EEN TESTRENDEMENT BESCHIKBAAR IS VOOR EEN (VOLLEDIGE) LUCHTBEHANDELINGSGROEP OF VOOR EEN (AFZONDERLIJKE) WARMTEWISSELAAR UIT EENZELFDE SERIE ALS HET BETROKKEN WARMTETERUGWINAPPARAAT ..	4
5.1	Algemeen principe	4
5.2	Bepaling η_{ser}	6
5.3	Bepaling $\eta_{ahu,ref}$	6
5.4	Bepaling η_{ser1} (methode 1)	7
5.5	Bepaling η_{ser2} (methode 2)	8
5.6	Bepaling van η_{ser3} (methode 3)	9
5.6.1	<i>Correctie voor de thermische capaciteit van het regeneratormateriaal.</i>	9
5.6.2	<i>Bepaling van de ideale waarde van het thermisch rendement van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie</i>	11
5.6.3	<i>Bepaling van de geometrische parameters β^* en Dh^* en materiaalparameter ϕ^*</i>	12
5.6.4	<i>Bepaling van het volumedebiet waarvoor de berekende ideale waarde van het thermisch rendement van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie geldig is</i>	14
5.7	Bepaling van het volumedebiet waarvoor het berekende thermisch rendement van een luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie geldig is	14
5.8	Bepaling van de karakteristieke warmtewisselende oppervlakte	17
5.9	Bepaling van het aantal kanalen	18
5.10	Figuren ter verduidelijking	19
6	METING EN BEREKENING.....	20
6.1	Meting	20
6.1.1	Luchtbehandelingsgroep.....	20
6.1.2	Warmtewisselaar.....	21
6.2	Berekening	22
6.2.1	Luchtbehandelingsgroep.....	22
6.2.2	Warmtewisselaar.....	23

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

In afwijking van bijlage G van bijlage EPW, kan het thermisch rendement η_{test} van een warmteterugwinapparaat volgens één van de hieronder beschreven bepalingsmethoden worden bepaald.

1 Definities

Er wordt verwezen naar de norm NBN EN 308 voor de definities van de categorieën van warmteterugwinapparaten en voor de conventies met betrekking tot de nummering van de vier luchtstromen en de positie van de ventilatoren.

Principes van warmteoverdracht in warmtewisselaars:

- **Warmteoverdracht in gelijkstroom:** principe van warmteoverdracht waarbij de warmteoverdracht plaatsvindt tussen twee media die elk langs een zijde van een luchtdichte scheidingswand in dezelfde richting en zin stromen.
- **Warmteoverdracht in kruisstroom:** principe van warmteoverdracht waarbij de warmteoverdracht plaatsvindt tussen twee media die elk langs een zijde van een luchtdichte scheidingswand in een verschillende richting stromen (opmerking: meestal is de hoek tussen deze richtingen begrepen tussen de 60 en de 90°, als gevolg van deze opbouw is de gemiddelde luchtsnelheid tussen de platen voor beide luchtstromen (afgezien van dichtheitsveranderingen en niet ideale aanstroomcondities) over zijn volledig traject nagenoeg constant).
- **Warmteoverdracht in tegenstroom:** principe van warmteoverdracht waarbij de warmteoverdracht plaatsvindt tussen twee media die elk langs een zijde van een luchtdichte scheidingswand in dezelfde richting maar tegenovergestelde zin stromen (opmerking: typisch aan deze opbouw is dat de luchtsnelheid tussen de platen voor beide luchtstromen (afgezien van dichtheitsveranderingen en niet ideale aanstroomcondities) in het tegenstroom gedeelte nagenoeg constant is maar lager is dan de gemiddelde luchtsnelheid ter hoogte van de instroming van de warmtewisselaar).
- **NTU:** Number of Transfer Units, een dimensieloze waarde om de hoeveelheid van warmtetransport in warmtewisselaars uit te drukken.

Praktische toepassing in warmteterugwinapparaten:

- **Enkelvoudige kruisstroomwarmtewisselaar:** platenwarmtewisselaar die voor minstens 70 % werkt volgens het principe van warmteoverdracht in kruisstroom, te evalueren op basis van het oppervlaktaandeel van het duidelijk te identificeren kruisstroomgedeelte ten opzichte van de totale oppervlakte (in het vlak van de luchtstroomrichtingen).
- **Dubbele kruisstroomwarmtewisselaar:** platenwarmtewisselaar die bestaat uit 2 duidelijk te onderscheiden enkelvoudige kruisstroomwarmtewisselaars en waarbij beide luchtstromen in serie en in globale tegenstroom door beide warmtewisselaars stromen.
- **'Heatpipe'** (of **'caloduc'**): warmtewisselaar waarbij de warmteoverdracht plaatsvindt door een medium dat achtereenvolgens verdampt en terug condenseert. Het warmteoverdrachtsmedium bevindt zich in een afgesloten buis die aan de ene zijde blootgesteld wordt aan de toevoerlucht en aan de andere zijde aan de afvoerlucht. Na verdamping aan de ene zijde verspreidt het medium onder gasvorm zich naar de andere zijde waar het condenseert en het gravitair, capillair of centrifugaal terugstroomt naar de verdampingszijde.
- **Regenerator:** regeneratieve warmtewisselaar. Het kan gaan om een statische regenerator of een warmtwiel.

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

- **Statische regenerator:** regeneratieve warmtewisselaar onder de vorm van twee gescheiden accumulatoren die afwisselend (met behulp van één of meer kleppen) door de toevoerlucht en de afvoerlucht wordt doorstroomd.
- **Tegenstroomwarmtewisselaar:** platenwarmtewisselaar die voor minstens 30 % werkt volgens het principe van warmteoverdracht in tegenstroom, te evalueren op basis van het oppervlakteaandeel van het duidelijk te identificeren tegenstroomgedeelte ten opzichte van de totale oppervlakte (in het vlak van de luchtstroomrichtingen).
- **'Twin-coil' of glycolbatterij:** warmtewisselaargeheel bestaande uit een set van twee lucht/vloeistofwarmtewisselaars, die elk door 1 van de luchtstromen wordt doorstroomd, waarbij een warmtetransportmedium tussen beide warmtewisselaars circuleert en op die wijze warmte overdraagt van de ene naar de andere luchtstroom.
- **Warmtewiel:** regeneratieve warmtewisselaar onder de vorm van een ronddraaiende schijfvormige accumulator waarbij de warmte-accumulerende massa afwisselend door de toevoerlucht en de afvoerlucht wordt doorstroomd.

2 Waarde bij ontstentenis

Indien geen van de bepalingsmethodes uit § 3, § 4 of § 5 worden toegepast geldt als waarde bij ontstentenis voor het thermisch rendement η_{test} van een warmteterugwinapparaat voor alle volumedebieten de waarde nul.

3 Bepaling van het thermisch rendement voor warmteterugwinapparaten van het type 'twin coil' of 'heat pipe'

Bepaal het thermisch rendement η_{test} van een warmteterugwinapparaat op basis van volgende tabel.

Tabel [1]: η_{test} voor type 'twin coil' of 'heat pipe'

Categorie (volgens NBN EN 308)		Type	η_{test}
IIa	Recuperatoren met intermediaire vloeistof zonder faseverandering	'Twin coil'	0,30
IIb	Recuperatoren met intermediaire vloeistof met faseverandering	'Heat pipe'	0,30

4 Bepaling van het thermisch rendement als een testrendement beschikbaar is voor de (volledige) luchtbehandelingsgroep of voor de (afzonderlijke) warmtewisselaar

Bepaal het thermisch rendement η_{test} van een warmteterugwinapparaat bij het volumedebiet $q_{v,\text{proj}}$ als volgt:

Indien $q_{v,\text{proj}} \leq q_{v,\text{test}}$ geldt:

$$\text{Eq. 1} \quad \eta_{\text{test}} = \eta_{\text{ahu,test}} \quad (-)$$

ofwel:

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

$$\text{Eq. 2} \quad \eta_{\text{test}} = 0,85 \cdot \eta_{\text{hx,test}} \quad (-)$$

Indien $q_{v,\text{test}} < q_{v,\text{proj}} \leq 1,56 \cdot q_{v,\text{test}}$ geldt:

$$\text{Eq. 3} \quad \eta_{\text{test}} = \eta_{\text{ahu,test}} - \frac{0,05}{(1,56 - 1)} \cdot \frac{(q_{v,\text{proj}} - \min(q_{v11,\text{test}}; q_{v22,\text{test}}))}{\min(q_{v11,\text{test}}; q_{v22,\text{test}})} \quad (-)$$

OF :

$$\text{Eq. 4} \quad \eta_{\text{test}} = 0,85 \cdot \eta_{\text{hx,test}} - \frac{0,05}{(1,56 - 1)} \cdot \frac{(q_{v,\text{proj}} - \min(q_{v11,\text{test}}; q_{v22,\text{test}}))}{\min(q_{v11,\text{test}}; q_{v22,\text{test}})} \quad (-)$$

Indien $q_{v,\text{proj}} > 1,56 \cdot q_{v,\text{test}}$ geldt: $\eta_{\text{test}} = 0$.

met:

$q_{v,\text{proj}}$	het volumedebiet waarvoor een thermisch rendement wordt opgegeven voor de bepaling van het primair energieverbruik van gebouwen, in m^3/h . Dit volumedebiet is in het kader van deze bijlage 'het volumedebiet tijdens de proef zoals gedefinieerd in bijlage G' waarnaar verwezen wordt in B.2 van bijlage EPW;
$q_{v,\text{test}}$	het volumedebiet, in m^3/h , van de proef volgens § 6;
$\eta_{\text{ahu,test}}$	het thermisch rendement van de luchtbehandelingsgroep uit de proef volgens § 6, bij het volumedebiet $q_{v,\text{test}}$, (-);
$\eta_{\text{hx,test}}$	het thermisch rendement van de warmtewisselaar uit de proef volgens § 6, bij het volumedebiet $q_{v,\text{test}}$, (-).

5 Bepaling van het thermisch rendement als een testrendement beschikbaar is voor een (volledige) luchtbehandelingsgroep of voor een (afzonderlijke) warmtewisselaar uit eenzelfde serie als het betrokken warmteterugwinapparaat

5.1 Algemeen principe

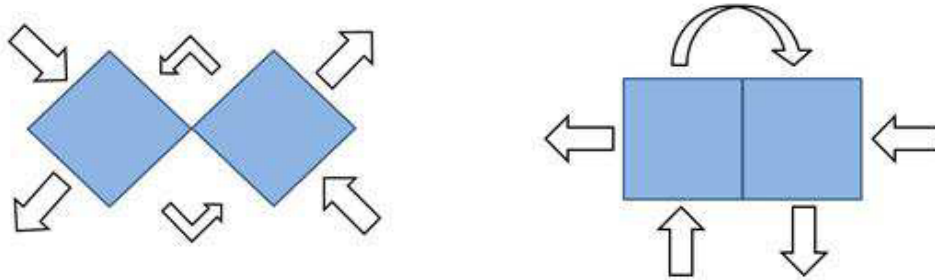
Het thermisch rendement van een luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie kan berekend worden op basis van het thermisch rendement van een referentieluchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie volgens de volgende voorwaarden en bepalingmethode.

Om te behoren tot eenzelfde serie moet de te evalueren luchtbehandelingsgroep voor alle volgende criteria gelijk zijn aan de referentieluchtbehandelingsgroep:

- fabrikant van de gehele luchtbehandelingsgroep;
- fabrikant van de warmtewisselaar;
- categorie (zie NBN EN 308) en type (enkelvoudige kruisstroom, dubbele kruisstroom, tegenstroom, warmtewiel of statische regenerator) van warmtewisselaar;
- vorm voor dubbele kruisstroom: ligging van beide warmtewisselaars ten opzichte van elkaar (lijnvormig of vlakvormig contact - zie Figuur [1]);

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

Figuur [1]: Lijn- (links) of vlakvormig (rechts) contact van twee kruisstroomwarmtewisselaars



- de opstelling van de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep, hetzij haaks op, hetzij in de langsrichting van de luchtstroming doorheen de luchtbehandelingsgroep;
- opbouw van de luchtbehandelingsgroep: chassis met invulwanden of zelfdragende wanden, samenstelling van de wanden (gebruikte materialen voor het omhulsel en de isolatie);
- de positie van de ventilatoren ten opzichte van de warmtewisselaar (dit wil zeggen: de ventilator bevindt zich in beide luchtbehandelingsgroepen op positie 11 of in beide luchtbehandelingsgroepen op positie 12. Idem voor 21 en 22 - zie figuren in § 5.10).

Bepaal het thermisch rendement η_{test} van een luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie bij het volumedebiet $q_{v,\text{proj}}$ als volgt:

Indien $q_{v,\text{proj}} \leq q_{v,\text{ser}}$ geldt:

$$\text{Eq. 5} \quad \eta_{\text{test}} = \eta_{\text{ser}} \quad (-)$$

Indien $q_{v,\text{ser}} < q_{v,\text{proj}} \leq 1,56 \cdot q_{v,\text{ser}}$ geldt:

$$\text{Eq. 6} \quad \eta_{\text{test}} = \eta_{\text{ser}} - \frac{0,05}{(1,56 - 1)} \cdot \frac{(q_{v,\text{proj}} - q_{v,\text{ser}})}{q_{v,\text{ser}}} \quad (-)$$

Indien $q_{v,\text{proj}} > 1,56 \cdot q_{v,\text{ser}}$ geldt: $\eta_{\text{test}} = 0$.

met:

$q_{v,\text{proj}}$ het volumedebiet waarvoor een thermisch rendement wordt opgegeven voor de bepaling van het primair energieverbruik van gebouwen, in m^3/h . Dit volumedebiet is in het kader van deze bijlage 'het volumedebiet tijdens de proef zoals gedefinieerd in bijlage G' waarnaar verwezen wordt in B.2 van bijlage EPW;

$q_{v,\text{ser}}$ het volumedebiet waarvoor het berekende thermisch rendement van een luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie geldig is, in m^3/h , bepaald volgens § 5.7;

η_{ser} het berekende thermisch rendement van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie volgens § 5.2, bij het volumedebiet $q_{v,\text{ser}}$, (-).

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

5.2 Bepaling η_{ser}

Bepaal het berekende thermisch rendement van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, η_{ser} , als volgt:

- voor een luchtbehandelingsgroep met een enkelvoudige kruisstroomwarmtewisselaar:

$$\text{Eq. 7} \quad \eta_{ser} = 0,90 \cdot \eta_{ser1} \quad (-)$$

- voor een luchtbehandelingsgroep met een dubbele kruisstroomwarmtewisselaar:

$$\text{Eq. 8} \quad \eta_{ser} = 0,90 \cdot \min\left(\eta_{ser1}; \frac{\eta_{ser1} + \eta_{ser2}}{2}\right) \quad (-)$$

- voor een luchtbehandelingsgroep met een tegenstroomwarmtewisselaar:

$$\text{Eq. 9} \quad \eta_{ser} = 0,95 \cdot \min\left(\eta_{ahu,ref}; \frac{\eta_{ser1} + \eta_{ser2}}{2}\right) \quad (-)$$

- voor een luchtbehandelingsgroep met een regenerator (warmtewiel of statische regenerator):

$$\text{Eq. 10} \quad \eta_{ser} = 0,95 \cdot \min(\eta_{ahu,ref}; \eta_{ser3}) \quad (-)$$

met

η_{ser1} het thermisch rendement van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie volgens methode 1, zoals beschreven in § 5.4, (-);

η_{ser2} het thermisch rendement van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, volgens methode 2, zoals beschreven in § 5.5, (-);

$\eta_{ahu,ref}$ het thermisch rendement van de referentieluchtbehandelingsgroep bij de volumedebieten $q_{v11,ref}$ en $q_{v22,ref}$, bepaald volgens § 5.3, (-);

η_{ser3} het thermisch rendement van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, volgens methode 3, zoals beschreven in § 5.6, (-).

5.3 Bepaling $\eta_{ahu,ref}$

Bepaal het thermisch rendement $\eta_{ahu,ref}$ van de referentieluchtbehandelingsgroep bij de volumedebieten $q_{v11,ref}$ en $q_{v22,ref}$, als volgt:

$$\text{Eq. 11} \quad \eta_{ahu,ref} = \eta_{ahu,test} \quad (-)$$

ofwel:

$$\text{Eq. 12} \quad \eta_{ahu,ref} = 0,85 \cdot \eta_{hx,test} \quad (-)$$

met:

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

$\eta_{ahu, test}$ het thermisch rendement van de luchtbehandelingsgroep uit de proef volgens § 6, bij de volumedebieten $q_{v11, test}$ en $q_{v22, test}$, (-);

$\eta_{hx, test}$ het thermisch rendement van de warmtewisselaar uit de proef volgens § 6, bij de volumedebieten $q_{v11, test}$ en $q_{v22, test}$, (-).

De volumedebieten waarvoor het thermisch rendement van de referentieluchtbehandelingsgroep geldig is, $q_{v11, ref}$ en $q_{v22, ref}$, worden gelijkgesteld aan respectievelijk $q_{v11, test}$ en $q_{v22, test}$.

5.4 Bepaling η_{ser1} (methode 1)

Bepaal het thermisch rendement van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie volgens methode 1, η_{ser1} als volgt:

$$\text{Eq. 13} \quad \eta_{ser1} = 1 - \exp\left[NTU_{ser1}^{0.22} \cdot \left\{\exp(-NTU_{ser1}^{0.78}) - 1\right\}\right] \quad (-)$$

met:

NTU_{ser1} de NTU van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie volgens methode 1, zoals hieronder bepaald, (-).

Bepaal de NTU van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie volgens methode 1, NTU_{ser1} , als volgt:

$$\text{Eq. 14} \quad NTU_{ser1} = NTU_{ref1} \cdot \frac{S_{ser} \cdot (n_{channels, ser} \cdot 2 - 2) \cdot \min(q_{v11, ref}; q_{v22, ref})}{S_{ref} \cdot (n_{channels, ref} \cdot 2 - 2) \cdot q_{v, ser}} \quad (-)$$

met:

NTU_{ref1} de NTU van de referentieluchtbehandelingsgroep volgens methode 1, zoals hieronder bepaald, (-);

S_{ser} de karakteristieke warmtewisselende oppervlakte van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, bepaald volgens § 5.8, in m^2 ;

S_{ref} de karakteristieke warmtewisselende oppervlakte van de referentieluchtbehandelingsgroep, bepaald volgens § 5.8, in m^2 ;

$n_{channels, ser}$ het aantal kanalen in de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, bepaald volgens § 5.9, (-);

$n_{channels, ref}$ het aantal kanalen in de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep, bepaald volgens § 5.9, (-);

$q_{v11, ref}$ het gemeten volumedebiet van de afvoerlucht, in m^3/h , waarvoor het thermisch rendement $\eta_{ahu, ref}$ geldig is, bepaald volgens § 5.3;

$q_{v22, ref}$ het gemeten volumedebiet van de toevoerlucht, in m^3/h , waarvoor het thermisch rendement $\eta_{ahu, ref}$ geldig is, bepaald volgens § 5.3;

$q_{v, ser}$ het volumedebiet waarvoor het berekende thermisch rendement van een luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie geldig is, bepaald volgens § 5.7 (m^3/h).

Bepaal de NTU van de referentieluchtbehandelingsgroep volgens methode 1, NTU_{ref1} , voor een gegeven $\eta_{ahu, ref}$. Dit gebeurt aan de hand van volgende formule en op iteratieve wijze tot de afwijking kleiner is dan 0,0001:

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

$$\text{Eq. 15} \quad \eta_{\text{ahu,ref}} = 1 - \exp\left[NTU_{\text{ref1}}^{0,22} \cdot \left\{ \exp(-NTU_{\text{ref1}}^{0,78}) - 1 \right\}\right] \quad (-)$$

met:

NTU_{ref1} de NTU van de referentieluchtbehandelingsgroep volgens methode 1, (-);

$\eta_{\text{ahu,ref}}$ het thermisch rendement van de referentieluchtbehandelingsgroep bij de volumedebieten $q_{v11,ref}$ en $q_{v22,ref}$, bepaald volgens § 5.3, (-).

5.5 Bepaling η_{ser2} (methode 2)

Bepaal het thermisch rendement van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie bepaald volgens methode 2, η_{ser2} , als volgt:

$$\text{Eq. 16} \quad \eta_{\text{ser2}} = \frac{NTU_{\text{ser2}}}{1 + NTU_{\text{ser2}}} \quad (-)$$

met:

NTU_{ser2} de NTU van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie volgens methode 2, zoals hieronder bepaald, (-).

Bepaal de NTU van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie volgens methode 2, NTU_{ser2} , als volgt:

$$\text{Eq. 17} \quad NTU_{\text{ser2}} = NTU_{\text{ref2}} \cdot \frac{S_{\text{ser}} \cdot (n_{\text{channels,ser}} \cdot 2 - 2) \cdot \min(q_{v11,ref}; q_{v22,ref})}{S_{\text{ref}} \cdot (n_{\text{channels,ref}} \cdot 2 - 2) \cdot q_{v,ser}} \quad (-)$$

met:

NTU_{ref2} de NTU van de referentieluchtbehandelingsgroep volgens methode 2, zoals hieronder bepaald, (-);

S_{ser} de karakteristieke warmtewisselende oppervlakte van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, bepaald volgens § 5.8, in m^2 ;

S_{ref} de karakteristieke warmtewisselende oppervlakte van de referentieluchtbehandelingsgroep, bepaald volgens § 5.8, in m^2 ;

$n_{\text{channels,ser}}$ het aantal kanalen in de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, bepaald volgens § 5.9, (-);

$n_{\text{channels,ref}}$ het aantal kanalen in de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep, bepaald volgens § 5.9, (-);

$q_{v11,ref}$ het gemeten volumedebiet van de afvoerlucht, in m^3/h , waarvoor het thermisch rendement $\eta_{\text{ahu,ref}}$ geldig is, bepaald volgens § 5.3;

$q_{v22,ref}$ het gemeten volumedebiet van de toevoerlucht, in m^3/h , waarvoor het thermisch rendement $\eta_{\text{ahu,ref}}$ geldig is, bepaald volgens § 5.3;

$q_{v,ser}$ het volumedebiet waarvoor het berekende thermisch rendement van een luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie geldig is, in m^3/h , bepaald volgens § 5.7

Bepaal de NTU van de referentieluchtbehandelingsgroep volgens methode 2, NTU_{ref2} , als volgt:

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

$$\text{Eq. 18} \quad \text{NTU}_{\text{ref}2} = \frac{\eta_{\text{ahu,ref}}}{1 - \eta_{\text{ahu,ref}}} \quad (-)$$

met:

$\eta_{\text{ahu,ref}}$ het thermisch rendement van de referentieluchtbehandelingsgroep bij de volumedebieten $q_{v11,\text{ref}}$ en $q_{v22,\text{ref}}$, bepaald volgens § 5.3, (-).

5.6 Bepaling van $\eta_{\text{ser}3}$ (methode 3)

Bepaal het thermisch rendement van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie bepaald volgens methode 3, $\eta_{\text{ser}3}$, als volgt:

$$\text{Eq. 19} \quad \eta_{\text{ser}3} = C_f \cdot \eta_{\text{ser,id}} \quad (-)$$

met:

C_f een correctie op het thermisch rendement door het effect van de thermische capaciteit, zoals bepaald in 5.6.1, (-);

$\eta_{\text{ser,id}}$ de ideale waarde van het thermisch rendement van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, zoals bepaald in 5.6.2, (-).

5.6.1 Correctie voor de thermische capaciteit van het regeneratormateriaal

Bepaal de correctie voor de thermische capaciteit van het regeneratormateriaal, C_f , als volgt:

Als $L_{\text{ser}} \geq L_{\text{ref}}$, $N_{\text{ser}} \geq N_{\text{ref}}$, $\phi^* = 1$:

$$\text{Eq. 20} \quad C_f = 1 \quad (-)$$

In het andere geval geldt:

$$\text{Eq. 21} \quad C_f = 1 - \frac{1}{9} C_r^{*-1.93} \quad (-)$$

waarin:

$$\text{Eq. 22} \quad C_r^* = C_{\text{ref}} \cdot \frac{L_{\text{ser}}}{L_{\text{ref}}} \cdot \frac{A_{\text{fr,ser}}}{A_{\text{fr,ref}}} \cdot \phi^* \cdot \frac{N_{\text{ser}}}{N_{\text{ref}}} \cdot \frac{\min(q_{v11,\text{ref}}, q_{v22,\text{ref}})}{q_{v,\text{ser}}} \quad (-)$$

met:

L_{ser} de diepte van het regeneratormateriaal gemeten loodrecht op het frontale oppervlak van de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, in m;

L_{ref} de diepte van het regeneratormateriaal gemeten loodrecht op het frontale oppervlak van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep, in m;

N_{ser} het toerental of de schakelfrequentie van de regenerator in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie in toeren per seconde of perioden per seconde;

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

N_{ref}	het toerental of de schakelfrequentie van de regenerator in de referentieluchtbehandelingsgroep in toeren per seconde of perioden per seconde;
ϕ^*	een parameter die rekening houdt met het effect van de volumetrische warmtecapaciteit, bepaald volgens 5.6.3, (-);
C_r^*	een parameter die rekening houdt met het effect van de thermische capaciteit, (-);
C_{ref}	de verhouding van de thermische capaciteit van de warmte-accumulerende massa van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep en de thermische capaciteit geassocieerd met het debiet waarbij de berekende waarde $\eta_{ser,id}$ geldig is, zoals bepaald in 5.6.4, zoals hieronder bepaald, (-);
$A_{fr,ref}$	de frontale oppervlakte van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep, dit is de oppervlakte van de projectie van de omhullende van de warmtewisselaar op een vlak loodrecht op de stroming aan de inlaat, in m^2 ;
$A_{fr,ser}$	de frontale oppervlakte van de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, dit is de oppervlakte van de projectie van de omhullende van de warmtewisselaar op een vlak loodrecht op de stroming aan de inlaat, in m^2 ;
$Q_{v11,ref}$	het gemeten volumedebiet van de afvoerlucht, in m^3/h , waarvoor het thermisch rendement $\eta_{ahu,ref}$ geldig is, bepaald volgens § 5.3;
$Q_{v22,ref}$	het gemeten volumedebiet van de toevoerlucht, in m^3/h , waarvoor het thermisch rendement $\eta_{ahu,ref}$ geldig is, bepaald volgens § 5.3;
$Q_{v,ser}$	het debiet waarbij de berekende waarde $\eta_{ser,id}$ geldig is, zoals bepaald in 5.6.4, in m^3/h .

De waarde bij ontstentenis voor C_{ref} bedraagt 2. C_{ref} kan ook in detail bepaald worden volgens:

$$\text{Eq. 23} \quad C_{ref} = L_{ref} \cdot A_{fr,ref} \cdot (1 - \sigma_{ref}) \cdot \rho_{w,ref} \cdot C_{w,ref} \cdot N_{ref} \cdot \frac{1}{1,2 \cdot \max(Q_{v11,ref}; Q_{v22,ref})} \quad (-)$$

met:

L_{ref}	de diepte van het regeneratormateriaal gemeten loodrecht op het frontale oppervlak van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep, in m;
$A_{fr,ref}$	de frontale oppervlakte van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep, dit is de oppervlakte van de projectie van de omhullende van de warmtewisselaar op een vlak loodrecht op de stroming aan de inlaat, in m^2 ;
σ_{ref}	de porositeit van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep, zoals bepaald in 5.6.3, (-);
$\rho_{w,ref}$	de dichtheid van het regeneratormateriaal bij de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep, in kg/m^3 ;
$C_{w,ref}$	de warmtecapaciteit van het regeneratormateriaal bij de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep, in $kJ/(kg.K)$;
N_{ref}	het toerental of de schakelfrequentie van de regenerator in de referentieluchtbehandelingsgroep in toeren per seconde of perioden per seconde;

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

5.6.2 Bepaling van de ideale waarde van het thermisch rendement van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie

Bepaal de ideale waarde van het thermisch rendement van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, $\eta_{ser,id}$, als volgt:

$$\text{Eq. 24} \quad \eta_{ser,id} = \frac{NTU_{ser}}{1+NTU_{ser}} \quad (-)$$

met:

$$\text{Eq. 25} \quad NTU_{ser} = NTU_{ref} \frac{\min(q_{v11,ref}; q_{v22,ref}) A_{fr,ser} \cdot L_{ser}}{A_{fr,ref} \cdot L_{ref} q_{v,ser}} \cdot \frac{\beta^*}{D_h^*} \quad (-)$$

waarin:

NTU_{ser}	de NTU van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, (-);
NTU_{ref}	de NTU van de referentieluchtbehandelingsgroep zoals hieronder bepaald, (-);
$q_{v11,ref}$	het gemeten volumedebiet van de afvoerlucht, in m ³ /h, waarvoor het thermisch rendement $\eta_{ahu,ref}$ geldig is, bepaald volgens § 5.3;
$q_{v22,ref}$	het gemeten volumedebiet van de toevoerlucht, in m ³ /h, waarvoor het thermisch rendement $\eta_{ahu,ref}$ geldig is, bepaald volgens § 5.3;
$A_{fr,ref}$	de frontale oppervlakte van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep, dit is de oppervlakte van de projectie van de omhullende van de warmtewisselaar op een vlak loodrecht op de stroming aan de inlaat, in m ² ;
L_{ref}	de diepte van het regeneratormateriaal gemeten loodrecht op het frontale oppervlak van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep, in m;
$A_{fr,ser}$	de frontale oppervlakte van de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, dit is de oppervlakte van de projectie van de omhullende van de warmtewisselaar op een vlak loodrecht op de stroming aan de inlaat, in m ² ;
L_{ser}	de diepte van het regeneratormateriaal gemeten loodrecht op het frontale oppervlak van de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, in m;
$q_{v,ser}$	het debiet waarbij de berekende waarde $\eta_{ser,id}$ geldig is, zoals bepaald in 5.6.4, in m ³ /h;
β^*	de verhouding van de oppervlaktedensiteit van de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie en de oppervlaktedensiteit van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep, zoals bepaald in 5.6.3, (-);
D_h^*	een parameter die rekening houdt met het effect van de hydraulische diameter op de warmteoverdrachtscoëfficiënt, (-).

Bepaal de NTU van de referentieluchtbehandelingsgroep, NTU_{ref} , als volgt:

$$\text{Eq. 26} \quad NTU_{ref} = \frac{\eta_{ahu,ref}}{1-\eta_{ahu,ref}} \quad (-)$$

Met:

$\eta_{ahu,ref}$ het thermisch rendement van de referentieluchtbehandelingsgroep bij de volumedebieten $q_{v11,ref}$ en $q_{v22,ref}$, bepaald volgens § 5.3, (-).

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

5.6.3 Bepaling van de geometrische parameters β^* en D_h^* en materiaalparameter ϕ^*

Bepaal de geometrische parameters en de materiaalparameter als volgt:

- Indien voor een regenerator met gebogen platen golfhoogte, golfhoogte, plaatdikte en materiaalsoort hetzelfde zijn, of voor een regenerator met vlakke platen de afstand tussen de platen, plaatdikte en materiaalsoort hetzelfde zijn, geldt:

$$\text{Eq. 27} \quad \beta^*=1, D_h^*=1, \phi^*=1 \quad (-)$$

- In het andere geval geldt:

$$\text{Eq. 28} \quad \phi^* = \frac{1-\sigma_{ser}}{1-\sigma_{ref}} \cdot \frac{c_{w,ser}}{c_{w,ref}} \cdot \frac{\rho_{w,ser}}{\rho_{w,ref}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 29} \quad \beta^* = \frac{\beta_{ser}}{\beta_{ref}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 30} \quad D_h^* = \max\left(\frac{\sigma^*}{\beta^*}; 1\right) \quad (-)$$

waarin:

$$\text{Eq. 31} \quad \sigma^* = \frac{\sigma_{ser}}{\sigma_{ref}} \quad (-)$$

en met:

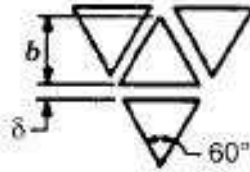
σ_{ser}	de porositeit van de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, zoals hieronder bepaald, (-);
σ_{ref}	de porositeit van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep, zoals hieronder bepaald, (-);
$c_{w,ser}$	de warmtecapaciteit van het regeneratormateriaal bij de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, in kJ/(kg.K);
$c_{w,ref}$	de warmtecapaciteit van het regeneratormateriaal bij de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep, in kJ/(kg.K);
$\rho_{w,ser}$	de dichtheid van het regeneratormateriaal bij de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, in kg/m ³ ;
$\rho_{w,ref}$	de dichtheid van het regeneratormateriaal bij de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep, in kg/m ³ ;
β_{ser}	de oppervlaktedensiteit van de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, zoals hieronder bepaald, in m ² /m ³ ;
β_{ref}	de oppervlaktedensiteit van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep, zoals hieronder bepaald, in m ² /m ³ ;
σ^*	de verhouding van de porositeit van de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie en de porositeit van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep, (-).

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

Bepaal de porositeit (fractie volume van het totale volume ingenomen door lucht) en de oppervlaktedensiteit (warmtewisselend oppervlak per eenheid van volume) van een warmtewisselaar als volgt:

- voor een regenerator met gebogen platen:

Figuur [2]: Schematische voorstelling van de kanalen voor een regenerator met gebogen platen



$$\text{Eq. 32} \quad \sigma_{\text{ref}} = \frac{4 \cdot b_{\text{ref}}^2}{(2 \cdot b_{\text{ref}} + 3 \cdot \delta_{\text{ref}})^2} \quad (-)$$

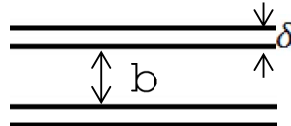
$$\text{Eq. 33} \quad \sigma_{\text{ser}} = \frac{4 \cdot b_{\text{ser}}^2}{(2 \cdot b_{\text{ser}} + 3 \cdot \delta_{\text{ser}})^2} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 34} \quad \beta_{\text{ref}} = \frac{24 \cdot b_{\text{ref}}}{(2 \cdot b_{\text{ref}} + 3 \cdot \delta_{\text{ref}})^2} \quad (\text{m}^2 / \text{m}^3)$$

$$\text{Eq. 35} \quad \beta_{\text{ser}} = \frac{24 \cdot b_{\text{ser}}}{(2 \cdot b_{\text{ser}} + 3 \cdot \delta_{\text{ser}})^2} \quad (\text{m}^2 / \text{m}^3)$$

- voor een regenerator met vlakke platen:

Figuur [3]: Schematische voorstelling van de kanalen voor een regenerator met vlakke platen



$$\text{Eq. 36} \quad \sigma_{\text{ref}} = \frac{b_{\text{ref}}}{b_{\text{ref}} + \delta_{\text{ref}}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 37} \quad \sigma_{\text{ser}} = \frac{b_{\text{ser}}}{b_{\text{ser}} + \delta_{\text{ser}}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 38} \quad \beta_{\text{ref}} = \frac{2}{b_{\text{ref}} + \delta_{\text{ref}}} \quad (\text{m}^2 / \text{m}^3)$$

$$\text{Eq. 39} \quad \beta_{\text{ser}} = \frac{2}{b_{\text{ser}} + \delta_{\text{ser}}} \quad (\text{m}^2 / \text{m}^3)$$

met:

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

b_{ref}	de hoogte van een kanaal beschikbaar voor de stroming in de warmtewisselaar van de referentieluchtbehandelingsgroep, in m (zie figuren 2 en 3);
δ_{ref}	de dikte van het plaatmateriaal in de warmtewisselaar van de referentieluchtbehandelingsgroep, in m (zie figuren 2 en 3);
b_{ser}	de hoogte van een kanaal beschikbaar voor de stroming in de warmtewisselaar van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, in m (zie figuren 2 en 3);
δ_{ser}	de dikte van het plaatmateriaal in de warmtewisselaar van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, in m (zie figuren 2 en 3).

5.6.4 Bepaling van het volumedebiet waarvoor de berekende ideale waarde van het thermisch rendement van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie geldig is

Bepaal het volumedebiet waarvoor de berekende ideale waarde van het thermisch rendement van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie geldig is, als volgt:

$$\text{Eq. 40} \quad q_{v,ser} = \max(q_{v11,ref}; q_{v22,ref}) \cdot \frac{A_{fr,ser}}{A_{fr,ref}} \cdot \sigma^* \quad (-)$$

met:

$q_{v11,ref}$	het gemeten volumedebiet van de afvoerlucht, in m ³ /h, waarvoor het thermisch rendement $\eta_{ahu,ref}$ geldig is, bepaald volgens § 5.3;
$q_{v22,ref}$	het gemeten volumedebiet van de toevoerlucht, in m ³ /h, waarvoor het thermisch rendement $\eta_{ahu,ref}$ geldig is, bepaald volgens § 5.3;
$A_{fr,ref}$	de frontale oppervlakte van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep, dit is de oppervlakte van de projectie van de omhullende van de warmtewisselaar op een vlak loodrecht op de stroming aan de inlaat, in m ² ;
$A_{fr,ser}$	de frontale oppervlakte van de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, dit is de oppervlakte van de projectie van de omhullende van de warmtewisselaar op een vlak loodrecht op de stroming aan de inlaat, in m ² ;
σ^*	de verhouding van de porositeit van de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie en de porositeit van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep, zoals bepaald in 5.6.3, (-).

5.7 Bepaling van het volumedebiet waarvoor het berekende thermisch rendement van een luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie geldig is

Bepaal het volumedebiet waarvoor het berekende rendement van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie geldig is, als volgt:

$$\text{Eq. 41} \quad q_{v,ser} = \max(q_{v11,ser}; q_{v22,ser}) \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

met:

$q_{v11,ser}$	het volumedebiet van de afvoerlucht, waarvoor het hier berekende thermisch rendement van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie kan worden gehanteerd, zoals hieronder bepaald, in m ³ /h;
---------------	---

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

$q_{v22,ser}$ het volumedebiet van de toevoerlucht, waarvoor het hier berekende thermisch rendement van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie kan worden gehanteerd, zoals hieronder bepaald, in m^3/h .

Bepaal de volumedebieten als volgt:

- voor een luchtbehandelingsgroep met een enkelvoudige kruisstroomwarmtewisselaar of een dubbele kruisstroomwarmtewisselaar:

$$\text{Eq. 42} \quad q_{v11,ser} = q_{v11,ref} \cdot \frac{A_{ser} \cdot (F_{11,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{A_{ref} \cdot (F_{11,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (m^3/h)$$

$$\text{Eq. 43} \quad q_{v22,ser} = q_{v22,ref} \cdot \frac{B_{ser} \cdot (F_{22,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{B_{ref} \cdot (F_{22,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (m^3/h)$$

- voor een luchtbehandelingsgroep met een tegenstroomwarmtewisselaar en met $\frac{B_{ser}}{B_{ref}} \leq \frac{D_{ser}}{D_{ref}}$:

$$\text{Eq. 44} \quad q_{v11,ser} = q_{v11,ref} \cdot \frac{D_{ser} \cdot (F_{11,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{D_{ref} \cdot (F_{11,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (m^3/h)$$

$$\text{Eq. 45} \quad q_{v22,ser} = q_{v22,ref} \cdot \frac{D_{ser} \cdot (F_{22,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{D_{ref} \cdot (F_{22,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (m^3/h)$$

- voor een luchtbehandelingsgroep met een tegenstroomwarmtewisselaar en met $\frac{B_{ser}}{B_{ref}} > \frac{D_{ser}}{D_{ref}}$:

$$\text{Eq. 46} \quad q_{v11,ser} = q_{v11,ref} \cdot \frac{B_{ser} \cdot (F_{11,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{B_{ref} \cdot (F_{11,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (m^3/h)$$

$$\text{Eq. 47} \quad q_{v22,ser} = q_{v22,ref} \cdot \frac{B_{ser} \cdot (F_{22,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{B_{ref} \cdot (F_{22,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (m^3/h)$$

- voor een luchtbehandelingsgroep met een warmtewiel of een statische regenerator:

$$\text{Eq. 48} \quad q_{v11,ser} = q_{v11,ref} \cdot \frac{S_{free,ser}}{S_{free,ref}} \quad (m^3/h)$$

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

$$\text{Eq. 49} \quad q_{v22,ser} = q_{v22,ref} \cdot \frac{S_{free,ser}}{S_{free,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

met:

$q_{v11,ref}$	het gemeten volumedebiet van de afvoerlucht, in m^3/h , waarvoor het thermisch rendement $\eta_{ahu,ref}$ geldig is, bepaald volgens § 5.3;
$q_{v22,ref}$	het gemeten volumedebiet van de toevoerlucht, in m^3/h , waarvoor het thermisch rendement $\eta_{ahu,ref}$ geldig is, bepaald volgens § 5.3;
A_{ser}	karacteristieke afmeting A van de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie (zie figuren in § 5.10), in m;
A_{ref}	karacteristieke afmeting A van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep (zie figuren in § 5.10), in m;
B_{ser}	karacteristieke afmeting B van de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie (zie figuren in § 5.10), in m;
B_{ref}	karacteristieke afmeting B van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep (zie figuren in § 5.10), in m;
D_{ser}	karacteristieke afmeting D van de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie (zie figuren in § 5.10), in m;
D_{ref}	karacteristieke afmeting D van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep (zie figuren in § 5.10), in m;
$F_{11,ser}$	karacteristieke afmeting F_{11} (aan de afvoerluchtzijde) van de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie (hart-hart afstand, zie figuren in § 5.10), in m;
$F_{11,ref}$	karacteristieke afmeting F_{11} (aan de afvoerluchtzijde) van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep (hart-hart afstand, zie figuren in § 5.10), in m;
$F_{22,ser}$	karacteristieke afmeting F_{22} (aan de toevoerluchtzijde) van de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie (hart-hart afstand, zie figuren in § 5.10), in m;
$F_{22,ref}$	karacteristieke afmeting F_{22} (aan de toevoerluchtzijde) van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep (hart-hart afstand, zie figuren in § 5.10), in m;
G_{ser}	karacteristieke afmeting G van de warmtewisselaar in een luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie (plaatdikte, zie figuren in § 5.10), in m;
G_{ref}	karacteristieke afmeting G van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep (plaatdikte, zie figuren in § 5.10), in m;
$n_{channels,ser}$	het aantal kanalen in de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, zoals bepaald in § 5.5, (-);
$n_{channels,ref}$	het aantal kanalen in de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep, zoals bepaald in § 5.5, (-);
$S_{free,ser}$	de vrije doorstroomoppervlakte in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, in m^2 ;
$S_{free,ref}$	de vrije doorstroomoppervlakte in de referentieluchtbehandelingsgroep, in m^2 .

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

5.8 Bepaling van de karakteristieke warmtewisselende oppervlakte

Bepaal de karakteristieke warmtewisselende oppervlakte van de referentieluchtbehandelingsgroep en een luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, S_{ref} en S_{ser} , als volgt:

- voor een luchtbehandelingsgroep met een enkelvoudige kruisstroomwarmtewisselaar:

$$\text{Eq. 50} \quad S_{ref} = A_{ref} \cdot B_{ref} \quad (m^2)$$

$$\text{Eq. 51} \quad S_{ser} = A_{ser} \cdot B_{ser} \quad (m^2)$$

- voor een luchtbehandelingsgroep met een dubbele kruisstroomwarmtewisselaar:

$$\text{Eq. 52} \quad S_{ref} = 2 \cdot A_{ref} \cdot B_{ref} \quad (m^2)$$

$$\text{Eq. 53} \quad S_{ser} = 2 \cdot A_{ser} \cdot B_{ser} \quad (m^2)$$

- voor een luchtbehandelingsgroep met een tegenstroomwarmtewisselaar:

$$\text{Eq. 54} \quad S_{ref} = B_{ref} \cdot E_{ref} + \frac{(A_{ref} - E_{ref}) \cdot B_{ref}}{2} \quad (m^2)$$

$$\text{Eq. 55} \quad S_{ser} = B_{ser} \cdot E_{ser} + \frac{(A_{ser} - E_{ser}) \cdot B_{ser}}{2} \quad (m^2)$$

met:

A_{ref}	karakteristieke afmeting A van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep (zie figuren in § 5.10), in m;
A_{ser}	karakteristieke afmeting A van de warmtewisselaar in een luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie (zie figuren in § 5.10), in m;
B_{ref}	karakteristieke afmeting B van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep (zie figuren in § 5.10), in m;
B_{ser}	karakteristieke afmeting B van de warmtewisselaar in een luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie (zie figuren in § 5.10), in m;
E_{ref}	karakteristieke afmeting E van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep (zie figuren in § 5.10), in m;
E_{ser}	karakteristieke afmeting E van de warmtewisselaar in een luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie (zie figuren in § 5.10), in m.

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

5.9 Bepaling van het aantal kanalen

Bepaal voor een luchtbehandelingsgroep met enkelvoudige of dubbele kruisstroomwarmtewisselaar of met tegenstroomwarmtewisselaar, het aantal kanalen van de referentieluchtbehandelingsgroep en een luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie als volgt, waarbij het resultaat wordt afgerond naar beneden en op de eenheid:

$$\text{Eq. 56} \quad n_{\text{channels,ref}} = \frac{(C_{\text{ref}} - G_{\text{ref}})}{(F_{11,\text{ref}} + F_{22,\text{ref}})} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 57} \quad n_{\text{channels,ser}} = \frac{(C_{\text{ser}} - G_{\text{ser}})}{(F_{11,\text{ser}} + F_{22,\text{ser}})} \quad (-)$$

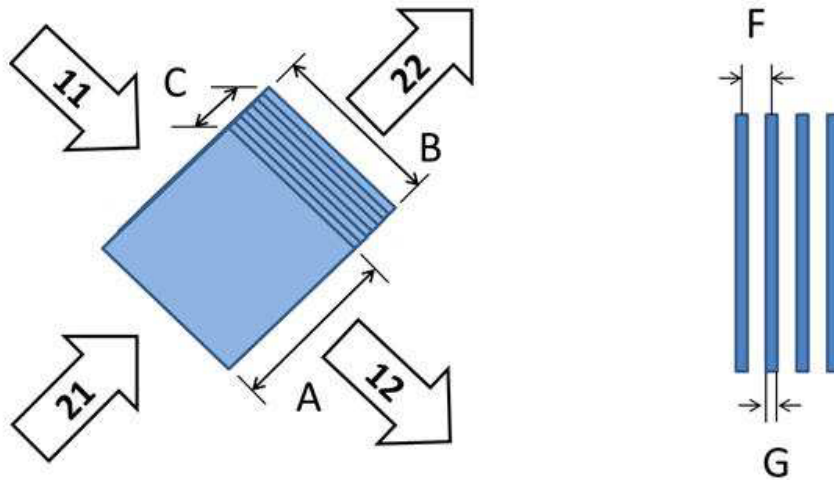
met:

C_{ref}	karakteristieke afmeting C van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep (zie figuren in § 5.10), in m;
C_{ser}	karakteristieke afmeting C van de warmtewisselaar in een luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie (zie figuren in § 5.10), in m;
$F_{11,\text{ref}}$	karakteristieke afmeting F_{11} (aan de afvoerluchtzijde) van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep (hart-hart afstand, zie figuren in § 5.10), in m;
$F_{11,\text{ser}}$	karakteristieke afmeting F_{11} (aan de afvoerluchtzijde) van de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie (hart-hart afstand, zie figuren in § 5.10), in m;
$F_{22,\text{ref}}$	karakteristieke afmeting F_{22} (aan de toevoerluchtzijde) van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep (hart-hart afstand, zie figuren in § 5.10), in m;
$F_{22,\text{ser}}$	karakteristieke afmeting F_{22} (aan de toevoerluchtzijde) van de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie (hart-hart afstand, zie figuren in § 5.10), in m;
G_{ref}	karakteristieke afmeting G van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep (plaatdikte, zie figuren in § 5.10), in m;
G_{ser}	karakteristieke afmeting G van de warmtewisselaar in een luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie (plaatdikte, zie figuren in § 5.10), in m.

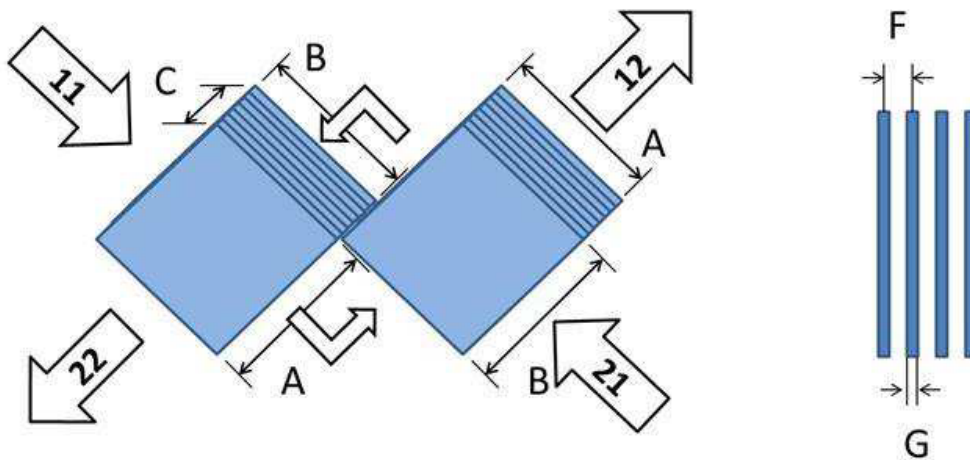
Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

5.10 Figuren ter verduidelijking

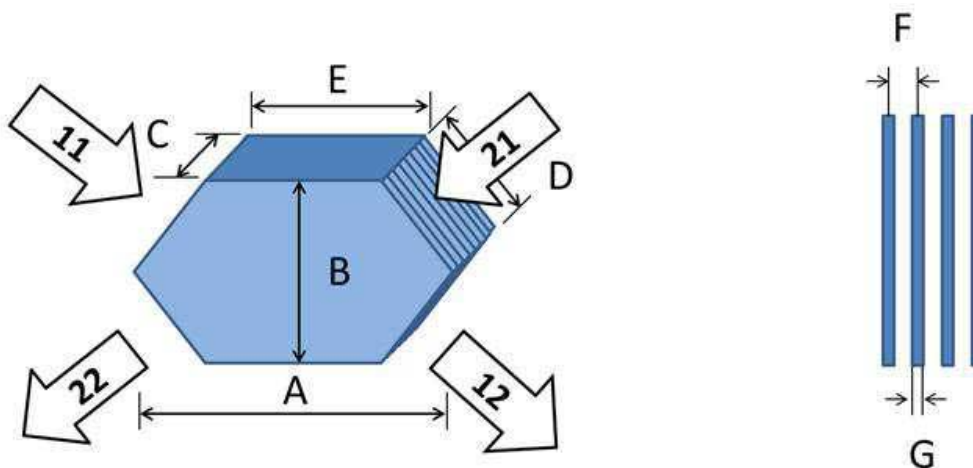
Figuur [4]: Enkelvoudige kruisstroomwarmtewisselaar



Figuur [5]: Dubbele kruisstroomwarmtewisselaar



Figuur [6]: Tegenstroomwarmtewisselaar



Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

6 Meting en berekening

6.1 Meting

6.1.1 Luchtbehandelingsgroep

Het volumedebiet van de proef, $q_{v,test}$, wordt gedefinieerd als het kleinste van de volumedebieten van de afvoerlucht ($q_{v11,test}$) en van de toevoerlucht ($q_{v22,test}$) tijdens de proef.

De proef moet uitgevoerd worden overeenkomstig de meetvereisten van § 5.5 en § 6.4 van de norm NBN EN 308 met uitzondering van de volgende punten:

- De proef moet uitgevoerd worden op het volledige (incl. omkasting, ventilatoren, enz.), ongewijzigde luchtbehandelingsgroep. Zo mag voor de proef bv. geen extra warmte-isolatie aangebracht worden.
- Er is geen vereiste betreffende de thermische balans (cfr. § 6.6 van de norm NBN EN 308).
- Er is geen vereiste betreffende de interne en externe lekken.
- Er wordt niet geëist dat de proef uitgevoerd wordt voor de verschillende combinaties van debieten van toevoerlucht en afvoerlucht zoals voorgeschreven door de norm, maar wel:
 - voor één of meerdere debieten naar keuze. Bij elk thermisch rendement horen de proefvolumedebieten ($q_{v11,test}$ en $q_{v22,test}$), die het toepassingsbereik beperken (zie § 4 en § 5);
 - bij voorkeur met een zo goed mogelijk evenwicht tussen de volumedebieten van de toevoer- en afvoerlucht.
- Beschouw bij de proef de luchttemperatuurcondities zoals vastgelegd in onderstaande tabel uit de norm NBN EN 308. Onder volgende voorwaarden mag er van deze tabel afgeweken worden:
 - mits het temperatuursverschil van 20°C tussen de inlaattemperatuur van afvoerlucht en toevoerlucht uit de EN 308 norm behouden blijft, mag de temperatuur van de afvoerlucht tussen 21°C en 31°C liggen en de temperatuur van de toevoerlucht tussen 1°C en 11°C liggen.
 - de relatieve vochtigheid van de afvoerlucht mag tussen 0 en 50% liggen.
 - deze afwijkingen opzichte van de condities zoals vastgelegd in de tabel zijn enkel toegestaan op voorwaarde dat kan aangetoond worden dat er geen vloeibaar condensaat wordt afgevoerd of geaccumuleerd tijdens de test. Hiervoor zijn er drie voldoende voorwaarden, er moet ten minste aan een van deze voorwaarden voldaan zijn om te mogen afwijken van de tabel.
 - De dauwpuntstemperatuur is gelijk aan de inlaat en de uitlaat, zowel voor de toevoerlucht als de afvoerlucht.
 - De dauwpuntstemperatuur aan de inlaat van de afvoerlucht (positie 11) is groter dan de drogeboltemperatuur aan de inlaat van de toevoerlucht (positie 21).
 - Er wordt expliciet in het meetrapport vermeld dat het om een werkingpunt gaat met enkel droge warmteoverdracht.

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

Tabel [2]: Inlaatcondities voor de afvoerlucht en de buitenlucht.

Categorie van luchtbehandelingsgroep (zie definities in NBN EN 308)	I II IIIa	IIIb
Temperatuur van de afvoerlucht	25°C	25°C
Natte bol temperatuur van de afvoerlucht	< 14°C	18°C
Temperatuur van de buitenlucht	5°C	5°C
Natte bol temperatuur van de buitenlucht	-	3°C

Het proefverslag moet minstens de volgende meetgegevens bevatten:

- de gemeten temperaturen aan alle in- en uitgangen van de luchtbehandelingsgroep: de temperatuur van de buitenlucht (t_{21}), van de toevoerlucht (t_{22}), van de afvoerlucht (t_{11}) en van de afgevoerde lucht (t_{12}), in °C;
- de gemeten volumedebieten van de toevoerlucht ($q_{v22,test}$) en van de afvoerlucht ($q_{v11,test}$), in m³/h;
- het gemeten totale elektrische vermogen opgenomen door de luchtbehandelingsgroep tijdens de proef ($P_{elec,ahu,test}$), in W. Het betreft het totale elektrische vermogen van het hele apparaat voor alle ventilatoren, alle regelingen, enz.
- de positie van de ventilatoren ten opzichte van de warmtewisselaar in het geteste apparaat.

6.1.2 Warmtewisselaar

Het volumedebiet van de proef, $q_{v,test}$, wordt gedefinieerd als het kleinste van de volumedebieten van de afvoerlucht ($q_{v11,test}$) en van de toevoerlucht ($q_{v22,test}$) tijdens de proef.

De proef moet uitgevoerd worden overeenkomstig de meetvereisten van § 5.5 en § 6.4 van de norm NBN EN 308 met uitzondering van de volgende punten.

- Er is geen vereiste betreffende de thermische balans (cfr. § 6.6 van de norm NBN EN 308).
- Er is geen vereiste betreffende de interne en externe lekken.
- Er wordt niet geëist dat de proef uitgevoerd wordt voor de verschillende combinaties van debieten van toevoerlucht en afvoerlucht zoals voorgeschreven door de norm, maar wel:
 - voor één of meerdere debieten naar keuze. Bij elk thermisch rendement horen de proefvolumedebieten ($q_{v11,test}$ en $q_{v22,test}$), die het toepassingsbereik beperken (zie § 4 en § 5);
 - bij voorkeur met een zo goed mogelijk evenwicht tussen de volumedebieten van de toevoer- en afvoerlucht.
- Beschouw bij de proef de luchttemperatuurcondities zoals vastgelegd in onderstaande tabel uit de norm NBN EN 308. Onder volgende voorwaarden mag er van deze tabel afgeweken worden:
 - mits het temperatuurverschil van 20°C tussen de inlaattemperatuur van afvoerlucht en toevoerlucht uit de EN 308 norm behouden blijft, mag de

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

temperatuur van de afvoerlucht tussen 21°C en 31°C liggen en de temperatuur van de toevoerlucht tussen 1°C en 11°C liggen.

- de relatieve vochtigheid van de afvoerlucht mag tussen 0 en 50% liggen.
- deze afwijkingen opzichte van de condities zoals vastgelegd in de tabel zijn enkel toegestaan op voorwaarde dat kan aangetoond worden dat er geen vloeibaar condensaat wordt afgevoerd of geaccumuleerd tijdens de test. Hiervoor zijn er drie voldoende voorwaarden, er moet ten minste aan een van deze voorwaarden voldaan zijn om te mogen afwijken van de tabel.
 - De dauwpuntstemperatuur is gelijk aan de inlaat en de uitlaat, zowel voor de toevoerlucht als de afvoerlucht.
 - De dauwpuntstemperatuur aan de inlaat van de afvoerlucht (positie 11) is lager dan de drogeboltemperatuur aan de inlaat van de toevoerlucht (positie 21).
 - Er wordt expliciet in het meetrapport vermeld dat het om een werkingpunt gaat met enkel overdracht van voelbare warmte.

Tabel [3]: Inlaatcondities voor de afvoerlucht en de buitenlucht.

Categorie van luchtbehandelingsgroep waarvoor de warmtewisselaar bestemd is	I II IIIa	IIIb
Temperatuur van de afvoerlucht	25°C	25°C
Natte bol temperatuur van de afvoerlucht	< 14°C	18°C
Temperatuur van de buitenlucht	5°C	5°C
Natte bol temperatuur van de buitenlucht		3°C

Het proefverslag moet minstens de volgende meetgegevens bevatten:

- de gemeten temperaturen aan alle in- en uitgangen van de warmtewisselaar: de temperatuur van de buitenlucht (t_{21}), van de toevoerlucht (t_{22}), van de afvoerlucht (t_{11}) en van de afgevoerde lucht (t_{12}), in °C;
- de gemeten volumedebieten van de toevoerlucht ($q_{v22,test}$) en van de afvoerlucht ($q_{v11,test}$), in m³/h.

6.2 Berekening

6.2.1 Luchtbehandelingsgroep

Het thermisch rendement van een luchtbehandelingsgroep wordt gegeven door:

$$\text{Eq. 58} \quad \eta_{ahu,test} = \frac{(\eta_{ahu,test,sup} + \eta_{ahu,test,eha})}{2} \quad (-)$$

De temperatuursverhoudingen langs de toeverzijde ($\eta_{ahu,test,sup}$) en langs de afvoerzijde ($\eta_{ahu,test,eha}$) worden berekend aan de hand van de tijdens de proef gemeten temperaturen en bij conventie als volgt gecorrigeerd voor de warmte afkomstig van het elektrisch energieverbruik:

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

$$\text{Eq. 59} \quad \eta_{\text{ahu, test, sup}} = \frac{t_{22} - \Delta t_{22} - t_{21} - \Delta t_{21}}{t_{11} + \Delta t_{11} - t_{21} - \Delta t_{21}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 60} \quad \eta_{\text{ahu, test, eha}} = \frac{t_{11} + \Delta t_{11} - t_{12} + \Delta t_{12}}{t_{11} + \Delta t_{11} - t_{21} - \Delta t_{21}} \quad (-)$$

Hierbij worden de temperatuursverschillen overeenkomstig de positie van de ventilatoren bij conventie berekend volgens één van de 4 configuraties in de onderstaande tabel:

Tabel [4]: Correctiefactoren voor de positionering van de ventilatoren

		Afvoerventilator	
		In de positie afvoerlucht (11)	In de positie afgevoerde lucht (12)
Toevoerventilator	In de positie buitenlucht (21)	$\Delta t_{11} = \frac{0,5 \cdot P_{\text{elec,ahu,test}}}{0,34 \cdot q_{v11,\text{test}}}$ $\Delta t_{21} = \frac{0,5 \cdot P_{\text{elec,ahu,test}}}{0,34 \cdot q_{v22,\text{test}}}$ $\Delta t_{22} = \Delta t_{12} = 0$	$\Delta t_{12} = \frac{0,5 \cdot P_{\text{elec,ahu,test}}}{0,34 \cdot q_{v11,\text{test}}}$ $\Delta t_{21} = \frac{0,5 \cdot P_{\text{elec,ahu,test}}}{0,34 \cdot q_{v22,\text{test}}}$ $\Delta t_{22} = \Delta t_{11} = 0$
	In de positie toevoerlucht (22)	$\Delta t_{11} = \frac{0,5 \cdot P_{\text{elec,ahu,test}}}{0,34 \cdot q_{v11,\text{test}}}$ $\Delta t_{22} = \frac{0,5 \cdot P_{\text{elec,ahu,test}}}{0,34 \cdot q_{v22,\text{test}}}$ $\Delta t_{21} = \Delta t_{12} = 0$	$\Delta t_{12} = \frac{0,5 \cdot P_{\text{elec,ahu,test}}}{0,34 \cdot q_{v11,\text{test}}}$ $\Delta t_{22} = \frac{0,5 \cdot P_{\text{elec,ahu,test}}}{0,34 \cdot q_{v22,\text{test}}}$ $\Delta t_{21} = \Delta t_{11} = 0$

6.2.2 Warmtewisselaar

Het thermisch rendement van een warmtewisselaar wordt gegeven door:

$$\text{Eq. 61} \quad \eta_{\text{hx, test}} = \frac{(\eta_{\text{hx, test, sup}} + \eta_{\text{hx, test, eha}})}{2} \quad (-)$$

De temperatuursverhoudingen langs de toevoerszijde ($\eta_{\text{hx, test, sup}}$) en langs de afvoerszijde ($\eta_{\text{hx, test, eha}}$) worden berekend aan de hand van de tijdens de proef gemeten temperaturen:

$$\text{Eq. 62} \quad \eta_{\text{hx, test, sup}} = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} \quad (-)$$

Bijlage 6: Specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van het warmteterugwinapparaat

$$\text{Eq. 63} \quad \eta_{\text{hx, test, eha}} = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{11} - t_{21}} \quad (-)$$

Gezien om te worden gevoegd bij het ministerieel besluit houdende wijziging en uitvoering van bijlagen XII en XIII van het besluit van de Brusselse Hoofdstedelijke Regering van 21 december 2007 tot vaststelling van de eisen op het vlak van de energieprestatie en het binnenklimaat van gebouwen

Brussel, 9 november 2017

De Minister van Huisvesting, Levenskwaliteit, Leefmilieu en Energie
C. FREMAULT