

Alternatieve koeler voor gesloten ruimten

Alternative heat exchanger for closed spaces

**Dr. ir. T. de Jong,
ir. N.J. van de Braak
en Dr. ir. G.P.A. Bot***

Samenvatting

In de glastuinbouw wordt er naar gestreefd bedrijfssystemen zoveel mogelijk gesloten uit te voeren om zo de emissie van milieubelastende stoffen te reduceren. Daarbij moet natuurlijke ventilatie worden vervangen door luchtbehandeling. In dit artikel wordt het principe van een luchtbehandelingsapparaat beschreven, waarin de functies van een koeltoren en een warmtewisselaar zijn geïntegreerd. Met behulp van een simulatiemodel wordt aangetoond dat het besproken principe leidt tot een grotere warmte-overdracht per eenheid warmtewisselend oppervlak dan bij traditionele warmtewisselaars. De behandelde wisselaar heeft de eigenschap om naast voelbare warmte ook grote hoeveelheden latente warmte af te voeren.

Summary

In the design of new greenhouse production systems it is aimed for a reduction of emissions which are hazardous for the environment. This necessitates air conditioning instead of natural ventilation. In this paper an air conditioner is presented, in which the functions of a cooling tower and a heat exchanger have been integrated. A simulation model of the heat transfer process in the proposed design, shows an increase of the heat transfer per unit area heat exchanging surface, compared to traditional heat exchangers. The simulations show that the heat exchanger is able to transfer large quantities of both sensible and latent heat.

Inleiding

In het ontwerp van bedrijfsgebouwen staan een efficiënte benutting van de ruimte, het comfort van de gebruikers en de warmte- en koelbehoefte centraal. In met name de industrie en de agrarische sector is er bij het ontwerp van de gebouwen, naast de bovengenoemde punten, tegenwoordig ook veel aandacht voor de beperking van de directe milieubelasting. Er wordt naar gestreefd in de bedrijfsvoering, en dus ook in het gekozen gebouwstelsel, de emissie van milieubelastende stoffen naar bodem, lucht en water zo klein mogelijk te houden. Deze ontwikkeling zal in de toekomst steeds belangrijker worden, door de steeds stringenter milieuwetgeving.

In de tuinbouwsector wordt in dit kader onder andere onderzoek verricht naar de ontwikkeling van een bedrijfssysteem met een gereduceerde emissie naar het milieu van stoffen zoals gewasbeschermingsmiddelen en CO₂ (Structuurnota Landbouw, 1989). Om dit te bereiken zal het beoogde produktiesysteem zowel boven- als ondergronds zoveel mogelijk gesloten moeten worden uitgevoerd, dat wil zeggen dat er geen directe uitwisseling met de omgeving plaatsvindt. Een gesloten uitvoering van een tuinbouwkas heeft, naast de reductie van de emissie, nog andere belangrijke voordelen (Knies, 1992). De kasconstructie kan, omdat er geen luchttingsramen aanwezig zijn, eenvoudiger worden uitgevoerd. Afhankelijk van de nieuwe constructie en het gekozen omhulmingsmateriaal kan een grotere lichttransmissie (door minder lichtonderscheppende constructiedelen) en betere thermische isolatie worden bereikt. Dit vertaalt zich in een hogere produktie en lager energiegebruik. Een ander voordeel van een gesloten kas is dat de CO₂ concentratie in de kas op een hoger niveau kan worden gehandhaafd. Een hoog CO₂ gehalte (CO₂ wordt als meststof voor het gewas in de kaslucht gebracht) zal ook de produktie in de kas verhogen.

Tenslotte zal een gesloten kas gemakkelijker schadelijke insecten van buiten weren en nuttige insecten in de kas houden. Dit zal het gebruik van bestrijdingsmiddelen verminderen. Het laat zich dus aanzien dat een kas in een gesloten uitvoering kan leiden tot een hogere produktie op een milieuvriendelijkere wijze. In Nederland wordt door verschillende onderzoeksinstellingen, bedrijven en organisaties onderzoek verricht naar de ontwikkeling van gesloten bedrijfssystemen voor de tuinbouw. Het DLO-Instituut voor Mechanisatie, Arbeid en Gebouwen (IMAG-DLO) te Wageningen richt zich met name op de ontwikkeling van de technische concepten en systemen voor de teelten in gesloten kassen.

Een consequentie van elk volledig gesloten systeem is dat de mogelijkheid om gebruik te maken van natuurlijke ventilatie is uitgesloten. De binnenlucht zal moeten worden gerecirculeerd via een luchtbehandelingsinstallatie. Conventionele klimaatbeheersingsapparatuur met een koelmachine is, gezien het hoge energiegebruik, voor toepassing in kassen commercieel niet aantrekkelijk. De haalbaarheid van een gesloten tuinbouwproduktiesysteem zal mede worden bepaald door de beschikbaarheid van economisch werkende luchtbehandelingsapparatuur.

In dit artikel wordt een ontwerp van een warmtewisselaar besproken die in eerste instantie bedoeld is voor een gesloten kassysteem, maar ook elders kan worden toegepast. Er wordt met name ingegaan op een simulatiemodel dat is ontwikkeld om enerzijds de prestaties van de wisselaar te voorspellen, en anderzijds de ontwerpactiviteiten te ondersteunen.

Concept van de indirecte verdampingskoeler

Ventilatie van kassen beoogt meestal de koeling en/of ontvochtiging van de binnenlucht. Het te ontwerpen luchtbehandelingsapparaat voor een kas met volle-

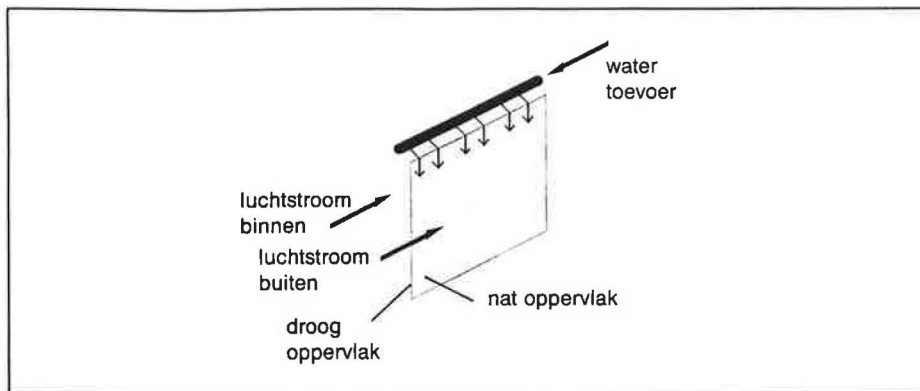
dige recirculatie zal gericht moeten zijn op dezelfde effecten op het binnenklimaat. Een beproefd apparaat voor het afvoeren van overtollige warmte van de binnenlucht naar de buitenlucht is de warmtewisselaar. Via een warmtewisse-

* DLO-Instituut voor Mechanisatie, Arbeid en Gebouwen (IMAG-DLO), Afdeling Klimatisering, Wageningen.

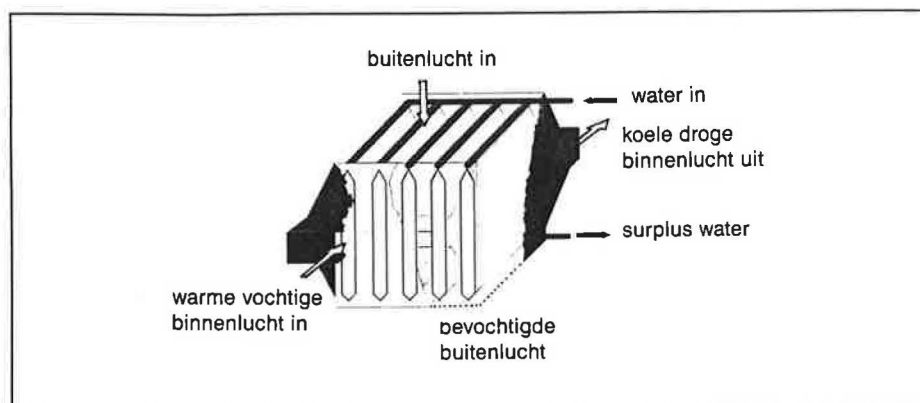
lend oppervlak neemt de koelere buitenlucht de warmte van de binnenlucht op. De hoeveelheid opgenomen warmte van de binnenlucht (per m² oppervlak) is afhankelijk van de warmte-overdrachtscoëfficiënt α_i en het temperatuurverschil tussen de binnenlucht en het oppervlak waaraan de warmte wordt afgestaan ($\Theta_{ai} - \Theta_{su}$). Als de temperatuur van de binnenlucht bij het oppervlak daalt tot onder het dauwpunt zal er ook condensatie plaatsvinden op het oppervlak van de wisselaar; de lucht wordt ontvochtigd en er wordt latente warmte overgedragen. De temperatuur van het oppervlak, Θ_{su} , wordt mede bepaald door de warmte-overdracht van het oppervlak naar de buitenlucht.

Er bestaan verschillende technieken om de warmte-overdracht in de warmtewisselaar te vergroten. Voor de hand ligt het om het warmtewisselend oppervlak (A_{su}) zo groot mogelijk te maken. Daarnaast kan men ook trachten de convectieve warmte-overdrachtscoëfficiënt α te vergroten door de stroming rond het oppervlak te beïnvloeden. Dit gebeurt meestal door het verhogen van de turbulentiegraad van de stroming. Een andere mogelijkheid voor het vergroten van de warmte-overdracht van de binnenlucht naar de plaat ligt in het koelen van het medium dat de warmte aan de andere kant van de plaat opneemt (bijvoorbeeld door een koeltoren), of door gebruik te maken van een koelmedium dat een kringloop in twee fasen doorloopt (koelmachine). Deze laatste methode van koeling gaat over het algemeen gepaard met hoge energiekosten.

Als alternatief wordt een ontwerp van een warmtewisselaar voorgesteld waarbij drie media betrokken zijn bij het warmtetransport (figuur 1). Dat zijn, als eerste twee, de buitenlucht en de te koelen binnenlucht die worden gescheiden door het warmtewisselende oppervlak. Het derde medium is water dat het buitenoppervlak van de warmtewisselaarplaat, waarlangs de buitenlucht strijkt, bevochtigt. Afhankelijk van de heersende condities van de waterfilm en de buitenlucht zal er condensatie of verdamping optreden aan het buitenoppervlak. In de meeste omstandigheden zal er verdamping optreden. Dit betekent dat er, naast voelbare warmte, verdampingswarmte (ook wel latente warmte genoemd) wordt onttrokken aan het oppervlak. De plaat koelt in veel gevallen af tot onder de buitentemperatuur, hetgeen de totale warmte-overdracht van de binnenlucht naar de plaat ten goede komt. Hoewel het principe van



Figuur 1. Plaat van een indirecte verdampingskoeler



Figuur 2. Schets van een prototype van een indirecte verdampingskoeler

het koelen aan een verdampend oppervlak niet nieuw is (ASHRAE, 1988), is het voor zover bekend niet eerder in een dergelijke compacte vorm ten behoeve van het koelen van tuinbouwkassen toegepast. Figuur 2 laat een ontwerp zien van een in kruisstroom uitgevoerde, "indirecte verdampingskoeler".

Model

Om de ontwerpparameters van een dergelijke warmtewisselaar te onderzoeken is een simulatiemodel ontwikkeld. Dit simulatiemodel richt zich op het principe van het warmtetransport door een plaat van de indirecte verdampingskoeler. Het apparaat zelf kan worden beschouwd als een groot aantal parallel gemonteerde platen.

Transport van voelbare warmte

In figuur 3 links, wordt het transport van voelbare warmte tussen twee luchtstromen, gescheiden door een vaste wand, beschouwd. De warmtefluxdichtheid ϕ door de wand is gelijk aan:

$$\phi = u \times (\Theta_{ai} - \Theta_{ao}) \quad (1)$$

Het temperatuurverschil tussen de twee zijden van de plaat zal voor een dunne plaat (met een grote warmtegeleiding) klein zijn en wordt in het model verwaarloosd. Tevens wordt voorlopig geen temperatuurgradiënt in de lengterichting

van de plaat aangenomen.

Het voelbare warmtetransport van de respectievelijk binnen- en buitenlucht naar de plaat kan worden beschreven als:

$$HF_{aisu} = \alpha_i \times A_{su} \times (\Theta_{ai} - \Theta_{su}) \quad (2)$$

$$HF_{aosu} = \alpha_o \times A_{su} \times (\Theta_{ao} - \Theta_{su}) \quad (3)$$

De warmte-overdrachtcoëfficiënten α_i en α_o worden, voor gedwongen convectie, elk bepaald door een empirische relatie tussen de kengetallen Nusselt (Nu), Reynolds (Re) en Prandtl (Pr) in de vorm:

$$Nu = c \times Re^m \times Pr^n \quad (4)$$

Transport van latente warmte

Het transport van latente warmte is gekoppeld aan de waterdampfluxen die optreden bij verdamping en condensatie (figuur 3 rechts). In het model is er van uitgegaan dat op het natte buitenoppervlak verdamping of condensatie kan optreden. Op de in eerste instantie droge binnenkant treedt alleen condensatie op. Het gecondenseerde water wordt door de langsstromende lucht uit de wisselaar gevoerd en er wordt geen rekening gehouden met het eventueel verdampen van het gecondenseerde water.

Voor het waterdamptransport en het

Symbolenlijst

symbool	omschrijving	dimensie	index
A	oppervlakte	[m ²]	
a	temperatuurvereffeningscoëfficiënt	[m ² /s]	a
b	breedte	[m]	ai
c, m en n	constanten	[-]	ao
C	warmtecapaciteit	[J/K]	ci
Cp	specifieke warmte (lucht)	[J/(kg.K)]	co
CV	waterdampcapaciteit	[(kg.m ³)/J]	eo
D	diffusiecoëfficiënt (water in lucht)	[m ² /s]	i
d	plaatdikte	[m]	o
HF	warmteflux	[W]	pl
k	stofoverdrachtscoëfficiënt	[m/s]	(Θsu)
l	lengte	[m]	su
Le	Lewis getal	[-]	1,2
M	moleculair gewicht water	[kg/kmol]	
Nu	Nusselt getal	[-]	
Pr	Prandtl getal	[-]	
φ	warmtefluxdichtheid	[W/m ²]	
R	gasconstante	[J/(kmol.K)]	*
r	verdampingswarmte	[J/kg]	*
Re	Reynolds getal	[-]	
RV	relatieve vochtigheid	[%]	
Sc	Schmidt getal	[-]	
Sh	Sherwood getal	[-]	
Θ	temperatuur	[°C]	
t	tijd	[s]	
U	warmtedoorgangscóëfficiënt	[W/(m ² .K)]	
V	volume	[m ³]	
VF	dampflux	[kg/s]	
VP	dampdruk[N/m ²]		
α	warmte-overdrachtscoëfficiënt	[W/(m ² .K)]	
λ	warmtegeleidingscoëfficiënt	[W/(m.K)]	
ρ	dichtheid	[kg/m ³]	
qv	debiet langs plaat	[m ³ /s]	

boven-index

* bij verzadiging
betrokken op
dampdruk

tussen de 3 kengetallen van Sherwood (Sh), Schmidt (Sc) en Reynolds (Re) in de vorm:

$$Sh = c \times Re^m \times Sc^n \quad (5)$$

Er mag worden verondersteld dat bij gelijk Reynoldsgetal de convectieve stofoverdracht aan een willekeurige kant van de plaat gekoppeld is aan de convectieve warmte-overdracht (vgl. 4). Omdat ook het Prandtl- en Schmidtgetal in hetzelfde geldigheidsgebied liggen kan worden gesteld dat in de genoemde algemene relaties de numerieke waarden c, m en n gelijk zijn. Deling van vgl. 4 door vgl. 5 levert, met een exponent van n=1/3 die voor (vrijwel alle gevallen van) gedwongen convectie geldt, na enig herleiden (in dit geval voor de buitenkant van de plaat):

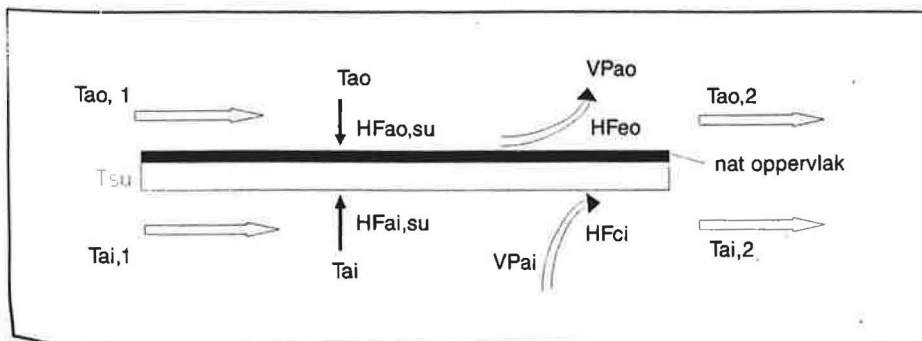
$$\alpha_o/k_o = \rho \times C_p \times (a/D)^{2/3} \quad (6)$$

De hierin voorkomende dimensieloze grootte (a/D) wordt wel 'het kengetal van Lewis (Le)' genoemd. De stofoverdrachtscoëfficiënt k_o kan worden bepaald uit vgl. 6 indien α_o door middel van de empirische relatie van vgl. 4 is vastgelegd.

De stofoverdrachtscoëfficiënt k_o relateert de massafux van de waterdamp (VF_{ao}), veronderstellend dat de waterdamp zich als een ideaal gas gedraagt, aan het gemiddelde verschil van de dampdruk in de luchtstroom en in de verzadigde grenslaag aan het oppervlak (VP_{ao} - VP*(T_{su})):

daar aan gerelateerde warmtetransport zal het gemiddelde dampspanningsverschil tussen het oppervlak en de luchtstroom de drijvende kracht zijn. Voor de beschrijving van de waterdampflux naar of van de natte buitenkant van de plaat wordt er van uitgegaan dat de lucht aan het buitenoppervlak verzadigd is bij een temperatuur die gelijk is aan die van het oppervlak (T_{su}). Afhankelijk van de heersende gra-

diënt zal de richting van de flux naar of van de plaat zijn. Aan de binnenkant van de plaat kan alleen condensatie optreden als de gemiddelde dampdruk in de luchtstroom groter is dan de maximale dampdruk bij de plaattemperatuur (T_{su}). Analoog aan de warmte-overdracht kan de stofoverdracht die plaatsvindt bij verdamping of condensatie worden beschreven met behulp van een relatie



Figuur 3. Schematische weergave van het transport van voelbare en latente warmte aan een plaat van een indirecte verdampingskoeler

$$VF_{ao} = k_o \times M/(R.T_{ao}) \times (VP_{ao}-VP^*_{(T_{su})}) \times A_{su} \quad (7a)$$

of

$$VF_{ao} = k_o' \times (VP_{ao}-VP^*_{(T_{su})}) \times A_{su} \quad (7b)$$

Afhankelijk van de heersende dampdruk in de buitenlucht en de verzadigde dampspanning bij de plaattemperatuur zal waterdamptransport vanaf de plaat of naar de plaat toe optreden. VF_{ao} wordt dan respectievelijk VF_{eo} of VF_{co} genoemd. Verdamping en condensatie zal zich vanzelfsprekend nooit tegelijkertijd aan dezelfde kant van de plaat voordoen. Analooch kan de mogelijke waterdampflux bij condensatie van de binnenlucht worden berekend:

$$VF_{ci} = k_i' \times (VP_{ai}-VP^*_{(T_{su})}) \times A_{su} \quad (8)$$

De latente warmte-overdracht door de condensatie en verdamping wordt bepaald door de respectievelijke dampstromen met de verdampingswarmte te vermenigvuldigen, algemeen:

$$HF = VF \times r \quad (9)$$

Warmte- en vochtbalansen

De beschreven voelbare warmtefluxen (vgl. 2 en 3), de latente warmtefluxen (vgl. 9) en de waterdampfluxen (vgl. 7b en 8) zijn nodig voor het opstellen van de warmte- en vochtbalansen van de plaat en luchtstromen.

De warmtecapaciteit (C_{su}) van de plaat is afhankelijk van het materiaal en de afmetingen van de plaat.

De warmtecapaciteiten (C) en de waterdampcapaciteiten (CV) zijn afhankelijk van het beschouwde luchtvolume V boven de plaat.

$$C = \rho \times Cp \times V \quad (10a)$$

De waterdampcapaciteit verbindt de molaire concentratie met de heersende druk. Veronderstellend dat de waterdamp zich als een ideaal gas gedraagt:

$$CV = M/(R.\Theta_a) \times V \quad (10b)$$

Uit de vergelijkingen 2,3,7b,8,9 en 10 volgen:

De warmtebalansen voor de:

- plaat:

$$C_{su} \times d\Theta_{su}/dt = HF_{su} \quad (11)$$

met:

$$HF_{su} = HF_{aosu} + HF_{aisu} + HF_{ci} + HF_{co} - HF_{eo}$$

- buitenlucht:

$$C_{ao} \times d\Theta_{ao,2}/dt = HF_{ao} - \phi_o \times \rho \times Cp \times (\Theta_{ao,2} - \Theta_{ao,1}) \quad (12)$$

met:

$$HF_{ao} = -HF_{aosu} \text{ en}$$

- binnenlucht:

$$C_{ai} \times d\Theta_{ai,2}/dt = HF_{ai} - \phi_i \times \rho \times Cp \times (\Theta_{ai,2} - \Theta_{ai,1}) \quad (13)$$

met:

$$HF_{ai} = -HF_{aisu}$$

De vochtbalansen voor de:

- buitenlucht:

$$CV_{ao} \times dVP_{ao,2}/dt = VF_{ao} - \phi_o \times M/(R.\Theta_{ao}) \times (VP_{ao,2} - VP_{ao,1}) \quad (14)$$

met:

$$VF_{ao} = -VF_{co} + VF_{eo} \text{ en}$$

- binnenlucht:

$$CV_{ai} \times dVP_{ai,2}/dt = VF_{ai} - \phi_o \times M/(R.\Theta_{ai}) \times (VP_{ai,2} - VP_{ai,1}) \quad (15)$$

met:

$$VF_{ai} = -VF_{ci}$$

De condities van de luchtstromen die aan de plaat worden aangeboden (index 1) worden constant verondersteld. Met behulp van vgl. 11 t/m 15 kunnen veranderingen van relevante toestandsgrootheden van de plaat en de lucht die de plaat verlaat (index 2) worden berekend ten opzichte van de beginsituatie. Zo worden nieuwe uitgangssituaties berekend voor de volgende rekenstap in de tijd (dt). De rekenstap moet op basis van de tijdconstanten van de onderdelen van het rekenmodel worden gekozen. Na een reeks integraties, wanneer de rechter term in de vgl. 11 t/m 15 nul wordt, zal er een evenwichtssituatie worden bereikt. Voor de eerste rekenstap (de beginsituatie) worden de condities van de ingaande en uitgaande lucht aan elkaar gelijk gesteld.

Het ontwikkelde rekenmodel, geschreven in de simulatietaal MATLAB (1989), geeft als uitvoer alle in het proces betrokken fluxen en toestandsgrootheden van de plaat en de uitgaande lucht in de evenwichtssituatie. De uitkomsten zijn een functie van de condities van de aangeboden lucht. De prestaties van de warmtewisselaarplaat kunnen voor arbitrair te kiezen omstandigheden worden gesimuleerd. Invoergegevens voor het model zijn onder andere:

a. afmetingen en materiaaleigenschap-

- pen van de plaat;
- b. natte- en droge-boltemperatuur van de ingaande lucht;
- c. het debiet van de binnen- en buitenlucht;
- d. de plaatafstand in de warmtewisselaar;
- e. de begintemperatuur van de plaat.

De onder a t/m d genoemde grootheden blijven tijdens de simulatie constant.

Kruis-, parallel- of tegenstroom uitvoering

Het behandelde model maakt nog geen onderscheid in de richting van de verschillende luchtstromen en gaat uit van een homogene plaattemperatuur (ongedeelde plaat). Dit onderscheid kan wel worden gemaakt als de plaat in verschillende stukken wordt opgedeeld die verschillende temperaturen kunnen hebben. Tijdens elke rekenstap (tijdstep) worden de fluxen over elk deeloppervlak van de plaat berekend.

De berekende uitgangsconditie van het eerste stuk in de richting van de stroming wordt, voor de volgende rekenstap, de ingangsconditie voor het aangrenzende stuk in de stroomrichting enz. Op deze manier kan de wisselaar in kruis-, parallel- of tegenstroom uitvoering worden gesimuleerd. In de evenwichtssituatie is er een temperatuur en/of vochtigheidsgradiënt over de plaat en de lucht. De mogelijke warmtestromen door geleiding tussen de plaatdelen met elk een verschillende temperatuur zijn klein ten opzichte van de overige optredende warmtestromen en worden verwaarloosd. Als beginsituatie geldt weer dat de luchtconditie boven alle stukken hetzelfde is en gelijk aan die van de inkomende lucht.

Simulaties

In de simulaties zijn waarden voor α genomen variërend van 5 - 50 $W/(m^2.K)$, waarbij $\alpha_o = \alpha_i$. De werkelijke waarden zullen onder andere afhangen van de gerealiseerde luchtsnelheid in de wisselaar, de vorm van de platen en de plaatafstand.

Voor het materiaal van de plaat is aluminium gekozen met $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$ en $Cp = 922 \text{ J/(kg.K)}$. De prestatie van de wisselaarplaat wordt uitgedrukt in het (van de binnenlucht) afgevoerd vermogen. Daarbij kan onderscheid worden gemaakt tussen voelbaar (HF_{aisu}) en latent (HF_{ci}) vermogen. De gekozen conditie van de te koelen en te ontvochtigen binnenlucht is $\Theta_{ai,1}$ (natte bol) = $27,5 \text{ }^\circ\text{C}$ en $\Theta_{ai,1}$ (droge bol) = $30 \text{ }^\circ\text{C}$ (De bijbehorende relatieve vochtigheid $RV_{ai,1}$ is dan circa 83%)

situatie	$\alpha = 30 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$			$\alpha = 15 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$		
	voelbaar (W)	latent (W)	totaal (W)	voelbaar (W)	latent (W)	totaal (W)
ongedeelde plaat (A)	103,2	117,5	220,7	62,1	72,1	134,2
parallelstroom (B)	98,1	110,2	208,3	61,2	70,6	131,8
kruisstroom (C)	100,0	115,8	215,8	61,5	71,7	133,2
tegenstroom (D)	101,1	119,5	220,6	61,7	72,5	134,2
tegenstroom (E)	100,9	119,7	220,6	61,7	72,5	134,2

Tabel 1. Het afgevoerd vermogen door een plaat van een indirecte verdampingskoeler. Afmetingen plaat: $l \times b \times d = 1 \times 1 \times 0,005 \text{ m}$. $\theta_{a0,1}$ (droge bol) = $28 \text{ }^\circ\text{C}$, $\theta_{a0,1}$ (natte bol) = $22 \text{ }^\circ\text{C}$, q_i en $q_o = 0,025 \text{ m}^3/\text{s}$.

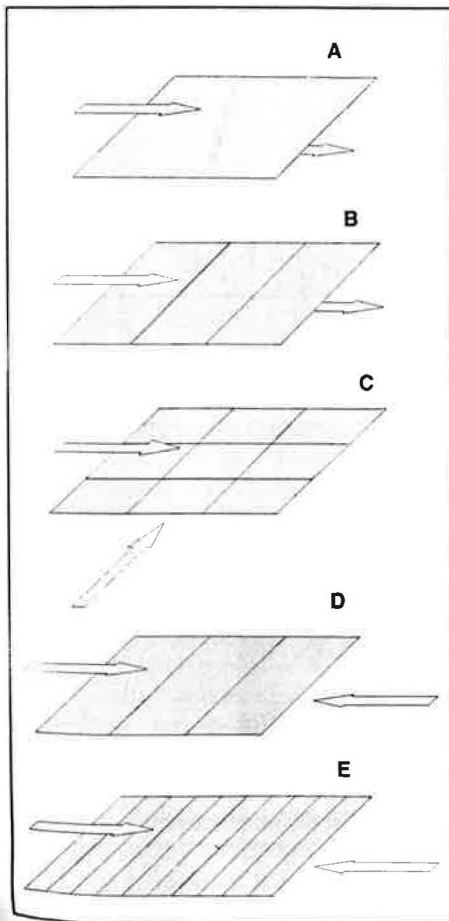
Tabel 1 toont enkele berekende uitkomsten van het afgevoerde vermogen door de plaat in een evenwichtssituatie waarbij de buitenluchtcondities zijn gegeven door $\theta_{a0,1}$ (droge bol) = $28 \text{ }^\circ\text{C}$ en $\theta_{a0,1}$ (natte bol) = $22 \text{ }^\circ\text{C}$ ($RV_{a0,1} \approx 60 \%$). Hierbij zijn verschillende uitvoeringen van het model gebruikt volgens figuur 4(A t/m E). Hoewel de verschillen in dit rekenvoorbeeld klein zijn, geeft de ongedeelde plaat de beste prestatie. Indien er rekening wordt gehouden met de gradiënt over de plaat en in de luchtstroom, blijkt dat het tegenstroomprincipe de grootste overdracht geeft en de parallelle uitvoe-

ring de kleinste. Dit is in overeenstemming met de verwachtingen. Een verdere opdeling van de plaat van 3 (figuur 4 D) naar 10 stukken (figuur 4 E) in de lengterichting heeft, in dit voorbeeld, vrijwel geen effect op het afgevoerde vermogen. Uit tabel 1 blijkt dat een verhoging of verlaging van de overdrachtscoëfficiënt niet een evenredige verandering van het afgevoerde vermogen betekent. Eenzelf-

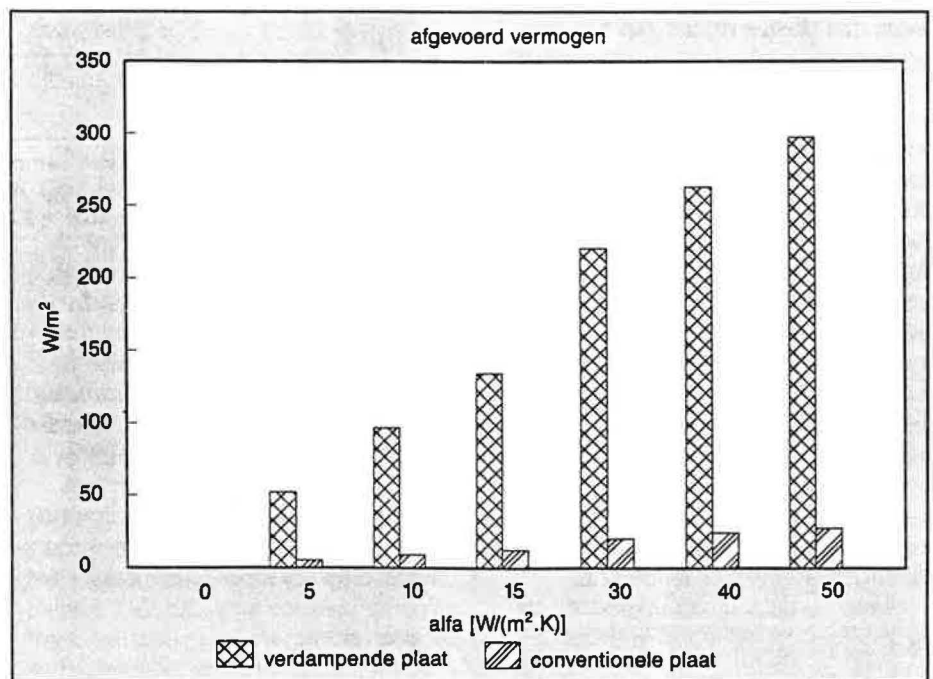
de effect treedt op bij het vergroten of verkleinen van het oppervlak A_{su} . De term ($\alpha \times A_{su}$) komt immers steeds (expliciet of impliciet) als product voor in de transportvergelijkingen. De prestatie van een plaat van een indirecte verdampingskoeler (bij dezelfde binnenluchtcondities) zal erg afhangen van de condities van de buitenlucht. Tabel 2 geeft de berekende afgevoerde vermogens door de plaat bij buitenlucht van $28 \text{ }^\circ\text{C}$, maar met verschillende relatieve vochtigheden. Een lage RV van de buitenlucht vergroot de verdamping aan de plaat en daarmee het afgevoerde vermogen. Simulaties laten zien dat bij een conventionele (droge) plaat er in dit voorbeeld geen verschil in prestatie is bij de verschillende RV's en dat de prestaties ver achter blijven ten opzichte van de indirecte verdampingskoeler. De plaattemperatuur (in de evenwichtssituatie) ligt in dit voorbeeld bij de conventionele plaat tussen de droge-boltemperatuur van de binnen- en buitenlucht. Voor de bevochtigde plaat verschuift de

ongedeelde plaat $\alpha = 30 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$	$\theta_{a0,1}$ (droge bol) = $28 \text{ }^\circ\text{C}$ $\theta_{a0,1}$ (natte bol) = $22 \text{ }^\circ\text{C}$ $RV_{a0,1} \approx 60 \%$			$\theta_{a0,1}$ (droge bol) = $28 \text{ }^\circ\text{C}$ $\theta_{a0,1}$ (natte bol) = $18 \text{ }^\circ\text{C}$ $RV_{a0,1} \approx 37 \%$		
	voelbaar (W)	latent (W)	totaal (W)	voelbaar (W)	latent (W)	totaal (W)
"verdampende" plaat	103,2	117,5	220,7	138,3	217,7	356,0
droge plaat	20,0	0,0	20,0	20,0	0,0	20,0

Tabel 2. Het afgevoerd vermogen door een plaat van een indirecte verdampingskoeler en een conventionele warmtewisselaarplaat. Afmetingen plaat: $l \times b \times d = 1 \times 1 \times 0,005 \text{ m}$. q_o en $q_i = 0,025 \text{ m}^3/\text{s}$.



Figuur 4. Verschillende uitvoeringen van het simulatiemodel van een plaat van de indirecte verdampingskoeler



Figuur 5. Afgevoerd vermogen van een plaat van een indirecte verdampingskoeler en een conventionele wisselaarplaat. Afmetingen plaat: $l \times b \times d = 1 \times 1 \times 0,005 \text{ m}$. q_o en $q_i = 0,025 \text{ m}^3/\text{s}$, $\theta_{a0,1}$ (droge bol) = $28 \text{ }^\circ\text{C}$, $\theta_{a0,1}$ (natte bol) = $22 \text{ }^\circ\text{C}$.

plaattemperatuur in de richting van de natte-boltemperatuur van de buitenlucht.

In figuur 5 wordt het afgevoerde vermogen door een conventionele (droge) plaat en een "verdampende" plaat nog eens vergeleken (elk met een oppervlak van 1 m²) voor verschillende warmte-overdrachtscoëfficiënten.

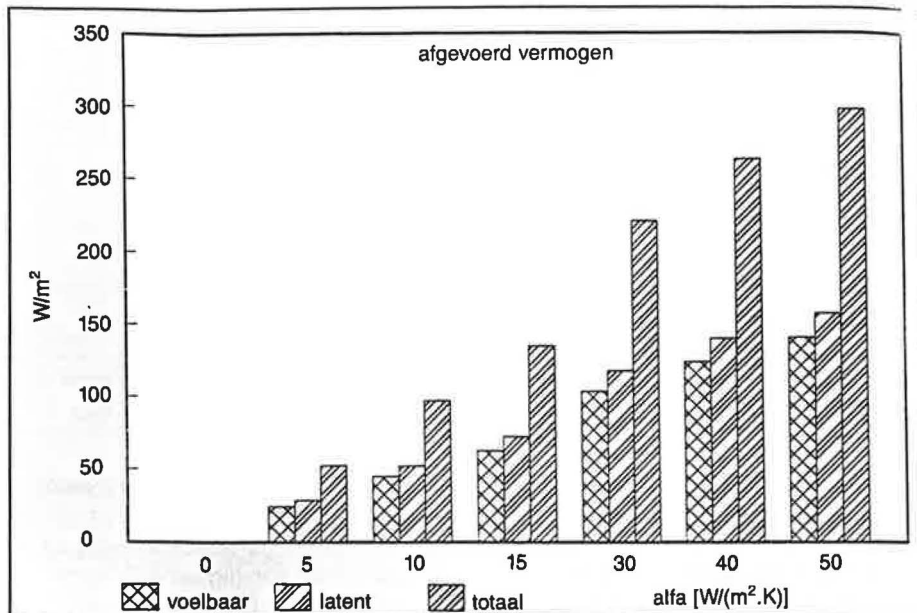
Het blijkt uit figuur 6 dat de latente en de voelbare component van het totale afgevoerde vermogen door een plaat van een indirecte verdampingskoeler ongeveer gelijk zijn, en beide groot zijn ten opzichte van het afgevoerde vermogen van een droge plaat (figuur 5). Dit is van belang omdat het apparaat ontworpen is voor de koeling en ontvochtiging van de binnenlucht.

Het effect van het debiet, bij een gegeven α , op de totale overdracht wordt getoond in figuur 7. Een groter debiet resulteert in een groter afgevoerd vermogen in de evenwichtssituatie.

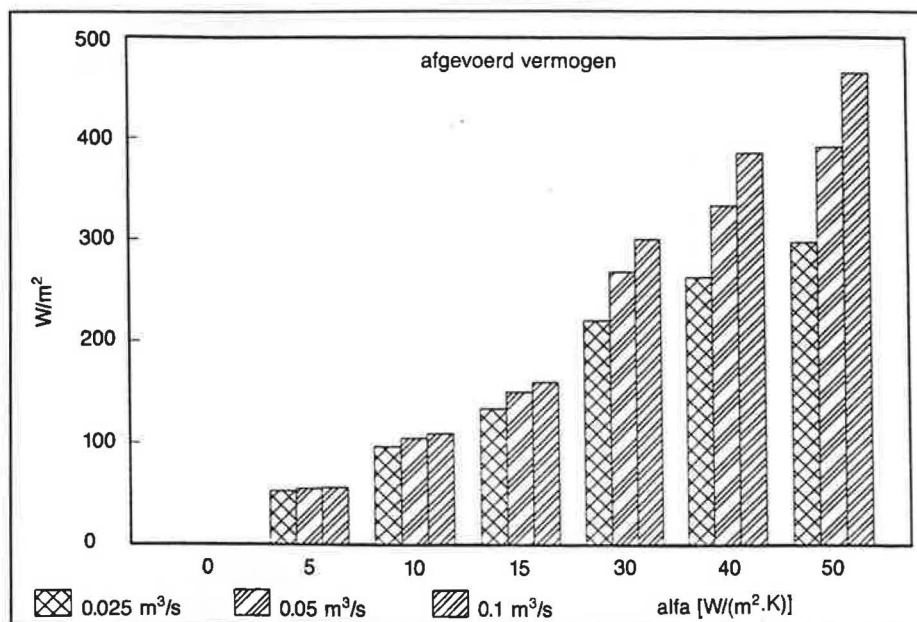
Discussie en conclusies

Het gepresenteerde simulatiemodel is ontwikkeld met als doel het principe te toetsen van een compacte indirecte verdampingskoeler en om enkele ontwerpparameters te evalueren.

Vooropgesteld dat de condities van de buitenlucht niet ongunstig zijn (in casu te hoge luchtvochtigheid), geven de simulaties duidelijk aan dat het voorgestelde principe van een indirecte verdampingskoeler leidt tot een grotere voelbare warmte-overdracht per eenheid warmtewisselend oppervlak, vergeleken met de overdracht van een conventionele platen-warmtewisselaar. Het afgevoerde vermogen is sterk afhankelijk van het debiet en de bereikte warmte-overdrachtscoëfficiënten. Beide parameters zijn gekoppeld door een empirische relatie tussen het Nusselt-, Reynolds- en Prandtlgetal. De indirecte verdampingskoeler heeft bovendien de eigenschap om naast de voelbare warmte ook grote hoeveelheden latente warmte af te voeren tengevolge van de lage plaattemperatuur. Vooral voor ruimten waar er, behalve opwarming, ook een grote vochtproductie optreedt (zoals het geval is in een tuinbouwkas), is het belangrijk dat de latente warmte-overdracht door condensatie aan de binnenzijde van de plaat groot is. Er is een aantal aannames gedaan om het model in eerste opzet eenvoudig te houden. Zo is onder meer verondersteld dat de warmte-overdrachtscoëfficiënt over de hele plaat constant is en dat de waterfilm exact de temperatuur van de



Figuur 6. Afgevoerd vermogen, opgesplitst in voelbare en latente component, door een plaat van een indirecte verdampingskoeler. Afmetingen plaat $l \times b \times d = 1 \times 1 \times 0,005$ m. q_o en $q_i = 0,025$ m³/s, $\theta_{bo,1}$ (droge bol) = 28 °C, $\theta_{bo,1}$ (natte bol) = 22 °C.



Figuur 7. Afgevoerd vermogen van een plaat van een indirecte verdampingskoeler bij verschillende α en debieten ($q_i = q_o$). Afmetingen plaat $l \times b \times d = 1 \times 1 \times 0,005$ m. $\theta_{bo,1}$ (droge bol) = 28 °C, $\theta_{bo,1}$ (natte bol) = 22 °C.

plaat aanneemt.

De prestaties van de wisselaar zullen daarom in de praktijk afwijken van de door simulatie verkregen resultaten. Bovendien zullen de prestaties mede afhankelijk zijn van de technische realisatie van het behandelde principe. Bij IMAG-DLO wordt daarom op het ogenblik een meetopstelling gebouwd, waarin prototypes van indirecte verdampingskoelers zullen worden getest.

Literatuur

ASHRAE, 1988. Indirect Evaporative Air Coolers. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, USA, ASHRAE-

Handbook, Volume Equipment, pag 4.3 - 4.4

Knies, P., 1992. Toekomstige kas: meer deklagen, geen luchtramen. Vakblad voor de Bloemisterij 1 (1992) pag 44-45.

Knies, P., 1992. Beheersing kasklimaat in gesloten bedrijfssystemen. Vakblad voor de Bloemisterij 2 (1992) pag 44-47.

MATLAB, 1989. Users guide PC-MATLAB. The MathWorks, Inc., South Natick, USA.

N.N., 1989. Structuurnota Landbouw. Ministerie van Landbouw, Natuurbeheer en Visserij, Den Haag.