

Rekenen met lucht/ waterwarmtewisselaars (1)

In een eerder artikel [1] is het complexe deellastgedrag inzichtelijk gemaakt voor een koelbatterij in een luchtbehandelingskast, toegepast in het Nederlands klimaat. Hierin werd duidelijk, dat het waterzijdig temperatuurverloop in deellast mede afhankelijk is van de water- en luchtuitredetemperaturen in de ontwerpconditie. Om verder te rekenen met lucht/waterwarmte-wisselaars en om meer inzicht te krijgen in het deellastgedrag, is het wenselijk om een methode ter beschikking te hebben voor een vereenvoudigde situatie. Deze wordt in dit artikel gepresenteerd. Tevens blijkt dat deze vereenvoudigde methode goed aansluit bij de bestaande kennis.

Ir. A.H.T.M. (Alet) van den Brink, Kropman Installatietechniek, afdeling Ontwerp en Techniek

Artikel n.a.v. de einddaglezing van 18 januari 2016 bij Kropman Installatietechniek

Het verloop van het waterzijdig temperatuurverschil in deellast is mede afhankelijk van de water- en luchtuitredetemperatuur in de ontwerpconditie [1]. Dit complexe resultaat is weergegeven voor een constant luchtdebiet en een variabel waterzijdig debiet (module 6 [2]). Door dit laatste is ook de warmteoverdrachtcoëfficiënt aan de binnenzijde van de buizen van de warmtewisselaar niet constant. Tevens is er een onderscheid gemaakt tussen droge koeling, natte koeling en een combinatie van beide. Hiervoor is een computermodel toegepast [3]. Dit heeft een aantal nadelen voor de dagelijkse praktijk. Het eerste nadeel zijn de benodigde invoerparameters die niet in alle gevallen voorhanden zijn. Het tweede nadeel is de niet commercieel verkrijgbare programmatuur. Door te kiezen voor een aantal vereenvoudigingen, wordt enerzijds nauwkeurigheid ingeleverd maar anderzijds een grotere

praktische toepasbaarheid gerealiseerd. Collega's en studenten van meerdere niveaus kunnen met de hier gepresenteerde formules werken. Hierdoor wordt in de breedte van ons vakgebied het inzicht verhoogd hoe een warmtewisselaar zich in deellast gedraagt.

■ RANDVOORWAARDEN

Om te komen van de complexe rekenwijze van het computermodel naar een meer algemeen toepasbare rekenwijze, is het noodzakelijk om een aantal vereenvoudigingen door te voeren. Deze vereenvoudigingen of randvoorwaarden zijn:

- massastroom van het water is constant;
- massastroom van de lucht is constant;
- luchtuitredetemperatuur is constant;
- waterintredetemperatuur is constant;
- proces van de lucht is droog koelen of verwarmen;

- warmteoverdracht vindt plaats door middel van zuivere tegenstroom.

De keuze van de constante massastromen heeft als voordeel dat ook de warmteoverdracht gelijk blijft. De randvoorwaarde van de constante luchtuitredetemperatuur en waterintredetemperatuur is een vereenvoudiging en sluit aan bij de bestaande kennis. Dit wordt aan het einde van dit artikel toegelicht. Een verdere vereenvoudiging is te kiezen voor een droog proces, koelen of verwarmen. De keuze van zuivere tegenstroom sluit beter aan op de hedendaagse toepassing van hoog temperatuur (HT) koelen en laag temperatuur (LT) verwarmen. Bij toepassing van een blok van 4 rijen of meer is de benadering door zuivere tegenstroom mogelijk [4]. De resultaten zijn genormaliseerd met behulp van het vermogen P_{nom} [W], het waterzijdig temperatuurverschil

$(\theta_{w,uit,nom} - \theta_{w,in,nom})$ [K] en het nominale debiet van het water $q_{m,nom}$ [kg/s], alle bij de nominale- of ontwerpconditie. Deze zijn als volgt gedefinieerd.

$$P^* \equiv P/P_{nom} \quad (1)$$

Hierin zijn P^* [-] het genormaliseerde vermogen, P [W] het berekende vermogen en P_{nom} [W] het vermogen onder ontwerpcondities.

$$T^*_{uit} \equiv (\theta_{w,uit} - \theta_{w,in,nom}) / (\theta_{w,uit,nom} - \theta_{w,in,nom}) \quad (2)$$

Hierin zijn T^*_{uit} [-] de genormaliseerde wateruitredetemperatuur, $\theta_{w,uit}$ [°C] de wateruitredetemperatuur en $\theta_{w,in,nom}$ [°C] de waterintredetemperatuur en $\theta_{w,uit,nom}$ [°C] de wateruitredetemperatuur. De beide laatste onder ontwerpcondities. Tenzij anders aangegeven, worden hier de primaire temperaturen aangeduid (zie figuur 1).

$$T^*_{in} \equiv (\theta_{w,in} - \theta_{w,in,nom}) / (\theta_{w,uit,nom} - \theta_{w,in,nom}) \quad (3)$$

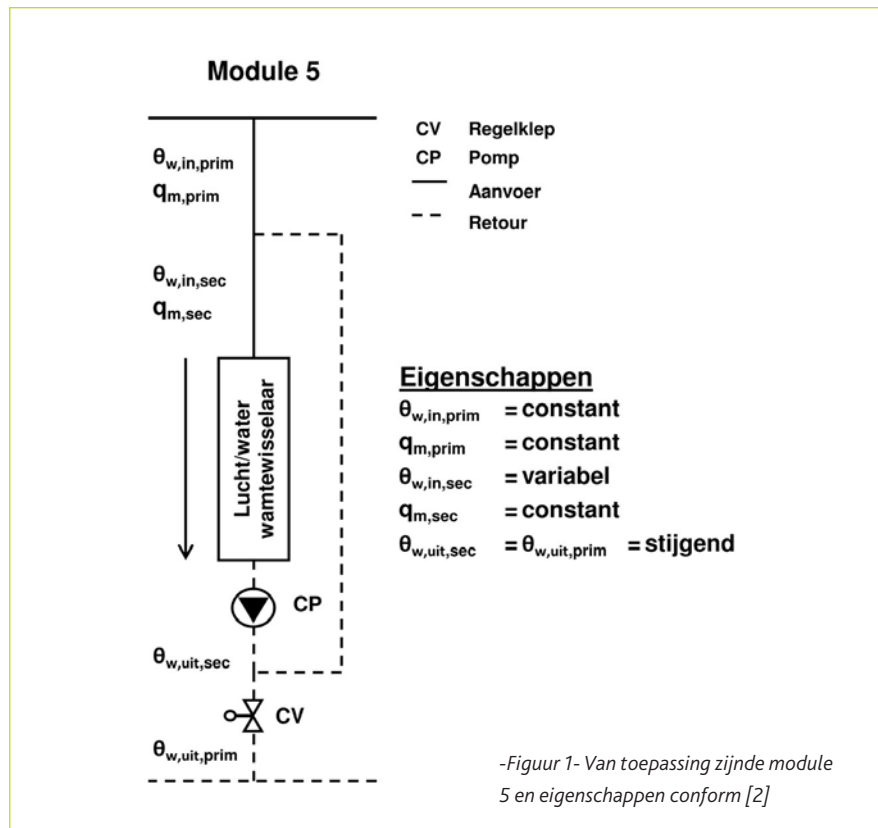
Hierin zijn T^*_{in} [-] de genormaliseerde waterintredetemperatuur en $\theta_{w,in}$ [°C] de waterintredetemperatuur. Volledigheidshalve, de genormaliseerde waterintredetemperatuur is 0. Omdat de waterintredetemperatuur constant is, wordt $\theta_{w,in,nom} = \theta_{w,in}$, de teller 0 en daarmee $T^*_{in} = 0$. Hierdoor kan de wateruitredetemperatuur T^*_{uit} gelezen worden als het waterzijdigtemperatuurverschil T^* . Verder in dit artikel wordt T^* gebruikt om het waterzijdigtemperatuurverschil aan te duiden.

$$q_m^* \equiv q_m / q_{m,nom} \quad (4)$$

Hierin zijn q_m^* [-] de genormaliseerde waterzijdige massastroom, q_m [kg/s] de berekende massastroom en $q_{m,nom}$ [kg/s] de massastroom onder ontwerpcondities. Ook hier wordt, tenzij anders aangegeven, de primaire massastroom aangeduid (figuur 1). Met deze grootheden wordt nu het waterzijdigtemperatuurverschil T^* in deellast berekend.

■ AFLEIDING T^* IN DEELLAST

Het is voor de begripsvorming niet noodzakelijk om de afleiding te kunnen volgen. De doelstelling om deze te plaatsen is om de mogelijkheid te bieden deze te gebruiken voor onderwijsdoeleinden. Daarnaast zien collega's en studenten vanuit de gepresenteerde resultaten misschien nieuwe toepassingen en/of uitbreidingen. Ten slotte is het van belang om de toepasbaarheid van de gepresenteerde formules te kunnen duiden, waarbij het van belang is om de randvoorwaarden in het oog te houden. Er is sprake van meerdere vergelijkingen met meerdere onbekenden en de oplossing wordt gevonden door herhaalde substitutie. Het bijbehorende hydraulisch schema en eigenschappen zijn weergegeven in figuur 1 [2].



Door de constante debieten, blijft de warmteoverdracht aan zowel de binnenzijde (door het water) als buitenzijde (door de lucht) van de warmtewisselaar constant. Waterzijdig wordt deze warmteoverdracht constant gehouden door middel van de circulatiepomp CP. Het vermogen wordt geregeld door middel van regelventiel CV. De ingaande en uitgaande waterzijdige temperaturen van de warmtewisselaar worden de secundaire temperaturen genoemd, de temperaturen verbonden aan het net worden de primaire temperaturen genoemd. Voor elke warmtewisselaar kan het vermogen geschreven worden door middel van 3 vergelijkingen die, in de stationaire situatie, gelijktijdig geldig zijn:

- vermogen van de lucht;
- vermogen van het water;
- vermogen via warmtetransport.

Voor de warmteoverdracht is de Logarithmic Mean Temperature Difference (LMTD) de meest bekende methode, maar deze heeft diverse nadelen. De vergelijking resulteert niet direct in een oplossing. Het vermogen en de water- en luchtuitredetemperaturen, worden via herhaalde berekening (iteratie) gevonden. Numerieke methoden, zoals bijvoorbeeld de Oplosser in Excel, kunnen hier uitsluitel bieden. Daarnaast wordt gebruikt gemaakt van de natuurlijke logaritme, wat niet voor iedereen even gemakkelijk is. Dit resulteert direct in het laatste nadeel, namelijk dat de LMTD-methode niet-lineair is. Hierdoor wordt het verder rekenen met het gevonden resultaat lastiger. Deze nadelen zijn echter te omzeilen

met de ϵ -NTU methode [5]. Het vermogen via warmtetransport, als alternatief voor de LMTD, wordt geschreven als:

$$P = \epsilon \cdot C_{\min} (\theta_{a,in} - \theta_{w,in,sec}) \quad (5)$$

Hierin is ϵ [-] de effectiviteit van de warmtewisselaar en C_{\min} [W/K] de kleinste van de 2 capaciteitsstromen. De capaciteitsstroom is het product van de soortelijke warmte en de massastroom. De eerste is van lucht, de tweede van water. Als voorbeeld, de secundaire capaciteitsstroom van het water

$$C_{w,sec} \text{ [W/K] is: } C_{w,sec} = c_w \cdot q_{m,sec} \quad (6)$$

Hierin zijn, $q_{m,sec}$ [kg/s] de secundaire massastroom van het water en c_w [J/kg.K] de soortelijke warmte van water. De rekenwijze is direct afgeleid uit de LMTD-methode waardoor alle genoemde nadelen in de term ϵ terecht komen of worden opgeheven. Bij een constante warmteoverdracht resulteert dit namelijk in een constante ϵ . Hiermee kan nu eenvoudig verder worden gerekend. De afleiding start vanuit het vermogen P [W] van de lucht en deze wordt geschreven als:

$$P = q_a \cdot c_a \cdot (\theta_{a,in} - \theta_{a,uit}) \quad (7)$$

Hier is q_a [kg/s] de massastroom, c_a [J/kg.K] de soortelijke warmte, $\theta_{a,in}$ [°C] de intredeluchttemperatuur en $\theta_{a,uit}$ [°C] de uitredetemperatuur, allen van lucht. Waterzijdig wordt het temperatuurverschil geschreven als:

$$\Delta T_{w,sec} = \theta_{w,uit,sec} - \theta_{w,in,sec} = P / q_{m,sec} \cdot c_w \quad (8)$$

Hier is $\Delta T_{w,sec}$ [K] het waterzijdige temperatuurverschil aan de secundaire zijde, $\theta_{w,uit,sec}$ [°C] de secundaire uittredetemperatuur, $\theta_{w,in,sec}$ [°C] de secundaire waterintredetemperatuur. Uit de ε -NTU methode volgt:

$$\theta_{w,in,sec} = \theta_{a,in} - P/\varepsilon \cdot C_{min} \quad (9)$$

De waterzijdige uittredetemperatuur $\theta_{w,uit,sec}$ wordt nu gevonden door de secundaire intredetemperatuur $\theta_{w,in,sec}$ (9) te verhogen met het secundaire waterzijdig temperatuurverschil $\Delta T_{w,sec}$ (8):

$$\theta_{w,uit} = \theta_{a,in} - P/\varepsilon \cdot C_{min} + P/C_{w,sec} \quad (10)$$

Hierin is de noemer van de laatste vergelijking herschreven als de capaciteitsflow van het water $C_{w,sec}$ (6). Zonder overdebiat is de secundaire uittredetemperatuur $\theta_{w,uit,sec}$ [°C] gelijk aan de primaire uittredetemperatuur $\theta_{w,uit,prim}$ [°C] en wordt verkort geschreven als de uittredetemperatuur $\theta_{w,uit}$. Deze wateruittredetemperatuur wordt dimensieloos gemaakt met behulp van vergelijking (2). Aan beide zijden van het gelijk teken wordt $\theta_{w,in,prim,nom}$ [°C] in mindering gebracht en vervolgens worden links en rechts gedeeld door het primaire waterzijdig temperatuurverschil ΔT_w van de ontwerpconditie. Nu staat er:

$$\frac{(\theta_{w,uit} - \theta_{w,in,prim,nom}) / (\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{w,in,prim,nom})}{[\theta_{a,in} - \theta_{w,in,prim,nom} + (P/C_{w,sec} - 1/\varepsilon \cdot C_{min})] / (\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{w,in,prim,nom})} \quad (11)$$

Hier is $\theta_{w,uit,prim,nom}$ [°C] de primaire uittredewatertemperatuur van de ontwerpconditie. Vervolgens wordt de linker term van (11) vervangen door de linker term van (2) en wordt het vermogen P van de rechterterm vervangen met behulp van (1) en hieruit volgt:

$$T^* = \frac{[\theta_{a,in} - \theta_{w,in,prim,nom} + (P/C_{w,sec} - P_{nom}/\varepsilon \cdot C_{min})] / (\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{w,in,prim,nom})}{\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{w,in,prim,nom}} \quad (12)$$

In de teller kunnen beide uitdrukkingen tussen de haakjes geschreven worden als temperatuurverschillen van de ontwerpconditie. De linker term tussen haakjes is gebaseerd op het waterzijdig temperatuurverschil (8) en de rechterterm op de ε -NTU methode (9). Wordt dit gedaan, dan staat er:

$$T^* = \frac{[\theta_{a,in} - \theta_{w,in,prim,nom} + (P/C_{w,sec} - P_{nom}/\varepsilon \cdot C_{min})] / (\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{w,in,prim,nom}) - (\theta_{a,in,nom} - \theta_{w,in,prim,nom}) / (\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{w,in,prim,nom})}{\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{w,in,prim,nom}} \quad (13)$$

Tussen haakjes in de teller is $\theta_{w,in,prim,nom}$ als positieve en als negatieve waarde aanwezig en vallen tegen elkaar weg. Wordt het korter geschreven:

$$T^* = \frac{[\theta_{a,in} - \theta_{w,in,prim,nom} - (P/C_{w,sec} - P_{nom}/\varepsilon \cdot C_{min})] / (\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{w,in,prim,nom})}{\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{w,in,prim,nom}} \quad (14)$$

Nu zijn alle temperaturen geschreven vanuit de ontwerpconditie met uitzondering de luchtintredetemperatuur $\theta_{a,in}$. Deze wordt berekend uit het bekende vermogen P met de (constante) luchtuitrede temperatuur $\theta_{a,uit,nom}$ [°C] voor dus zowel vol- als deellast:

$$\theta_{a,in} = P/m_a \cdot c_a + \theta_{a,uit,nom} \quad (15)$$

Het vermogen P wordt herschreven met behulp van (1) als:

$$\theta_{a,in} = P^*(P_{nom}/m_a \cdot c_a) + \theta_{a,uit,nom} \quad (16)$$

De term tussen haakjes is nu het temperatuurverschil van de lucht voor de ontwerpconditie:

$$\theta_{a,in} = P^*(\theta_{a,in,nom} - \theta_{a,uit,nom}) + \theta_{a,uit,nom} \quad (17)$$

Deze laatste uitdrukking wordt ingevuld in uitdrukking (14) en resulteert in:

$$T^* = \frac{[P^*(\theta_{a,in,nom} - \theta_{a,uit,nom}) + \theta_{a,uit,nom} - \theta_{w,in,prim,nom} - (P^*(\theta_{a,in,nom} - \theta_{w,uit,prim,nom}))] / (\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{w,in,prim,nom})}{\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{w,in,prim,nom}} \quad (18)$$

Na het rangschikken wordt het waterzijdig temperatuurverschil T^* gevonden:

$$T^*(P^*) = \frac{[(\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{a,uit,nom}) / (\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{w,in,prim,nom})] P^* + (\theta_{a,uit,nom} - \theta_{w,in,prim,nom}) / (\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{w,in,prim,nom})}{(\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{w,in,prim,nom})} \quad (19)$$

Deze uitdrukking laat zien dat het vereenvoudigde waterzijdig temperatuurverschil in deellast geschreven kan worden als een lineaire functie van het vermogen P^* en constanten uit de ontwerpconditie. De afleiding is geldig voor $0 < P^* \leq 1$. Een vermogen $P^* = 0$ resulteert in een gesloten klep en is er geen temperatuurverschil. Een vermogen $P^* = 1$ is de ontwerpconditie en hier is de warmtewisselaar op ingeregeld. Het waterzijdig temperatuurverschil T^* kan voor een vermogen $P^* > 1$ met deze vergelijking niet berekend worden. Vergelijking (19) wordt verkort geschreven als:

$$T^*(P^*) = a \cdot P^* + b \quad (20)$$

Met:

$$a = (\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{a,uit,nom}) / (\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{w,in,prim,nom}) \quad (21)$$

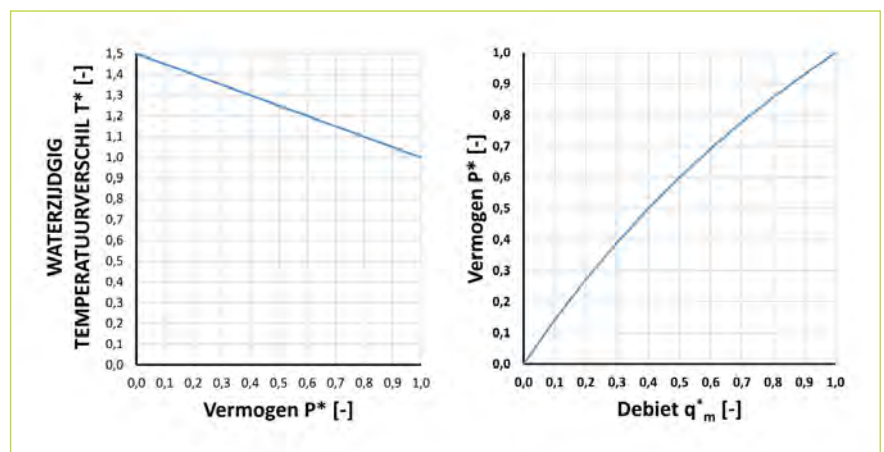
en

$$b = (\theta_{a,uit,nom} - \theta_{w,in,prim,nom}) / (\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{w,in,prim,nom}) \quad (22)$$

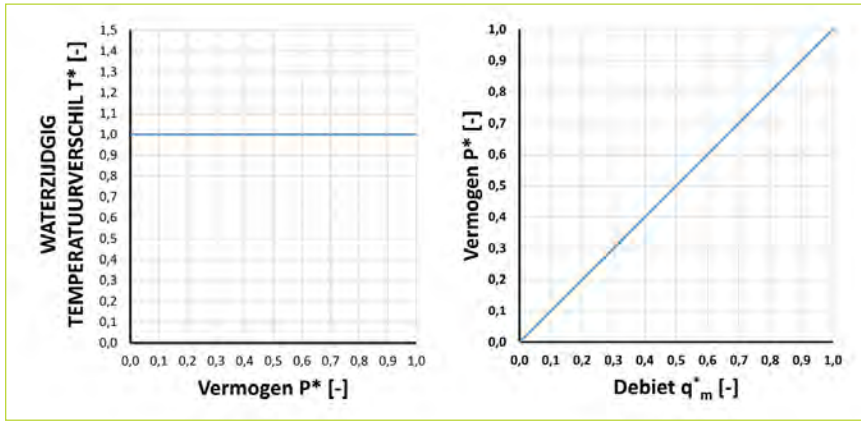
Deze vergelijking is goed te gebruiken in een spreadsheetprogramma. De helling a geeft weer of er sprake is van een stijgend, dalend en constante wateruittredetemperatuur in deellast. Bij een negatieve helling ($\theta_{w,uit,prim,nom} < \theta_{a,uit,nom}$; $a < 0$), stijgt T^* in deellast en resulteert dit in het Favourable [6] of gewenste temperatuurverloop in deellast. Bij een positieve helling ($\theta_{w,uit,prim,nom} > \theta_{a,uit,nom}$; $a > 0$), daalt T^* in deellast en resulteert dit in het Unfavourable of ongewenste temperatuurverloop. Ten slotte, indien ($\theta_{w,uit,prim,nom} = \theta_{a,uit,nom}$; $a = 0$) is er alleen sprake van de constante b en blijft het waterzijdig temperatuurverschil T^* gelijk aan de ontwerpconditie. Merk op dat het waterzijdig temperatuurverschil wordt berekend voor de primaire temperaturen. Dit betekent dat de gepresenteerde vergelijking ook toegepast kan worden bij warmtewisselaars met een zogenaamde temperatuursprong. Met het vermogen P^* en een waterzijdig temperatuurverschil T^* , is waterzijdig debiet q_m^* te berekenen en de warmteafgifte karakteristiek te construeren.

WARMTEAFGIFTE-KARAKTERISTIEK

In de vergelijking (20) is het waterzijdig temperatuurverschil in deellast gegeven. Met dit resultaat kan nu eenvoudig verder worden gerekend en wordt de warmteafgifte karakteristiek gevonden.



-Figuur 2- Stijgend waterzijdig temperatuurverloop in deellast (links) en bijbehorende warmteafgifte karakteristiek (rechts), $a < 0$, ($\theta_{a,in,nom} = 28^\circ\text{C}$; $\theta_{a,uit,nom} = 15^\circ\text{C}$; $\theta_{w,in,prim,nom} = 6^\circ\text{C}$; $\theta_{w,uit,prim,nom} = 12^\circ\text{C}$; $a = -0,5$).



-Figuur 3- Constant waterzijdig temperatuurverloop in deellast (links) en bijbehorende warmteafgifte karakteristiek (rechts), $a=0$, ($\theta_{a,in,nom} = 28^{\circ}\text{C}$; $\theta_{a,uit,nom} = 12^{\circ}\text{C}$; $\theta_{w,in,prim,nom} = 6^{\circ}\text{C}$; $\theta_{w,uit,prim,nom} = 12^{\circ}\text{C}$).

bij een stijgend temperatuurverloop in deellast in een bovenlineair verloop van de warmteafgifte karakteristiek zoals rechts is weergegeven in figuur 2. Het bijbehorende waterzijdig temperatuurverschil is in dezelfde figuur links weergegeven.

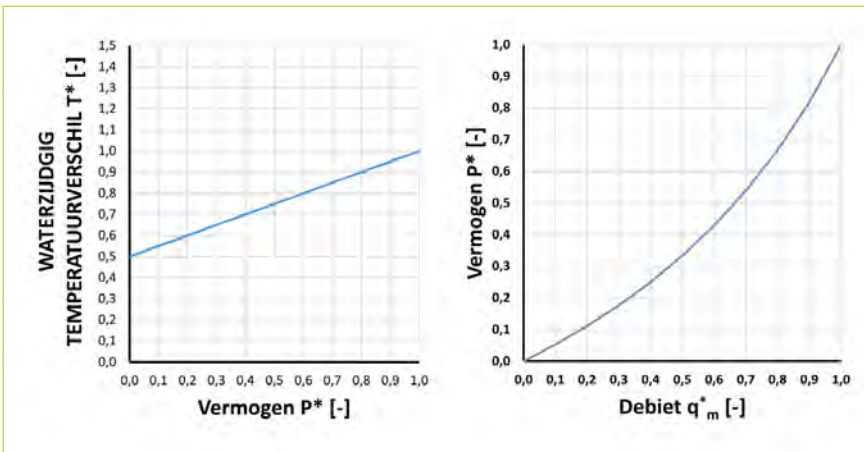
Voor (II), $a=0$, een constant temperatuurverschil in deellast, wordt de noemer 1 en wordt (25) vereenvoudigd tot:

$$P^*(q_m^*) = q_m^* \cdot b \quad (26)$$

Er sprake nu sprake van een lineair verband tussen de massastroom en het afgegeven vermogen. Dit is te zien in figuur 3, rechts. Het bijbehorende temperatuurverschil in deellast, is ernaast weergegeven.

Voor (III), $a>0$ (positief) resulteert dit in dalend temperatuurverschil in deellast en wordt er een onderlineair verloop gevonden van de warmteafgifte karakteristiek. Deze zijn respectievelijk links en rechts weergegeven in figuur 4.

Dit betekent dat het temperatuurverschil in deellast direct verbonden is met de warmteafgifte karakteristiek van een voorcoeler en dat beide resultaten worden bepaald door het teken (negatief, 0 of positief) van a . De conclusie is, dat uit de wateruitredetemperatuur en de luchtuitredetemperatuur (21) direct kan worden ingeschat (1) hoe het waterzijdig temperatuurverschil in deellast zal stijgen, dalen of constant blijft en (2) of de vorm de warmteafgifte karakteristiek respectievelijk bovenlineair, lineair of onderlineair is.



-Figuur 4- Dalend waterzijdig temperatuurverloop in deellast (links) en bijbehorende warmteafgifte karakteristiek (rechts), $a>0$, ($\theta_{a,in,nom} = 28^{\circ}\text{C}$; $\theta_{a,uit,nom} = 9^{\circ}\text{C}$; $\theta_{w,in,prim,nom} = 6^{\circ}\text{C}$; $\theta_{w,uit,prim,nom} = 12^{\circ}\text{C}$, $a=0,5$).

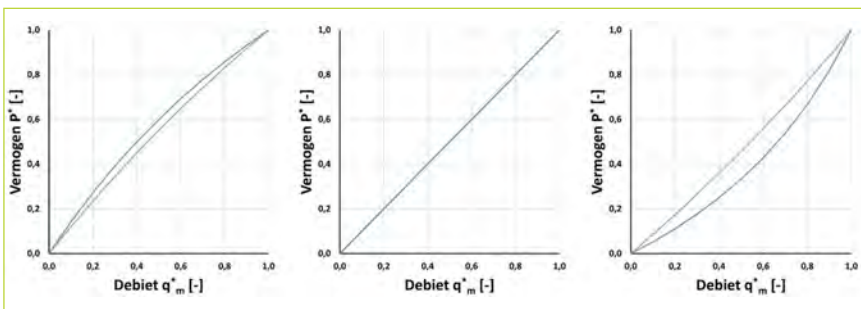
BESTAADE REKENWIJZE

De warmteafgifte karakteristiek is reeds bekend, maar wordt op een andere wijze berekend [8]. Hierbij wordt gebruik gemaakt van de warmteoverdrachtsfactor α :

$$\alpha = (\theta_{w,uit,nom} - \theta_{w,in,nom}) / (\theta_{w,in,nom} - \theta_{w,uit,nom}) \quad (27)$$

Ter illustratie, met de hier gepresenteerde en de bestaande rekenwijze, worden de warmteafgifte karakteristieken bij elkaar afgebeeld in figuur 5. Op de bovenste rij, de resultaten van de bestaande rekenresultaten door middel van grijze lijnen. De waarden van α conform vergelijking (27) zijn vermeld in de grafiek. Op de onderste rij, de blauwe lijnen zijn de lijnen van (van links naar rechts gezien) van figuur 2, figuur 3 en respectievelijk figuur 4. Hierbij zijn de ontwerptemperaturen gebruikt zoals onder de genoemde figuren zijn vermeld.

Dit betekent dat de gepresenteerde resultaten goed aansluiten bij de bestaande methode. Voordeel is dat nieuwe rekenmethode een verband legt tussen het waterzijdig temperatuurverloop in deellast en de vorm van de warmteafgifte karakteristiek via de waarde a . De bestaande vergelijking is uitgewerkt door Würstlin [9] en gebaseerd op het eerdere werk



-Figuur 5- Warmteafgifte karakteristieken voor $a<0$ (links, $a=-0,5$), $a=0$ (midden) en $a>0$ (rechts, $a=0,5$) voor de bestaande rekenwijze (grijs) en de nieuwe rekenwijze (blauw)

$$P^* = q_m^* (T_{w,uit}^* - T_{w,in}^*) \quad (23)$$

Eerder is duidelijk gemaakt dat bij een constante waterintredetemperatuur $T_{w,in}^* = 0$. Hiermee is de waterzijdige uitredetemperatuur gelijk aan de waterzijdig temperatuurverschil. Hierdoor wordt de vergelijking herschreven met $T_{w,uit}^* = T^*$ tot:

$$P^* = q_m^* T^* \quad (24)$$

Door (20) met (24) te combineren, wordt nu de warmteafgifte karakteristiek gevonden. De warmteafgifte karakteristiek geeft weer hoeveel vermogen wordt overgedragen per waterzijdig debiet:

$$P^*(q_m^*) = q_m^* \cdot b / (1 - q_m^* \cdot a) \quad (25)$$

In de afleiding is de luchtuitredetemperatuur constant gehouden. Dit betekent dat dit deze warmteafgifte karakteristiek van een zogenaamde voorcoeler is. Deze naamgeving is ontleend aan de term voorverwarmer die in de literatuur wordt gebruikt [7]. De term voorverwarmer/voorcoeler wordt gebruikt indien de luchtuitredetemperatuur van de warmtewisselaar (het meest) constant is. Eerder zagen we dat de waarde voor a (I) negatief, (II) 0 en (III) positief kan worden. Uit (25) volgt dat de noemer, en daarmee het teken van a , ook de vorm van de warmteafgifte karakteristiek bepaalt. Voor (I), $a < 0$ (negatief), resulteert dit

van Trefny [10]. Een belangrijke, essentiële overeenkomst is de constante waterintredetemperatuur en de constante luchtuitredetemperatuur. Ook bij bestaande methode wordt gebruik gemaakt van deze uitgangspunten [7]. In ISSO44 wordt bij module 5 voor de intredetemperatuur water (θ_1) en de intredetemperatuur lucht (θ_{ref}) geschreven.

CONCLUSIE

In dit artikel is een afleiding gepresenteerd voor het waterzijdig temperatuurverloop in deellast voor een vereenvoudigde situatie. Dit verloop is hier herkenbaar gekoppeld aan de warmteafgifte karakteristiek van een voorcoeler. Bij het vergelijken met de bestaande methode uit de literatuur, blijken de resultaten gelijk te zijn. Voordeel is dat nieuwe rekenmethode een verband legt tussen het waterzijdig temperatuurverloop in deellast en de vorm van de warmteafgifte karakteristiek via de waarde a .

VERVOLG

In dit artikel is de warmteafgifte karakteristiek van een voorcoeler gepresenteerd. In een volgend artikel wordt de warmteafgifte karakteristiek van een nakoeler gepresenteerd. Hierbij is de intredetemperatuur (meest) constant en varieert de uitredetemperatuur. Hierbij worden de warmteafgifte karakteristieken van de nakoeler en de voorcoeler in 1 grafiek gecombineerd.

LITERATUUR:

1. Brink, A.H.T.M. van den, Boxem, G., Schijndel, A.W.M. van, Deellast gedrag van een koelbatterij in een Nederlands klimaat, TVVL Magazine 06-2013
2. ISSO-publicatie 47, Ontwerp van hydraulische schakelingen voor koelen, ISBN 90-5044-112-2, 2005
3. Brink, A.H.T.M. van den, Boxem, G., Schijndel, J., Een koelbatterij in niet-ontwerpcondities, algemene waterzijdige prestaties, TVVL Magazine 03-2012
4. Elmahdy, A.H., Mitalas, G.P., (1977) 'A simple model for cooling and dehumidifying coils for use in calculating energy', ASHRAE Annual Meeting, pp. 103-117
5. Lienhard IV, J.H., Lienhard V, J.H., A heat transfer textbook, 3rd edition, 2008, www.web.edu/lienhart/www.ahttv131.pdf
6. Bahnfleth, W.P., Peyer, E., Variable primary flow chilled water systems: potential benefits and application issues, 2004
7. ISSO-publicatie 44, Ontwerp van hydraulische schakelingen voor verwarmen, ISBN 90-5044-064-9, 1998
8. Recknagel, H., Schramek, E.R., Sprenger, E., Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik

WKO-RELEVANTIE VOOR DEELLASTSITUATIE

Het belang van het goed voorspellen van de retourtemperatuur kan problemen voorkomen. In Tabel 1 zijn van 2 projecten A en B de gemiddelde ontwerpinjectietemperaturen conform de werkelijke vergunningen genoemd. In het kader van dit artikel bekijken we de injectietemperaturen in de zomer.

Project	A		B	
Bedrijf	Winter	Zomer	Winter	Zomer
Injectietemperatuur [°C]	7	18	7	15

-Tabel 1-

Project A is ontworpen als een all-air VAV-systeem waarbij de lucht centraal wordt gekoeld tot 14°C en vervolgens lokaal naverwarmd naar behoefte. Wordt een temperatuursprong van de warmte-wisselaar gerekend van 1K, dan dient de gemiddelde retourtemperatuur uit het centrale net 19°C te bedragen. Het koelblok dimensioneren op bijvoorbeeld 10°C-19°C in de ontwerpconditie is geen probleem. Echter, deze hoge ontwerpretourtemperatuur garandeert in deellast geen hoge retourtemperatuur. Berekenen we de waarde a (formule 21), dan wordt gevonden:

$$a = (\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{a,uit,nom}) / (\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{w,in,prim,nom}) = (19-14) / (19-10) = 0,56$$

In dit geval dreigt er een gemiddelde lagere retourtemperatuur. Een deel van de koude kan bij voorbeeld door de koelmachine geleverd worden. Indien de vergunning is aangevraagd op basis van alle of maximaal koude leveren vanuit de bron, wordt de bron minder ingezet dan geprognostiseerd. In andere gevallen, dient voor de winter rekening gehouden te worden met de lagere intredetemperatuur van de verdampers. Wordt dit niet gedaan, dan wordt een deel van de warmte geleverd door een externe warmtebron. Dit is de eerste teleurstelling en de tweede is dat er onvoldoende koude geladen wordt. Kortom, aandacht in de ontwerpfase is noodzakelijk.

Project B is ontworpen als een CAV-systeem voor basisventilatie waarbij lokaal met inductie-units de temperatuur geregeld kan worden. Herkenbare ontwerptrajecten zijn 10-16°C voor het koelblok in de LBK en 10-17°C (primaire zijde) voor de inductie-units. Hierbij wordt de aanname gedaan dat de luchtuitredetemperatuur van het koelblok 15°C en van de inductie-unit 18°C bedraagt. Berekenen we de waarden a (formule 21), dan wordt gevonden:

$$a = (\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{a,uit,nom}) / (\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{w,in,prim,nom}) = (16-15) / (16-10) = 0,17$$

$$a = (\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{a,uit,nom}) / (\theta_{w,uit,prim,nom} - \theta_{w,in,prim,nom}) = (17-18) / (17-10) = -0,14$$

Op basis hiervan is een deel van het retourwater in deellast hoger (negatief) en een deel lager (positief). Op basis hiervan lijkt de geprognostiseerde injectietemperatuur mogelijk. Let wel, er is nog steeds de juiste aandacht noodzakelijk om de injectietemperatuur te realiseren.

9. Würstlin, D., Das Regeln heizungs-, Lüftungs- und haustechnischer Anlagen. Dynamische Strukturen und Eigenschaften, VDI-verlag, 1974
10. Trefny, F., Wärmeaustausch bei beliebiger Stromart, delen 1 t/m 3, 1965