

Aanvullende specificaties voor de bepaling van het thermisch rendement van een warmteterugwinapparaat

mb 18/05/2014 b.s. 27/05/2014

mb 04/12/2015 b.s. 10/12/2015

Deze bijlage is enkel van toepassing op dossiers waarvan de melding of de aanvraag van een stedenbouwkundige vergunning wordt ingediend vanaf 1 januari 2016.

1	DEFINITIES.....	3
2	WAARDE BIJ ONTSTENTENIS.....	4
3	BEPALING VAN HET THERMISCH RENDEMENT VOOR WARMTETERUGWINAPPARATEN VAN HET TYPE 'TWIN COIL' OF 'HEAT PIPE'	4
4	BEPALING VAN HET THERMISCH RENDEMENT ALS EEN TESTRENDEMENT BESCHIKBAAR IS VOOR DE (VOLLEDIGE) LUCHTBEHANDELINGSGROEP OF VOOR DE (AFZONDERLIJKE) WARMTEWISSELAAR	4
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
5.1	Algemeen principe	5
5.2	Bepaling η_{ser}	7
5.3	Bepaling $\eta_{ahu,ref}$	7
5.4	Bepaling η_{ser1} (methode 1)	8
5.5	Bepaling η_{ser2} (methode 2)	9
5.6	Bepaling van η_{ser3} (methode 3)	10
5.6.1	<i>Correctie voor de thermische capaciteit van het regeneratormateriaal</i>	10
5.6.2	<i>Bepaling van de ideale waarde van het thermisch rendement van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie</i>	12
5.6.3	<i>Bepaling van de geometrische parameters β^* en Dh^* en materiaalparameter ϕ^*</i>	13
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>	15
5.7	Bepaling van het volumedebiet waarvoor het berekende thermisch rendement van een luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie geldig is	15
5.8	Bepaling van de karakteristieke warmtewisselende oppervlakte	17
5.9	Bepaling van het aantal kanalen	18
5.10	Figuren ter verduidelijking	20
6	METING EN BEREKENING.....	21
6.1	Meting	21
6.1.1	<i>Luchtbehandelingsgroep.....</i>	21
6.1.2	<i>Warmtewisselaar.....</i>	22

6.2 Berekening 23
6.2.1 Luchtbehandelingsgroep..... 23
6.2.2 Warmtewisselaar..... 25

In afwijking van bijlage G van bijlage V bij het Energiebesluit van 19 november 2010, 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 oppervlakteaandeel 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 warmtewiel.
- **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:

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

Indien $q_{v,\text{test}} < q_{v,\text{proj}} \leq 1,56 \cdot q_{v,\text{test}}$ geldt:

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

ofwel:

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

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 V bij het Energiebesluit van 19 november 2010;
$q_{v, \text{test}}$	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

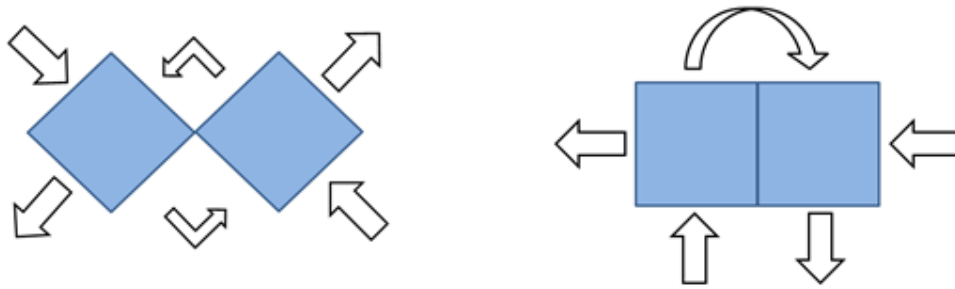
5.1 Algemeen principe

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, warmtwiel of statische regenerator) van warmtewisselaar;
- vorm voor dubbele kruisstroom: ligging van beide warmtewisselaars ten opzichte van elkaar (lijnvormig of vlakvormig contact - zie Figuur [1]);

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 langsricting 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 5.9).

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 V bij het Energiebesluit van 19 november 2010;

$q_{v,\text{ser}}$ 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 $q_{v,\text{ser}}$, (-).

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:

$\eta_{ahu,test}$ 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:

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

met:

NTU_{ref1} de NTU van de referentieluchtbehandelingsgroep volgens methode 1, (-);

$\eta_{ahu,ref}$ 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:

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

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:

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

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 ;

$n_{channels,ser}$ 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, in m^3/h , bepaald volgens § 5.7

Bepaal de NTU van de referentieluchtbehandelingsgroep volgens methode 2, NTU_{ref2} , als volgt:

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

met:

$\eta_{ahu,ref}$ het thermisch rendement van de referentieluchtbehandelingsgroep bij de volumedebieten $q_{v11,ref}$ en $q_{v22,ref}$, bepaald volgens § 5.3, (-).

5.6 Bepaling van η_{ser3} (methode 3)

Bepaal het thermisch rendement van de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie bepaald volgens methode 3, η_{ser3} , als volgt:

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

met:

C_f een correctie op het thermisch rendement door het effect van de thermische capaciteit, zoals bepaald in 5.6.1, (-);

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

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

In het andere geval geldt:

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

waarin:

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

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;

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 densiteit 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 $kJ/(kg \cdot K)$;
N_{ref}	het toerental of de schakelfrequentie van de regenerator in de referentieluchtbehandelingsgroep in toeren per seconde of perioden per seconde;

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:

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

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, (-).
------------------	--

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 materiaaltype hetzelfde zijn, of voor een regenerator met vlakke platen de afstand tussen de platen, plaatdikte en materiaaltype 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:

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

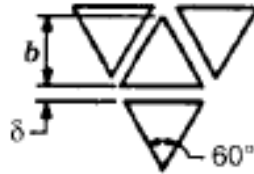
en met:

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 oppervlaktedichtheid van de warmtewisselaar in de luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie, zoals hieronder bepaald, in m ² /m ³ ;
β_{ref}	de oppervlaktedichtheid 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, (-).

Bepaal de porositeit (fractie volume van het totale volume ingenomen door lucht) en de oppervlakedensiteit (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



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

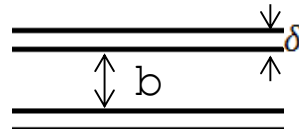
$$\text{Eq. 33} \quad \sigma_{\text{ser}} = \frac{4 \cdot b_{\text{ser}}^2}{(2 \cdot b_{\text{ser}} + 3 \cdot \delta_{\text{ser}})^2} \quad (-)$$

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

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

- 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:

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;
$q_{v22,ser}$	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:

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

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

- voor een luchtbehandelingsgroep met een tegenstroomwarmtewisselaar en met $\frac{B_{ser}}{B_{ref}} \leq \frac{D_{ser}}{D_{ref}}$:

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

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

- voor een luchtbehandelingsgroep met een tegenstroomwarmtewisselaar en met $\frac{B_{ser}}{B_{ref}} > \frac{D_{ser}}{D_{ref}}$:

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

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

- voor een luchtbehandelingsgroep met een warmtewiel of een statische regenerator:

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

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

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 .

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 kruisstroombewerking:

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

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

- voor een luchtbehandelingsgroep met een dubbele kruisstroomwarmtewisselaar:

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

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

- voor een luchtbehandelingsgroep met een tegenstroomwarmtewisselaar:

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

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

met:

A_{ref}	karacteristieke afmeting A van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep (zie figuren in § 5.10), in m;
A_{ser}	karacteristieke afmeting A van de warmtewisselaar in een 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;
B_{ser}	karacteristieke afmeting B van de warmtewisselaar in een luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie (zie figuren in § 5.10), in m;
E_{ref}	karacteristieke afmeting E van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep (zie figuren in § 5.10), in m;
E_{ser}	karacteristieke afmeting E van de warmtewisselaar in een luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie (zie figuren in § 5.10), in m.

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:

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

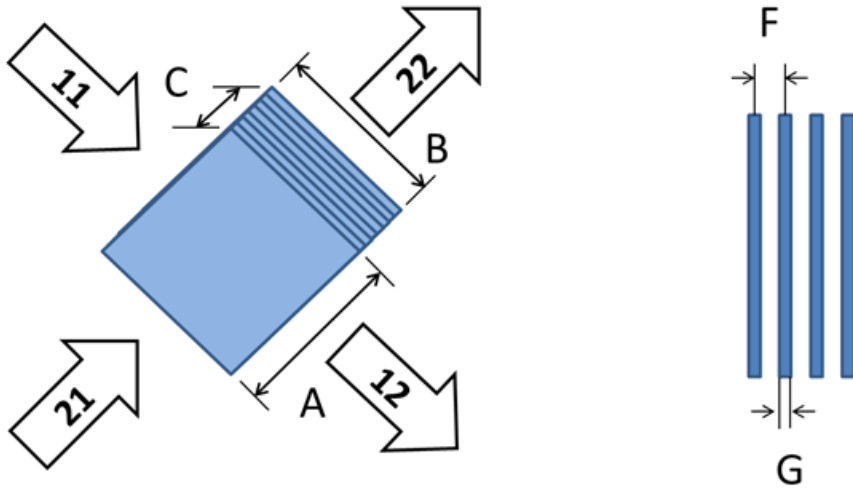
$$\text{Eq. 57} \quad n_{\text{channels,ser}} = \frac{(C_{\text{ser}} - G_{\text{ser}})}{(F_{11,\text{ser}} + F_{22,\text{ser}})} \quad (-)$$

met:

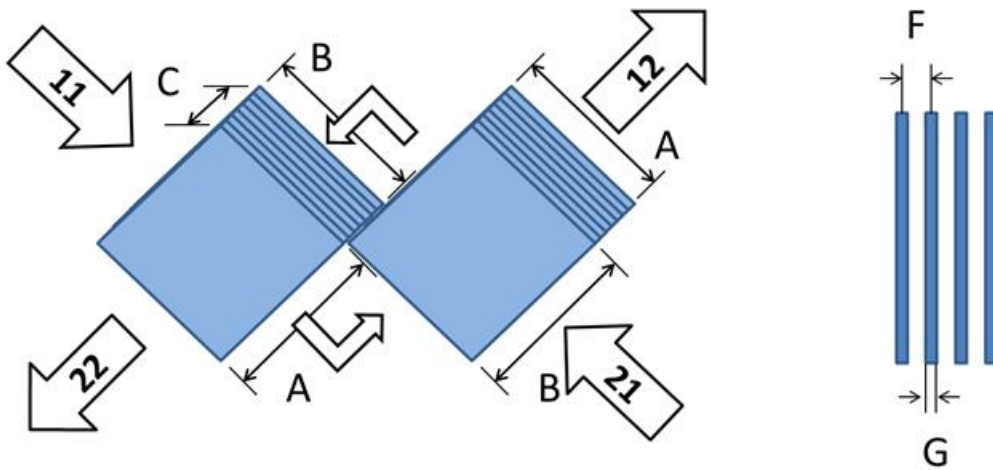
C_{ref}	karacteristieke afmeting C van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep (zie figuren in § 5.10), in m;
C_{ser}	karacteristieke afmeting C van de warmtewisselaar in een luchtbehandelingsgroep uit dezelfde serie (zie figuren in § 5.10), in m;
$F_{11,ref}$	karacteristieke afmeting F_{11} (aan de afvoerluchtzijde) van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep (hart-hart afstand, zie figuren in § 5.10), in m;
$F_{11,ser}$	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;
$F_{22,ref}$	karacteristieke afmeting F_{22} (aan de toevoerluchtzijde) van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep (hart-hart afstand, zie figuren in § 5.10), in m;
$F_{22,ser}$	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;
G_{ref}	karacteristieke afmeting G van de warmtewisselaar in de referentieluchtbehandelingsgroep (plaatdikte, 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.

5.10 Figuren ter verduidelijking

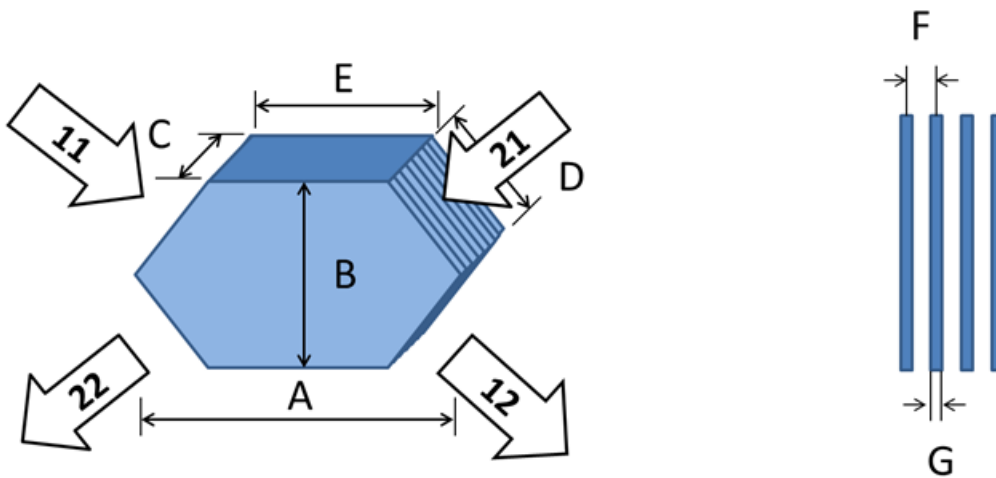
Figuur [4]: Enkelvoudige kruisstroomwarmtewisselaar



Figuur [5]: Dubbele kruisstroomwarmtewisselaar



Figuur [6]: Tegenstroomwarmtewisselaar



6 Meting en berekening

6.1 Meting

6.1.1 Luchtbehandelingsgroep

Het volumedebiet van de proef, $q_{v, \text{test}}$, wordt gedefinieerd als het kleinste van de volumedebieten van de afvoerlucht ($q_{v11, \text{test}}$) en van de toevoerlucht ($q_{v22, \text{test}}$) 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 ($q_{v11, \text{test}}$ en $q_{v22, \text{test}}$), 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.

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 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 werkingspunt gaat met enkel droge warmteoverdracht.

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:

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

De temperatuursverhoudingen langs de toevoerszijde ($\eta_{\text{ahu,test,sup}}$) en langs de afvoerszijde ($\eta_{\text{ahu,test,eha}}$) 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:

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

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

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)	$\Delta t_{11} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v11,test}}$ $\Delta t_{21} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v22,test}}$ $\Delta t_{22} = \Delta t_{12} = 0$	$\Delta t_{12} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v11,test}}$ $\Delta t_{21} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v22,test}}$ $\Delta t_{22} = \Delta t_{11} = 0$
	In de positie toevoerlucht (22)	$\Delta t_{11} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v11,test}}$ $\Delta t_{22} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v22,test}}$ $\Delta t_{21} = \Delta t_{12} = 0$	$\Delta t_{12} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v11,test}}$ $\Delta t_{22} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v22,test}}$ $\Delta t_{21} = \Delta t_{11} = 0$

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 toevoerzijde ($\eta_{\text{hx, test, sup}}$) en langs de afvoerzijde ($\eta_{\text{hx, test, eha}}$) worden berekend aan de hand van de tijdens de proef gemeten temperaturen:

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

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