
Vocht afvoeren uit tuinbouwkassen met warmteterugwinning



J.B. Campen
G.L.A.M. Swinkels
N.J. van de Braak
P.J. Sonneveld
G.P.A. Bot

april 2003

IMAG Rapport P2003-35

Onderzoek in het kader van het
Convenant Glastuinbouw en Milieu



In opdracht van:



Vocht afvoeren uit tuinbouwkassen met warmteterugwinning

J.B. Campen
G.L.A.M. Swinkels
N.J. van de Braak
P.J. Sonneveld
G.P.A. Bot

IMAG Rapport P2003-35

© 2003

Instituut voor Milieu- en Agritechniek (IMAG)

Mansholtlaan 10-12

Postbus 43, 6700 AA Wageningen

Telefoon 0317 - 476300

Telefax 0317 - 425670

www.imag.wageningen-ur.nl

IMAG-Rapport. Niets uit dit rapport mag elders worden vermeld, of worden vermenigvuldigd op welke wijze dan ook, zonder voorafgaande schriftelijke toestemming van IMAG.

Bronvermelding zonder weergave van de feitelijke inhoud is evenwel toegestaan, op voorwaarde van de volledige vermelding van: auteursnaam, jaartal, titel, instituut en rapportnummer.

All rights reserved. No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system of any nature, in any form of by any means, electronic, mechanical, photocopying, recording or otherwise, without the prior written permission of IMAG.

Voorwoord

In het convenant Glastuinbouw en Milieu (GLAMI) hebben de overheid (ministeries van LNV en EZ) en de glastuinbouwsector (LTO Nederland) afspraken gemaakt over onder andere het energiegebruik in 2010 door de Nederlandse Glastuinbouw. De doelstellingen zijn:

“Het terugbrengen van het fossiel energiegebruik per eenheid product tot 35 % ten opzichte van dit gebruik in 1980” en “Het aandeel duurzame energie moet toegenomen zijn tot 4 %.”

Het afvoeren van een te veel aan waterdamp uit een tuinbouwkas tijdens de verwarmingsperiode gaat gepaard met veel energieverlies. Het verminderen daarvan kan een belangrijke bijdrage leveren aan de realisatie van die doelstellingen.

Tegen deze achtergronden is in opdracht van LNV en het Productschap Tuinbouw (projectnr. 11085) door het Instituut voor Milieu- en Agritechniek (IMAG bv), onderzocht of mechanische ventilatie met warmteterugwinning, een haalbare optie is. Daarbij spelen aspecten als lichtonderschepping, invloed op het kasklimaat, additioneel verbruik van elektriciteit, investeringen en vermindering van het gasverbruik een rol.

Dit rapport geeft de resultaten weer van het eerste deel van het onderzoek, waarin randvoorwaarden, ontwerpcriteria, bouw van prototypen en laboratoriumtesten centraal hebben gestaan.

Inhoudsopgave

Voorwoord	3
Samenvatting.....	5
1 Inleiding	7
2 Onderzoeksopzet.....	8
2.1 Inleiding	8
2.2 Berekeningen en analyse.....	9
2.2.1 Behoeftte afvoer waterdamp	9
2.2.2 Parameters warmtewisselaar.....	10
2.2.3 Temperatuur en vochtverdeling in de kas.....	10
2.2.4 Lichtonderschepping.....	10
2.3 Experimenten	11
3 Resultaten	12
3.1 Inleiding	12
3.2 Afvoerbehoefte waterdamp.....	12
3.3 Parameters van de warmtewisselaar	14
3.4 Temperatuur en vochtverdeling in de kas.....	16
3.5 Lichttransmissie	20
3.6 Ontwerp.....	21
3.6.1 Uitvoering van de warmtewisselaar	21
3.6.2 Toe- en afvoer van lucht	23
3.6.3 Locatie in de kas	24
3.6.4 Realiseerbaarheid.....	25
3.6.5 Prototypen.....	26
3.7 Evaluatie prototypen	26
3.7.1 CFD-berekening prototypen met zigzagplaat	27
3.7.2 Metingen aan prototypen met zigzagplaat	28
3.7.3 Alternatieve geprofileerde platenwisselaars	29
3.7.4 Conclusie evaluatie prototypen	31
3.8 Samenvatting selectie warmteterugwinsysteem.....	31
4 Conclusies en aanbevelingen	34
4.1 Energiebesparingseffecten	34
4.2 Haalbaarheid	34
4.3 Aanbevelingen	35
Literatuur	36
Bijlage 1 Simulatiemodel KASPRO	37
Bijlage 2 Kaspro invoergegevens en klimaatinstellingen.....	39

Samenvatting

Inleiding

Een te hoge luchtvochtigheid in tuinbouwkassen geeft bij vrijwel alle gewassen problemen, daarom moet de luchtvochtigheid in de kas door afvoer van waterdamp voldoende laag gehouden worden. In de winter condenseert wel veel vocht tegen het koude kasdek, maar toch moet dan nog vaak vocht afgevoerd worden door de luchtramen te openen. Daarmee gaat afhankelijk van de teelt voor een kas met een enkelglas dek op jaarbasis naar schatting tussen 5 en 20% van de totale energiebehoefte aan warmte verloren. Nieuwe kasontwerpen met een hogere isolatiewaarde hebben minder condensatie tegen het dek, waardoor er voor de vochtafvoer meer geventileerd moet worden. De energiebesparing van het isolerende dek wordt hierdoor voor een deel weer teniet gedaan.

Doel van dit project is de fossiele energie die verloren gaat tijdens het ontvochtigen van de kas wanneer er tegelijk warmtevraag is, terug te winnen. In dit project is vooral gekeken naar systemen met decentraal geplaatste warmtewisselaars. Met een ventilator aangezogen koude buitenlucht wordt via de wisselaar opgewarmd door de warme vochtige kaslucht die naar buiten wordt afgevoerd.

Eerst is middels het kasklimaatmodel KASPRO van IMAG berekend welke besparing op fossiele energie te behalen valt. Uit deze berekening volgt ook aan welke criteria het warmteterugwinapparaat moet voldoen in termen van rendement en ventilatorcapaciteit.

In brainstormsessies zijn vervolgens een aantal mogelijke configuraties van de warmtewisselaar geformuleerd en een selectie uitgevoerd op basis van de volgende eisen:

1. Minimaal lichtverlies ten gevolge van de installatie.
2. Voldoende capaciteit om in 90% van de tijd het vocht via de warmtewisselaar af te voeren zonder het openen van de ramen.
3. Rendement van de warmtewisselaar moet minimaal 70% zijn.
4. De energie die nodig is voor de ventilatoren moet minimaal zijn.
5. De lokale verschillen in vocht en temperatuur moeten vergelijkbaar of kleiner zijn dan die welke bij vochtafvoer via de geopende ramen optreden.
6. De maakbaarheid van het systeem.
7. De kosten van het systeem.
8. De praktische implementatie in de kas.

De eerste 5 eisen zijn middels berekeningen met computational fluid dynamics (CFD), Matlight en analytische modellen voor de verschillende ontwerpen vastgesteld. De ontwerpen zijn getoetst aan de laatste drie eisen door gesprekken met fabrikanten.

Resultaten in het kort

De berekeningen laten een potentiële fossiele energiebesparing tussen 3.3 en 4.5 m³ aardgas per m² per jaar zien, afhankelijk van het rendement van de warmtewisselaar. Bij deze berekeningen is uitgegaan van een tomatenteelt zonder scherm en zonder minimumbuis. De relatieve besparing voor dit geval ligt tussen de 7 en 10%.

Uit een andere studie (Campen & Bot, 2003) is gebleken dat de relatieve besparing voor andere gewassen zoals paprika, roos en komkommer kan oplopen tot 10%. Naarmate de kas beter geïsoleerd wordt neemt de besparing toe, tot 25%. Een maximale ventilatorcapaciteit van 0.005 m³/m²s (18 m³/(m²h)) is voldoende om 90% van de warmte die verloren gaat tijdens ontvochtiging, terwijl er gestookt wordt, terug te winnen. Bij de brainstormsessies is in eerste instantie gekeken naar decentrale units. Dit zijn units die een kasoppervlak van ongeveer 10m² ontvochtigen. Via een doorvoer in het dek wisselen deze units kaslucht uit met buitenlucht. Tijdens de bespreking van deze units met fabrikanten is het concept van een centrale unit per gewasrij met een luchtdistributiesysteem naar voren gekomen. Deze unit behandelt een veel groter kasoppervlak. Beide configuraties zijn aan de eisen getoetst.

Eis 1: De decentrale systemen kunnen in of tegen de kasgoot worden geïntegreerd. Dit heeft als voordeel dat het lichtverlies beperkt wordt. Het lichtverlies is bij plaatsing onder de goot toch nog 2%, door verdere integratie in de goot wordt dit minder dan 0.8%. Plaatsing van de installatie onder het gewas heeft op het punt van lichtverlies dan ook de voorkeur. Bij het gebruik van decentrale units

- zullen in het geval van plaatsing onder het gewas extra toe- en afvoerkanalen moeten worden geplaatst, die ingrijpen op de eisen 4, 6, 7 en 8. Integratie met de kolommen in de kas is hierbij in overweging genomen met het oog op lichtverlies door de kanalen.
- Eis 2: Alle systemen hebben afdoende capaciteit mits het ventilatorvermogen voldoende groot is, wat wel gevolgen heeft voor eis 4.
- Eis 3: Als de plaatafstand in de warmtewisselaar goed wordt gekozen, is een rendement van 70% haalbaar. Uit analytische en CFD-berekeningen blijkt dat de optimale afstand van de platen 8 mm is. Het kostenaspect (eis 7) is bij deze berekening ook meegenomen. Essentieel is dat het systeem goed van de omgeving wordt geïsoleerd, wat gevolgen heeft voor eisen 1, 7 en 8. De fabrikanten van centrale units hebben bij deze warmtewisselaars een rendement van meer dan 90% gemeten.
- Eis 4: Uit experimenten is gebleken dat de decentrale units veel druk verliezen bij de instroom en uitstroom van lucht. Bij een centrale unit zijn deze verliezen veel geringer volgens metingen van de fabrikanten.
- Eis 5: Uit de CFD-berekeningen is gebleken dat de verschillen in vocht en temperatuur wat groter zijn dan tijdens de ontvochtiging met de ramen (verschil in relatieve luchtvochtigheid is 3% hoger). De centrale unit is hierbij nog niet geanalyseerd.
- Eis 6: Niet alle voorgestelde ontwerpen bleken fabricerbaar te zijn. De koker waarbij de luchtstromen worden gescheiden door aluminium platen met geribbelde vinnen bleek met de optimale vlnafstand niet te extruderen. De kunststof extrusies met veel holten kunnen ook niet gemaakt worden. Alle andere voorgestelde vormen zijn in principe maakbaar, doch de één makkelijker dan de ander. De centrale unit is het eenvoudigst te maken mede omdat het luchtdistributiekanaal niet hoeft te worden geïsoleerd.
- Eis 7: De aluminium ontwerpen zijn kostbaar qua materiaal en ook het produceren van deze ontwerpen is vrij kostbaar. De kunststof ontwerpen zijn qua materiaal goedkoper en ook het productieproces is relatief goedkoper. Bij plaatsing onder het gewas van de systemen moeten extra kosten voor de kanalen worden meegenomen. Het isoleren van de systemen vormt een aanzienlijke kostenpost voor de decentrale units. Voor de centrale unit zijn geen kosten bekend voor de distributie van de lucht. Voordeel bij de laatste is dat de kas zelf als terugvoerkanaal kan worden gebruikt.
- Eis 8: Integratie van het systeem in de constructie verdient de voorkeur, omdat hierbij in de kas het minst wordt veranderd. Bij het gebruik van hangende teeltgoten zal de ruimte onder de goten prima kunnen worden gebruikt voor zowel het centrale als het decentrale systeem.

De scores van de verschillende systemen op voornoemde eisen tegen elkaar afwegend is het systeem met een (semi-)centrale opstelling van warmtewisselaars aan de kopgevel en per gewasrij luchttoevoerkanalen onder de teeltgoten, technisch het meest perspectiefvol.

Economisch perspectief

Het concept van warmteterugwinning uit ventilatielucht tijdens het ontvochtigen is zeker interessant uit het oogpunt van energiebesparing. De investeringskosten voor een semi-deentraal systeem met warmtewisselaars aan de kopgevels en luchtkanalen onder de teeltgoten zullen in de orde van € 10 per m² zijn. Daar staat een netto besparing van ongeveer 3 m³ aardgas (voor tomaat) tegenover. Bij een gasprijs tussen € 0.15 en € 0.20 wordt de laagste investering dan tussen de 17 en 22 jaar terugverdiend, hetgeen voor de meeste tuinders op dit moment te lang lijkt om zonder meer tot investering over te gaan. Bij kassen met een hoge isolatiewaarde wordt de terugverdientijd in de orde van 12 jaar, wat de haalbaarheid sterk vergroot. In het kader van de vereiste reductie van het gebruik van fossiele energie (AMvB) en de hogere potentie van het systeem bij andere gewassen, blijft warmteterugwinning uit ventilatielucht tijdens ontvochtigen echter een interessante optie.

Aanbeveling

Vanwege de potentie die warmteterugwinning heeft op het terrein van besparing van fossiele energie, is het van belang het concept van warmteterugwinning tijdens ontvochtigen, terwijl er warmtevraag is, verder uit te werken. Het meest perspectiefvolle systeem met warmtewisselaars aan de gevel en luchtkanalen onder de teeltgoten zal daartoe in een kasexperiment getest moeten worden.

1 Inleiding

In opdracht van LNV en het Productschap Tuinbouw heeft IMAG bv een onderzoek uitgevoerd met als doelstelling een warmtewisselaar ten behoeve van energiezuinige vochtafvoer te ontwerpen en te beproeven, die zodanig in (de constructie van) kassen geïntegreerd is, dat geen noemenswaardige extra lichtonderschepping ontstaat.

Een te hoge luchtvochtigheid in tuinbouwkassen geeft bij vrijwel alle producten problemen, zowel met de groei en productkwaliteit als met ziekten en plagen. Daarom moet de relatieve vochtigheid in de kas voldoende laag gehouden worden. In de zomer wordt vocht via de luchtramen samen met de overtollige warmte afgevoerd. In de winter condenseert veel vocht tegen het koude kasdek. Toch moet dan nog vaak vocht afgevoerd worden door de luchtramen te openen. Daarmee gaat ook (voelbare) warmte verloren, die middels de verwarming weer aangevuld moet worden. Op jaarbasis gaat tussen de 5% en de 20% van de totale fossiele energiebehoefte afhankelijk van het gewas op deze manier verloren (Tabel 1). Voor kassen met een dubbeldek is dit percentage nog hoger (tussen 8% en 30%).

Tabel 1 De geleverde warmte aan de kas en de verloren voelbare warmte tijdens ventilatie ten behoeve van ontvochtiging voor een enkel en een dubbeldeks kas voor verschillende gewassen (Campen et al, 2003).

Gewas	Geleverde warmte, m ³ gas		Verloren voelbare warmte, m ³ gas	
	enkel	dubbel	enkel	Dubbel
Tomaat	49.3	42.3	2.3	3.2
Paprika	46.8	38.2	4.5	6.0
Roos	32.9	29.7	6.7	8.7
Komkommer	45.5	37.3	4.9	7.0

Het gasverbruik is voor een standaardteelt (Swinkels *et al*, 2000). Roos wordt belicht, maar de elektriciteit wordt uit het net onttrokken en niet via een WK-installatie, hetgeen het lage gasverbruik verklaart. De berekeningen in deze studie zijn gebaseerd op een teelt met tomaat waarbij geen scherm wordt gebruikt. Nieuwe energiezuinige kasontwerpen hebben een hogere isolatiewaarde. Gevolg hiervan is dat er minder condensatie optreedt tegen het dek. Er moet dan meer geventileerd worden. De energiebesparing, die deze nieuwe kassen juist als pré hebben, wordt hierdoor voor een deel weer teniet gedaan.

Er zijn reeds vele onderzoeken gedaan naar de ontvochtiging van kaslucht (Albright & Behler, 1984; Campen & Bot, 2001 and 2002). De voornaamste problemen bij de onderzochte systemen waren het hoge energieverbruik, de grote vochtgradiënten, de te lage capaciteit, de hoge luchtsnelheden en de omvang van de installaties.

Een methode om het energieverlies tijdens ventilatie ten behoeve van ontvochtiging te verminderen is middels warmteterugwinning. Deze methode is reeds in verschillende studies beschreven (De Hallaux & Gauthier, 1998; Rouse et al., 2000). In deze studies werd gebruik gemaakt van één centrale ontvochtigingsunit. Het nadeel van dit systeem is dat een grote luchthoeveelheid moet worden verplaatst. Dit kost veel energie en maakt een groot distributiesysteem nodig. Onderzoek van Campen *et al.* (2003) laat zien dat ontvochtigen met warmteterugwinning wel de meest perspectievolle methode van kasontvochtiging is met betrekking tot de kosten.

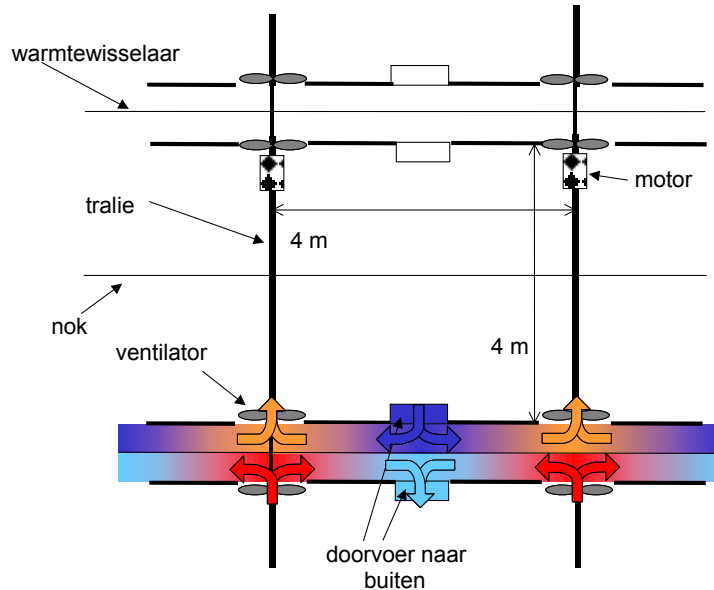
Het onderzoek in dit project is in verband met de gewenste integratie in de kasconstructie vooral gericht op decentrale ventilatie met warmteterugwinning.

In hoofdstuk twee wordt de onderzoeksopzet beschreven en in hoofdstuk drie de resultaten van modelberekeningen, ontwerpproces en experimenten. De conclusies en aanbevelingen staan in hoofdstuk vier.

2 Onderzoeksopzet

2.1 Inleiding

Figuur 1 laat het principe zien van vochttafvoer met warmteterugwinning met behulp van een warmtewisselaar in een onderaanzicht van het kasdek in een kas met een vakmaat van 4X 4 meter.



Figuur 1 Principeschematische van de warmtewisselaar in de kas. Doorsnede op goothoogte.

De koude buitenlucht wordt opgewarmd met de warme vochtige kaslucht die naar buiten wordt afgevoerd. In deze figuur is de warmtewisselaar direct onder de goot geplaatst. In dit project is ook naar andere mogelijke locaties voor de warmtewisselaar gekeken. De aangegeven maten zijn slechts bij wijze van voorbeeld gekozen en kunnen bij de realisatie in de praktijk veranderen.

In Figuur 2 zijn de belangrijkste grootheden die bij het ontwerp van de warmtewisselaar een rol spelen schematisch weergegeven.

Voor $k=1$ is het rendement van de warmtewisselaar 50% en voor $k=2$ is dat 67%. We streven naar een rendement van 70%.

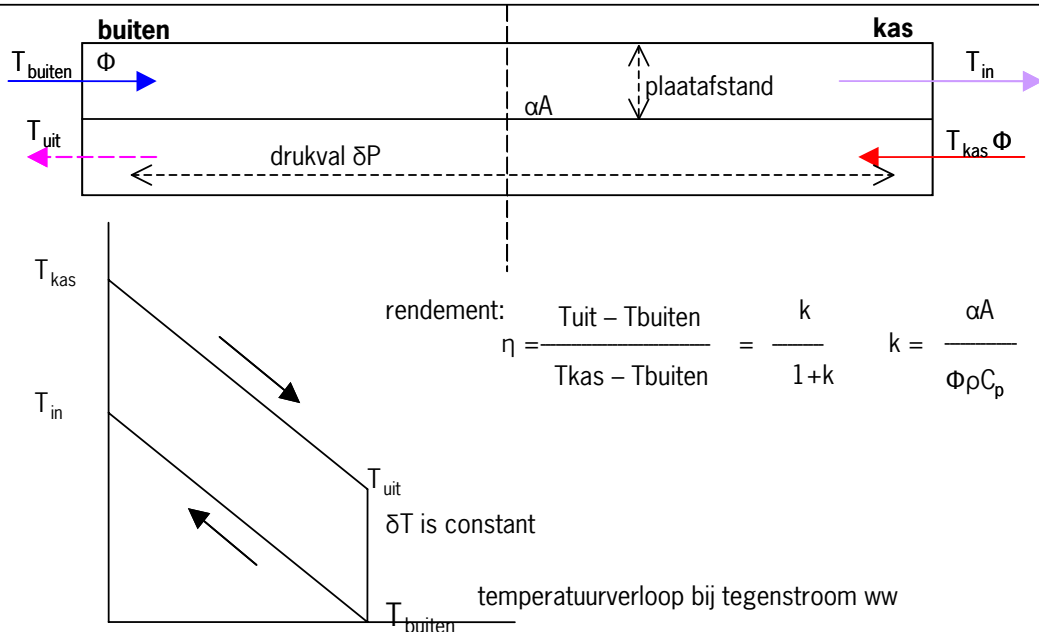
Dan moet er een zo groot mogelijk oppervlak A komen. Ook een hoog debiet Φ geeft een grotere k hoewel het effect niet zo sterk is omdat met Φ ook α toeneemt. Een groter debiet heeft ook een grotere drukval δP tot gevolg, wat weer leidt tot met meer ventilatorenergie.

In brainstorm- en ontwerpessies van het projectteam zijn verschillende vormen en uitvoeringen van het ventilatiesysteem met warmteterugwinning door een warmtewisselaar besproken. De volgende aspecten zijn daarbij aan de orde geweest:

- Het ontwerp van de warmtewisselaar zelf
- De locatie van de warmtewisselaar in de kas
- Het ontwerp van de doorvoer om lucht uit te wisselen tussen de kas en de buitenlucht
- Gebruik van bestaande kasonderdelen

Tussentijds werden nieuwe ideeën met mogelijke fabrikanten van het systeem besproken.

Vocht afvoeren met warmteterugwinning



Figuur 2 Schematische weergave van grootheden van belang bij het ontwerp van een warmtewisselaar

De verschillende ontwerpen zijn aan de volgende eisen getoetst:

1. Minimaal lichtverlies ten gevolge van de installatie.
2. Voldoende capaciteit om het grootste deel van de tijd het vocht via de warmtewisselaar af te voeren zonder het openen van de ramen.
3. Rendement van de warmtewisselaar moet minimaal 70% zijn.
4. De energie die nodig is voor de ventilatoren moet minimaal zijn.
5. De lokale verschillen in vocht en temperatuur moeten vergelijkbaar of kleiner zijn dan die welke bij ontvochtigen met ventilatie via de ramen optreden.
6. De produceerbaarheid van het systeem
7. De kosten van het systeem.
8. De praktische implementatie in de kas.

De eerste vijf eisen zijn door analytische berekeningen, en modelberekeningen (computational fluid dynamics en Matlight) getoetst. Of de verschillende ontwerpen aan de andere drie eisen voldoen is onder andere uit de gesprekken met fabrikanten afgeleid. Ten slotte is door experimenten meer informatie over de meest kansrijke ontwerpen verkregen. In dit hoofdstuk worden deze stappen beschreven.

2.2 Berekeningen en analyse

2.2.1 Behoeftte afvoer waterdamp

Met behulp van het kasklimaatmodel KASPRO van IMAG (Bijlage 1) zijn berekeningen uitgevoerd om uurlijkse gegevens van het energiegebruik en kasklimaatgegevens te genereren. Hiervoor zijn de buitenomstandigheden overeenkomstig het referentiejaar voor de glastuinbouw (Breuer, 1989) gebruikt. De inhoud en werking van KASPRO is in essentie beschreven door De Zwart (1996). Uitgangspunt in de berekeningen is een moderne kas van het Venlo-type met een tomatenteelt. De klimaatregelaar die in het model gebruikt wordt, is vergelijkbaar met in de praktijk gebruikelijke regelaars, zodat het gesimuleerde kasklimaat op eenzelfde manier gerealiseerd wordt als in de huidige tuinbouwkassen het geval is. Met behulp van de uurlijkse gegevens van energieverbruik en kasklimaat is bepaald wat de behoefte is aan waterdampafvoer in de perioden dat er ook warmtebehoefte is.

De in dit project gebruikte gegevens voor kas en installaties zijn ontleend aan de beschrijving van Swinkels *et al.*, (2000). In Bijlage 2 zijn details van de gebruikte klimaatinstellingen opgenomen.

2.2.2 Parameters warmtewisselaar

Voor het ontwerp van de warmtewisselaar moet bekend zijn wat de warmteoverdracht is en hoe de drukopbouw is. Deze twee parameters zijn afhankelijk van de lengte, breedte de afstand tussen de platen van de warmtewisselaar. Middels een computational fluid dynamics (CFD) model van een tegenstroomwarmtewisselaar zijn deze parameters gekwantificeerd. CFD is een rekenmethode, waarmee de stroming langs en in een gegeven geometrie kan worden bepaald, door gebruik te maken van de continuïteitsvergelijkingen. De ruimtelijke verdeling van temperatuur en vocht volgt direct uit de berekening. Een extra voordeel bij deze methode is dat alle omgevingsfactoren apart kunnen worden bekeken, in tegenstelling tot in een experiment waarin factoren als bijvoorbeeld wind en zonnestraling steeds wisselen.

Er zijn twee plaatvormen voor de warmtewisselaar onderzocht, één waarbij de warmtewisselaar is opgebouwd uit vlakke platen waar tussen de lucht om en om tegengesteld stroomt en één die opgebouwd is uit zigzagplaten.

De optimale plaatafstand wordt bepaald door de hoeveelheid teruggewonnen energie enerzijds en het nodige vermogen voor de ventilator anderzijds. Bij de bepaling van het optimum is uitgegaan van de volgende randvoorwaarden:

- Temperatuurverschil tussen kaslucht en buitenlucht is 10°C (gemiddelde in relevante perioden).
- De warmtewisselaar hangt onder de goot en de kapbreedte is 4 meter.
- De warmtewisselaar is 2 meter lang, 0.15 m hoog en 0.10 m breed.
- Het debiet door de wisselaar is gesteld op $0.005 \text{ m}^3 \text{ m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, deze waarde wordt in paragraaf 3.2 onderbouwd.
- Het ventilatorvermogen is 2 maal het product van drukverschil en volumedebiet.
- Elektriciteit kost € 0.07 per kWh.
- Gas kost € 0.015 per kWh.

Omdat gas- en elektriciteitsprijs aan elkaar gerelateerd zijn is de precieze waarde bij de optimalisatie van de plaatafstand minder belangrijk.

2.2.3 Temperatuur en vochtverdeling in de kas

Grote temperatuur- en vochtverschillen tussen verschillende locaties in de kas mogen bij het ontvochtigen niet optreden. Het meten van de horizontale temperatuur- en vochtverdeling in een kas vergt een dure en complexe experimentele opzet. Een veel eenvoudiger manier om het klimaat in de kas te bepalen is middels computational fluid dynamics (CFD) berekeningen. Om een goede vergelijking te krijgen tussen de conventionele manier van ontvochtigen via luchten en het nieuwe systeem, zijn beide voor een klein kasmodel met vier kappen van 3.2 meter en 10 m lang doorgerekend. De randvoorwaarden bij deze berekeningen zijn:

- Buitentemperatuur is 5 °C, 93% relatieve luchtvochtigheid
- De wind komt uit het Zuid Westen met een snelheid van 3 m/s
- De gemiddelde temperatuur in de kas is 19 °C en de luchtvochtigheid maximaal 85%
- De helft van de zoninstraling komt ten goede aan verwarming van de kaslucht, de andere helft wordt gebruikt voor de verdamping.
- Het dek en de gevels van de kas zijn van enkel glas (dikte: 4 mm)

Er is gerekend met een zoninstraling van 120 W/m^2 . Eerst is een berekening gedaan met een kas waarbij het ontvochtigen op de conventionele manier gebeurt met de ramen 10 graden open. Daarnaast is de ruimtelijke verdeling van het kasklimaat berekend bij gebruik van een ontvochtigingssysteem met warmteterugwinning. De locatie van de inblaas- en afzuigopeningen is hierbij gevarieerd.

2.2.4 Lichtonderschepping

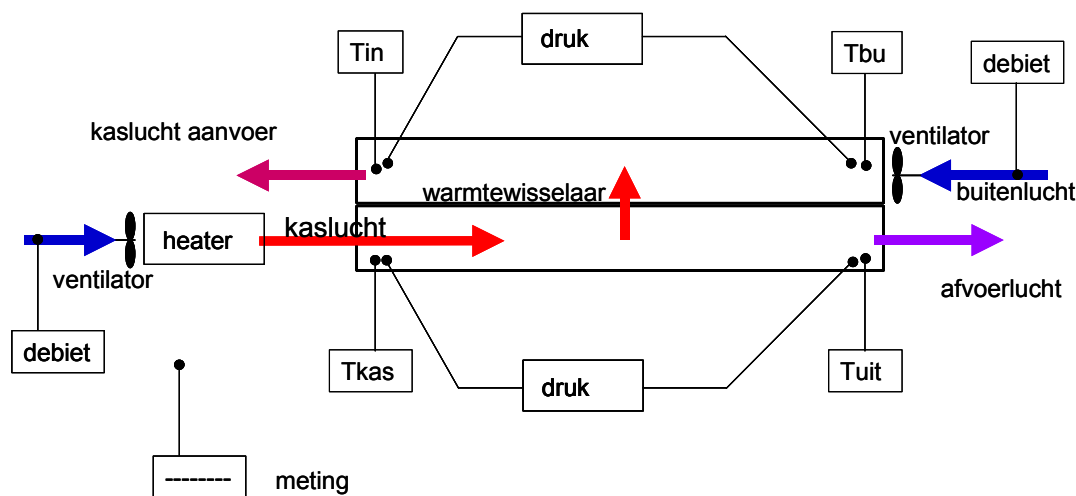
Om de gevolgen van de plaatsing van een warmtewisselaar boven in de kas op de lichttransmissie van de kas te bepalen is gebruikgemaakt van het computerprogramma "Matlight" dat door IMAG is ontwikkeld.

Matlight berekent de lichttransmissie door elk willekeurig object dat beschreven kan worden door een verzameling parallelle, rechthoekige of driehoekige vlakken in een 3D-omgeving. Het programma is geschreven in MATLAB en is gebaseerd op ray-tracing, een methode waarmee een lichtstraal vanaf een lichtbron door het object gevolgd wordt. De geometrie van het object wordt vertaald naar een verzameling vlakken, gerepresenteerd door vectoren. Licht wordt gemodelleerd als een groot aantal lichtstralen. De interactie van de lichtstraal met het object (transparant of niet-transparant) wordt bepaald op basis van optische eigenschappen van het materiaal en natuurkundige wetten, o.a. die van Fresnel. Zo wordt rekening gehouden met de lichtbreking en de lichtdoorlatendheid van het object wanneer een straal een transparant object raakt. Doorgelaten en gereflecteerde lichtstralen worden, op basis van hun berekende hoek en intensiteit, verder door het object heen “getraced” totdat ze uitreden. De ray-tracing methode is dus een zeer realistische nabootsing van de werkelijkheid. De onderlinge invloed van objecten, vaak ingewikkeld bij niet op ray-tracing gebaseerde lichtberekeningsmodellen, wordt hierbij vanzelf meegenomen. De transmissie van direct licht wordt berekend door een evenwijdige lichtbundel, bestaande uit een groot aantal lichtstralen, door te rekenen. De transmissie voor diffuus licht wordt berekend door het gewogen gemiddelde te berekenen van directe transmissies van een serie horizontale en verticale hoeken.

2.3 Experimenten

Op basis van de bevindingen in de ontwerpfase zijn van een aantal uitvoeringsvormen testmodellen gebouwd.

Van deze modellen zijn in een laboratoriumopstelling de eigenschappen gemeten, die van belang zijn voor de prestaties onder praktijkomstandigheden. Figuur 3 geeft de gebruikte meetopstelling schematisch weer.



Figuur 3 Schematische weergave meetopstelling

De drukopbouw in de warmtewisselaar en het rendement van de warmtewisselaar zijn bij verschillende doorstroomsnelheden bepaald. De temperaturen zijn gemeten met koper-constantaan thermokoppels. Het debiet door het systeem is bepaald met een pitotbuis in combinatie met een elektronische membraam drukmeter (Validyne HVAC DP8 50V-P50). Het drukverschil over de warmtewisselaar is gemeten met een schuine buismanometer gevuld met een vloeistof met een dichtheid van 798 kg/m^3 . De lengte van de warmtewisselaars gebruikt in de experimenten is 1 meter. De warmte-uitwisseling vindt plaats tussen twee kanalen.

De resultaten van het experiment zijn vergeleken met CFD berekeningen voor een zelfde situatie. Als de warmtewisselaar wordt uitgevoerd door om en om luchtkanalen op elkaar te maken zal het rendement toenemen t.o.v. de twee kanalen die bij dit experiment zijn bekeken. De rendementsverhoging kan met CFD berekeningen worden vastgesteld.

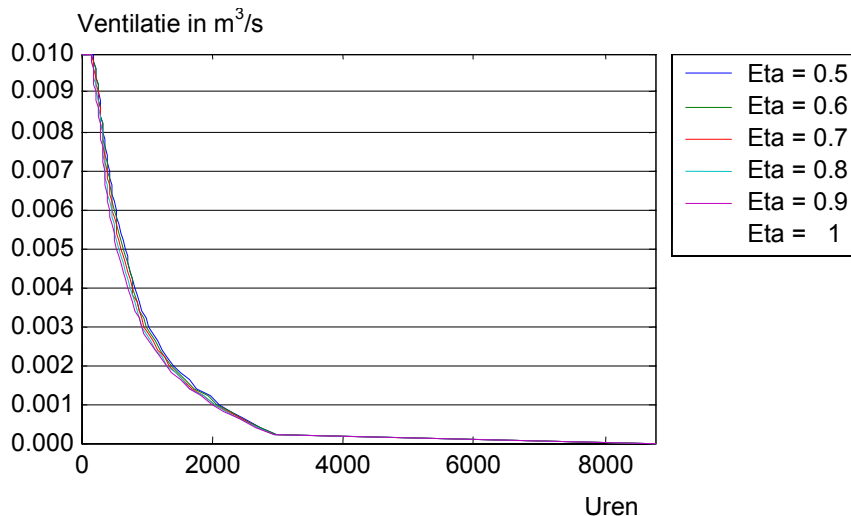
3 Resultaten

3.1 Inleiding

In de paragrafen 3.2 tot en met 3.5 worden de resultaten van de simulaties en analyses gegeven. In paragraaf 3.6 worden vervolgens de verschillende vormen van het warmtewisselaarontwerp gepresenteerd. Ten slotte wordt in paragraaf 3.7 ingegaan op de resultaten van het experimentele onderzoek, waarna in paragraaf 3.8 de resultaten van het ontwerpproces worden samengevat.

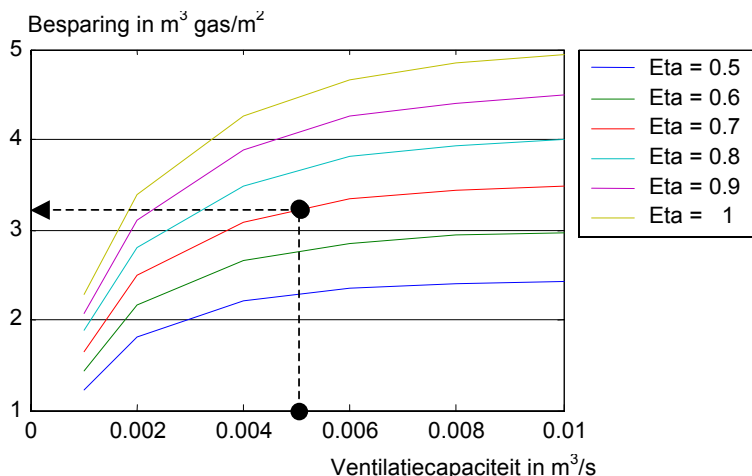
3.2 Afvoerbehoefte waterdamp

Bepaling van de ontvochtigingsbehoefte met behulp van KASPRO zijn uitgevoerd voor een enkelglas kas met een ventilatieregeling op een RV-setpoint van 85%. De temperatuurregeling is standaard voor een tomatengewas zonder energiescherm. De via de warmtewisselaar afgevoerde voelbare warmte is teruggevoerd in de kaslucht met verschillende rendementen. De resulterende ventilatieduurkrommen (Figuur 4) laten zien wat het vereiste ventilatiedebiet door de warmtewisselaar is bij verschillende rendementen van de wisselaar. Zoals te verwachten valt heeft het rendement een geringe invloed op de benodigde ventilatie. Deze wordt immers bepaald door de af te voeren hoeveelheid waterdamp.



Figuur 4 Jaarbelastingduurkromme ventilatiebehoefte ten behoeve van waterdampafvoer bij verschillende rendementen van de warmtewisselaar

In Figuur 5 wordt de berekende besparing op gas als functie van de ventilatiecapaciteit bij verschillende rendementen van de warmtewisselaar getoond.



Figuur 5 Gasbesparing als functie van de ventilatiecapaciteit bij verschillende rendementen van de warmtewisselaar

Hier heeft het rendement natuurlijk wel invloed. Hoe hoger het rendement hoe meer warmte wordt teruggewonnen. Aangenomen dat het rendement van de wisselaar 0.7 is en het maximale debiet 0.005 m³/(m²s) (18 m³/(m²h)), dan is het energiebesparingspotentieel ongeveer 3.3 m³ aardgas per m² per jaar (zonder rekening gehouden te hebben met het elektriciteitsverbruik van de ventilator). Dit is ongeveer 7% van het totale energieverbruik. Omdat de grafieken vanaf 18 m³/(m²h) vlakker worden, zal er vanuit het oogpunt van energiebesparing niet veel winst meer gehaald worden, als er voor een hoger debiet wordt ontworpen. Als ontwerpdebiet wordt dan ook 0.005m³/(m²s) gekozen. Uit Figuur 4 blijkt dat dit debiet gedurende ca. 500 uur te kort schiet, zodat dan ook de ramen moeten worden geopend.

In onderstaande Tabel 2 is het gasverbruik voor verschillende gewassen te zien en de besparing die de warmtewisselaar kan leveren, zoals uit een studie van Campen (2003) blijkt. Het gasverbruik en de besparing bij tomaat wijken af van de waarden die hierboven zijn genoemd, omdat zijn studie is gebaseerd op een tomatenteelt met minimumbuis, terwijl de berekeningen in Figuur 5 zijn gebaseerd op een tomatenteelt zonder minimumbuis.

Tabel 2 Gasverbruik in de conventionele situatie en met 100% warmteterugwinning tijdens de ventilatie voor ontvochtiging voor verschillende gewassen en voor een enkel en een dubbeldeks kas.

Gewas	Gasverbruik normaal, m ³ /(m ² jaar)		Gasverbruik met ww, m ³ /(m ² jaar)		Besparing, %	
	enkel	dubbel	enkel	dubbel	enkel	dubbel
Dek						
tomaat	49.3	42.3	47.1	39.2	4.5	7.3
paprika	46.8	38.2	42.3	31.6	9.6	17.3
roos(belicht) ¹⁾	32.9	29.7	29.4	24.3	10.6	18.2
komkommer	45.5	37.3	39.5	27.8	13.2	25.5

¹⁾ De belichting bij roos wordt hier gevoed uit het elektriciteitsnet.

Deze tabel laat zien dat een besparing tussen de 4 en 25% te halen valt bij een standaard teeltwijze, zoals beschreven in Standaard teelten (Swinkels et al, 2000). Bij tomaat paprika en roos wordt een minimumbuis gebruikt volgens de standaard teelten. De besparing wordt groter als deze minimumbuis niet wordt ingezet. Dit volgt ook uit het verschil in besparing voor tomaat tussen de gegevens in Tabel 2 en Figuur 5.

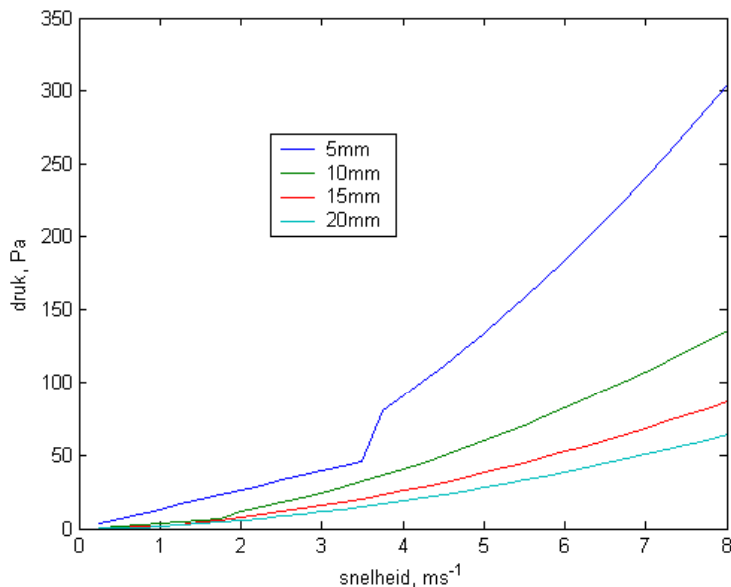
3.3 Parameters van de warmtewisselaar

Op basis van de randvoorwaarden eerder beschreven in hoofdstuk 2 zijn onderstaande resultaten berekend. De drukopbouw δp in een kanaal tussen twee vlakke platen met een onderlinge afstand d en een lengte l wordt gegeven door

$$\delta p = f \frac{l}{R_h} \frac{1}{2} \rho v^2$$

Hierin is f de frictiefactor; R_h is de hydraulische straal; ρ is de dichtheid van de lucht; en v is de snelheid van de lucht.

Figuur 6 laat de druk over een 2 meter lang kanaal van vlakke platen zien als functie van de luchtsnelheid voor verschillende plaatafstanden.

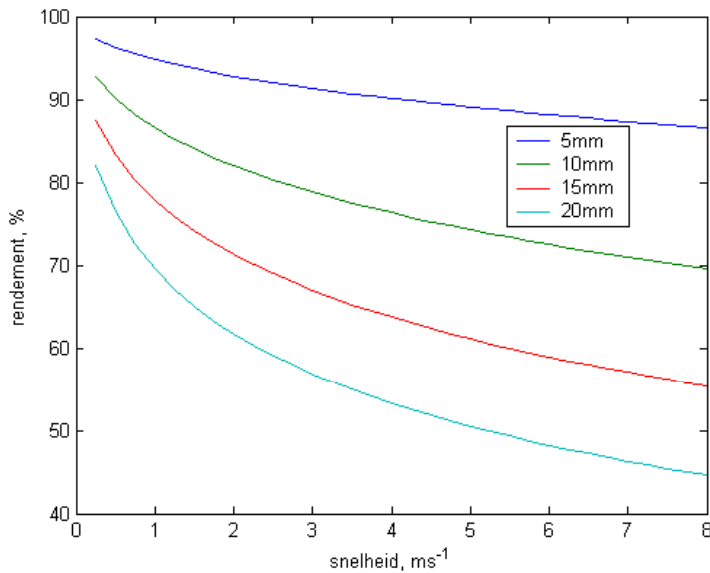


Figuur 6 De drukopbouw in het kanaal als functie van de luchtsnelheid langs de vlakke platen voor verschillende plaatafstanden

De warmteoverdracht in $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ wordt bij een laminaire stroming gegeven door:

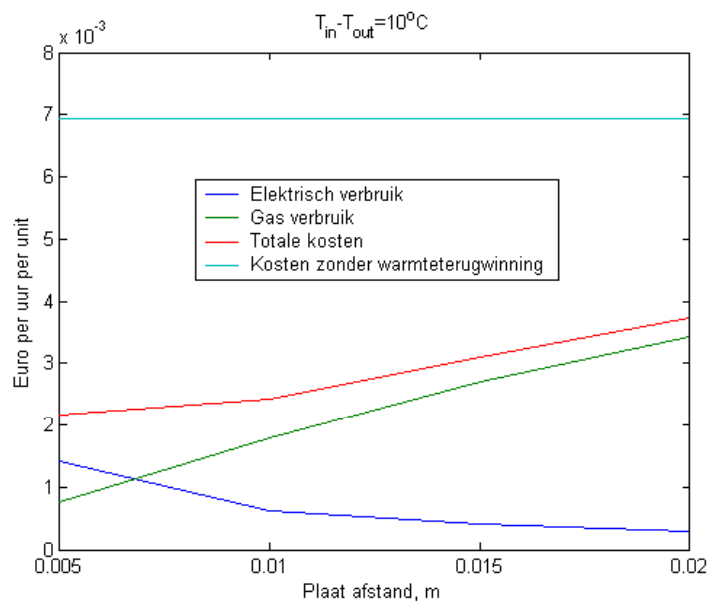
$$\alpha = 3.87 \left(\frac{v}{L} \right)^{1/2}$$

waarin v de gemiddelde luchtsnelheid door het kanaal is en L de plaatafstand. Dat de stroming in de warmtewisselaar laminair is volgt uit het Reynoldsgetal. De warmte-uitwisseling van de tegenstroomwarmtewisselaar is iteratief berekend. De luchtstromen zijn opgedeeld in kleine stukjes waarover de onderlinge warmte-uitwisseling is berekend. Met dit model is Figuur 7 gemaakt waarin het rendement van de warmtewisselaar als functie van de luchtsnelheid te zien is. Het rendement is gedefinieerd als de teruggegeven warmte gedeeld door de oorspronkelijk verloren warmte.



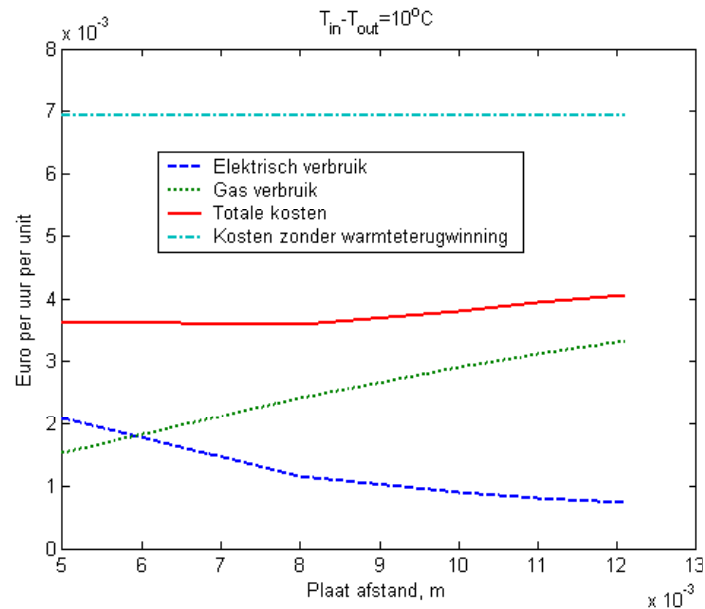
Figuur 7 Het rendement van de warmtewisselaar als functie van de luchtsnelheid voor verschillende plaatafstanden.

Figuur 8 laat de kosten zien die zijn berekend op basis van Figuur 6 en Figuur 7. De besparing is het grootst als de plaatafstand kleiner dan 1 cm wordt gekozen.

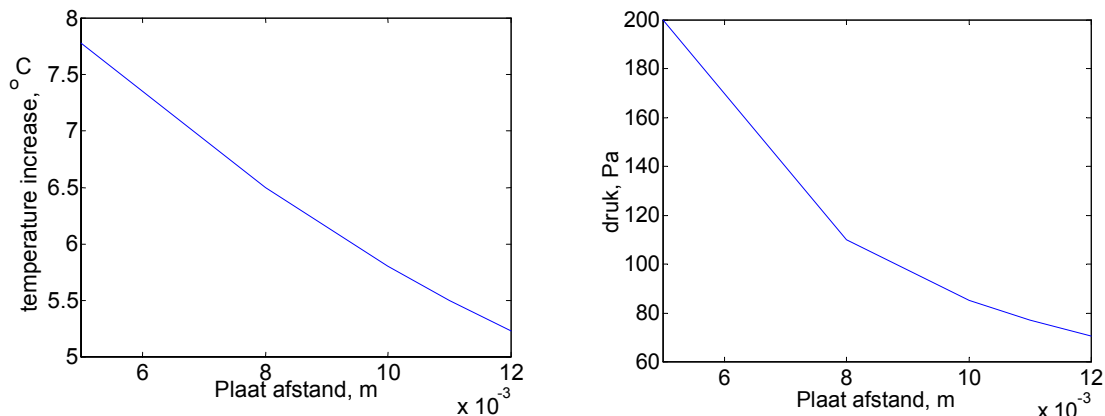


Figuur 8 De kosten in eurocenten per uur per unit van 2 meter als functie van de plaatafstand bij $4.5 \cdot 10^3$ kg/s

Ter vergelijking is bovenstaande berekening is ook via een CFD-model gedaan. In Figuur 9 zijn de kosten weergegeven en Figuur 10 laat zien hoe groot de temperatuur verhoging van de binnentredende luchtstroom is alsmede de drukopbouw als functie van de plaatafstand.



Figuur 9 De kosten in eurocenten per uur per unit van 2 meter als functie van de plaatafstand bij $4.5 \cdot 10^3$ kg/s

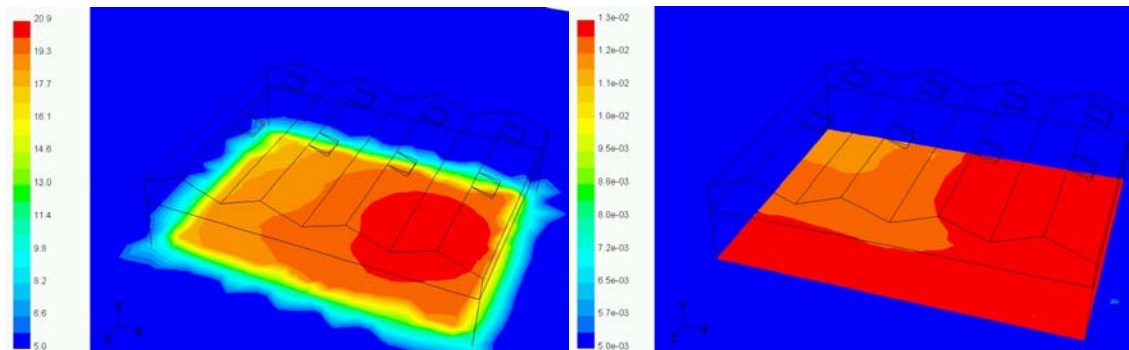


Figuur 10 De temperatuurverhoging (links) en de drukopbouw (rechts) als functie van de plaatafstand

Hoewel de kostenbesparing lager uitvalt dan bij de analytische berekeningen laten de CFD-berekeningen een voor de kosten optimale plaatafstand van ongeveer 8 mm zien, hetgeen in lijn is met de analytische berekeningen. De afstand van 8 mm wordt dan ook als ontwerpwaarde gehanteerd.

3.4 Temperatuur en vochtverdeling in de kas

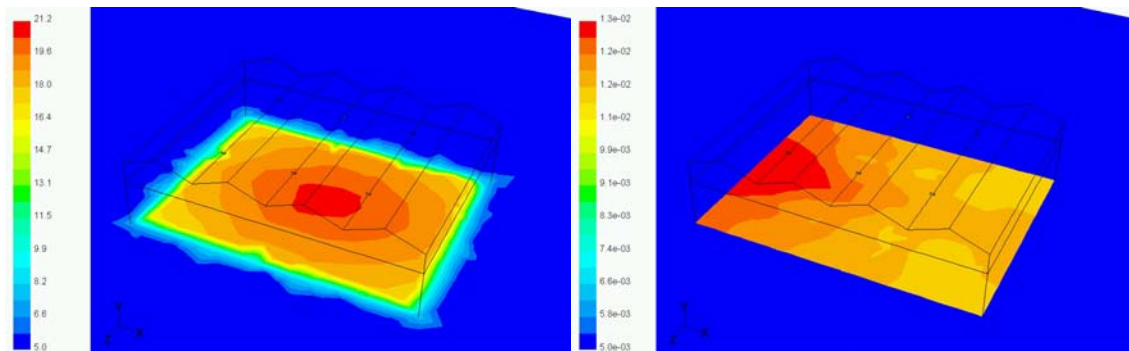
Figuur 11 geeft een beeld van de temperatuur en vochtigheidsverdeling van een kas met vochtafvoer door middel van ventilatie door de ramen, berekend met het in paragraaf 2.2.3 beschreven CFD-model. De horizontale temperatuurverschillen in deze kas zijn ruim 3 graden. De verschillen in massafractie waterdamp zijn ongeveer 1.0 g/kg.



Figuur 11 *Temperatuur (°C) en massafractie waterdamp (kg/kg) in de kas op een hoogte van 1 meter waarbij de ontvochtiging via de ramen plaatsvindt*

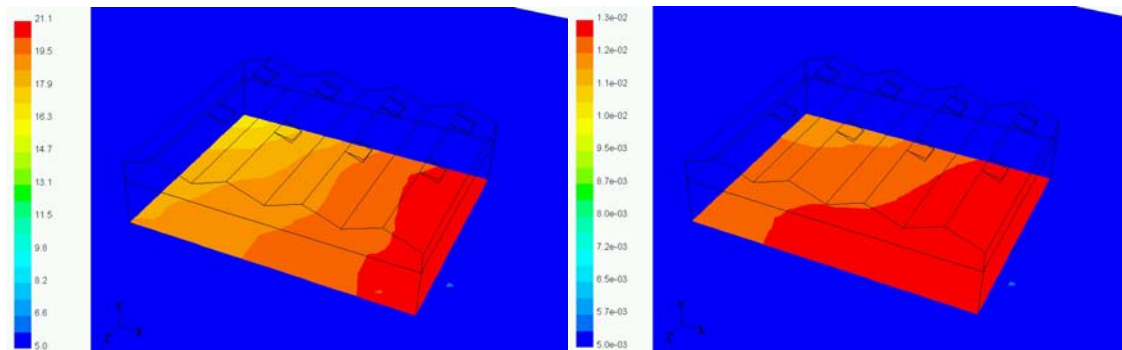
Voor de ontvochtiging via de warmtewisselaars zijn inblaasopeningen van 10 bij 10 cm in het dek gemodelleerd om de 5 meter in de lengte van de goot. De lucht wordt met 7m/s in de kas geblazen om voldoende te kunnen ontvochtigen. De temperatuur van de ingebrachte lucht is op 15°C gezet. Dit komt overeen met een warmtewisselaar rendement van ongeveer 70%. Om hetzelfde temperatuur- en vochniveau te handhaven is 53 W/m² minder verwarming nodig. De inblaasopening en het afzuigkanaal bevinden zich naast elkaar in de goot. Omdat de lucht met een grote snelheid de kas in wordt geblazen zal deze niet direct worden teruggevoerd naar het afzuigkanaal.

Figuur 12 geeft de resultaten te zien van temperatuur- en vochtverdeling bij gebruikmaking van geforceerde ventilatie via een warmtewisselaar. Hieruit valt op te maken dat de luchtcirculatie bij de geforceerde ontvochtiging minder is dan bij het openen van de ramen. Het warmteverlies naar de omgeving is ook kleiner door de lagere luchtsnelheden in de kas. Als gevolg hiervan zijn de verschillen in temperatuur in de kas met geforceerde ventilatie 1 °C groter en de vochtverschillen 0.5g/kg groter dan bij de ventilatie met de ramen. De verschillen in relatieve luchtvochtigheid zijn 3% hoger dan de RV verschillen bij de conventionele manier van ontvochtigen.

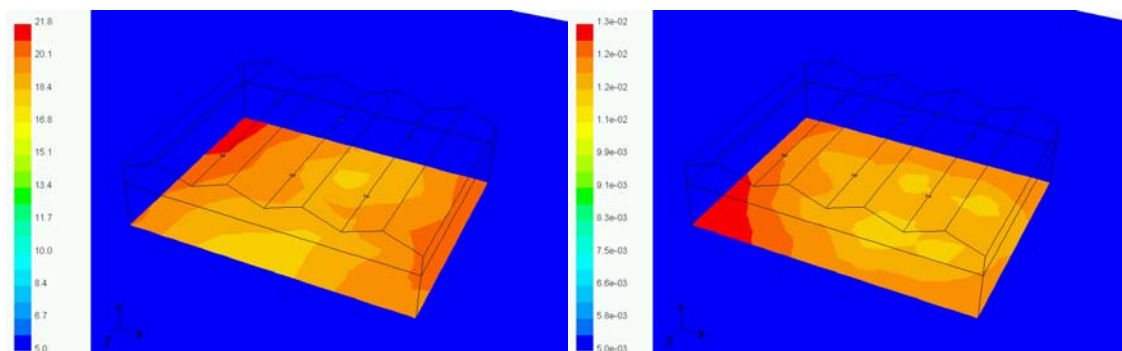


Figuur 12 *Temperatuur (°C) en massafractie waterdamp (kg/kg) in de kas op een hoogte van 1 meter waarbij de ontvochtiging via een warmtewisselaar plaatsvindt*

Het grote warmteverlies aan de gevels maakt het moeilijk de resultaten van dit model met een grote kas te vergelijken. Daarom is een berekening nogmaals uitgevoerd met perfect geïsoleerde gevels, die als het ware een zeer grote kas representeren.



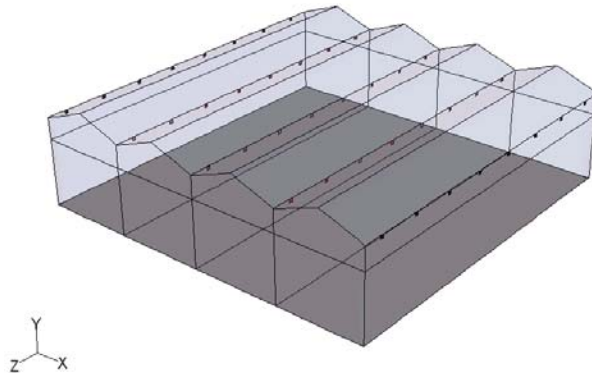
Figuur 13 *Temperatuur (°C) en massafractie waterdamp (kg/kg) in de kas met perfect geïsoleerde gevels op een hoogte van 1 meter waarbij de ontvochtiging via de ramen plaatsvindt*



Figuur 14 *Temperatuur (°C) en massafractie waterdamp (kg/kg) in de kas met perfect geïsoleerde gevels op een hoogte van 1 meter waarbij de ontvochtiging via een warmtewisselaar plaatsvindt*

Figuur 13 en Figuur 14 laten zien dat de verschillen in temperatuur en massafractie waterdamp voor beide methodes van ontvochtigen vergelijkbaar zijn. In deze situatie moet, als er met de ramen wordt ontvochtigd, 58 W/m^2 worden bijgestookt, met het alternatieve systeem 25 W/m^2 minder (een momentane besparing van 43%). De lokale verschillen in temperatuur en vocht zijn gelijk aan de situatie waarbij de wanden niet perfect geïsoleerd waren voor beide methodes.

In voorgaande berekeningen is de afstand tussen de inblaasopeningen van het ontvochtigingssysteem op 5 meter gezet. De berekeningen in paragraaf 3.3 lieten zien dat een lengte van de warmtewisselaar van 2 meter beter is. Nieuwe berekeningen zijn uitgevoerd deze kleinere afstand. De inblaasopeningen zijn nu niet in het dek geplaatst maar verticaal onder de goot zoals dat waarschijnlijk ook in de praktijk zal gebeuren. Onderstaande figuur laat het CFD model van de nieuwe configuratie zien. De afmetingen van de kas zijn 16 bij 16 meter. De inblaasopeningen zijn vlakken van 15 bij 15 cm en bevinden zich onder de drie goten in het midden van de vakken. Eén zijde van het vlak is een inblaas opening de andere zijde een afvoer. Deze zijn om en om geplaatst.



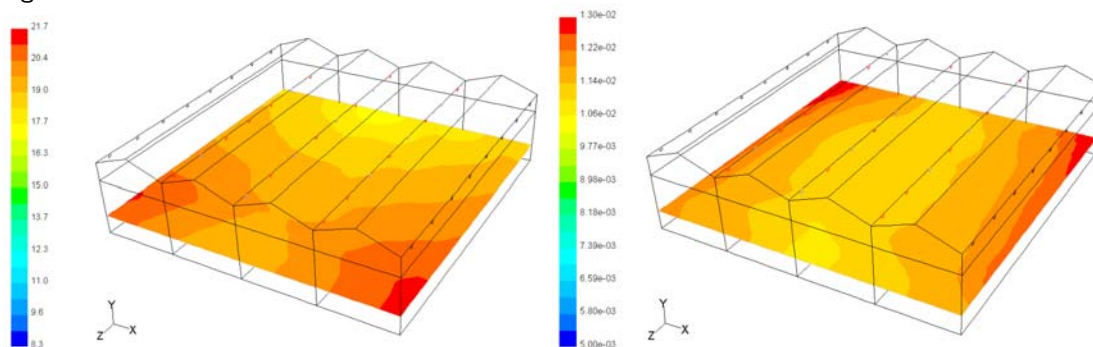
Figuur 15 Het CFD model met verticale vlakken onder de goten die dienen als inblaas en afvoeropeningen

De gehanteerde randvoorwaarden in dit model zijn:

- Buitentemperatuur en vochtinhoud is 5°C en 5 g/kg
- De warmteoverdrachtscoëfficiënt aan de buitenzijde is 10 Wm⁻²K⁻¹
- Temperatuur en relatieve luchtvochtigheid in de kas is 20°C en 80%
- Er zijn 24 inblaas en 24 uitvoer openingen in de kas
- Gewas is 3 meter hoog
- Verdamping is 45 Wm⁻² en opwarming ook 45 Wm⁻²
- Gevels zijn perfect geïsoleerd

Gevolg van deze randvoorwaarden is dat de inblaassnelheid 1.12 ms⁻¹ wordt.

Figuur 16 laat de resultaten zien.



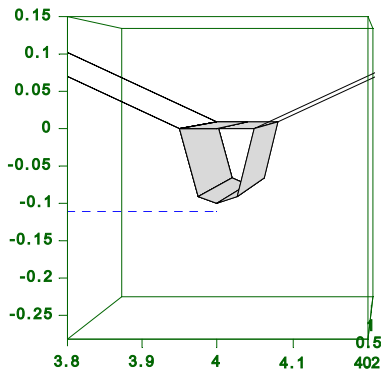
Figuur 16 Temperatuur en massafractie waterdamp op 1 meter boven de vloer als de inblaas en uitstroomopeningen om en om worden geplaatst

De verschillen in temperatuur en vocht zijn iets groter dan in Figuur 14 omdat de inblaassnelheid van de lucht kleiner is. Hierdoor is er nog minder luchtcirculatie in de kas. Het grootste lokale temperatuurverschil is een halve graad hoger dan bij de eerdere configuratie. De lokale vochtverschillen zijn ook iets groter.

Kortom bij ontvochtiging middels forceerde ventilatie zullen de temperatuur en vochtverschillen in de kas volgens de modelberekeningen iets groter zijn dan in de situatie waarbij de ontvochtiging via ventilatie met de ramen gebeurt. Of dit in werkelijkheid ook gebeurt, zal uit metingen in een praktijksituatie moeten blijken.

3.5 Lichttransmissie

Met behulp van het door IMAG ontwikkelde rekenprogramma Matlight zijn de veranderingen in de lichttransmissie van een kas berekend als gevolg van veranderingen van de afmetingen van de goot.

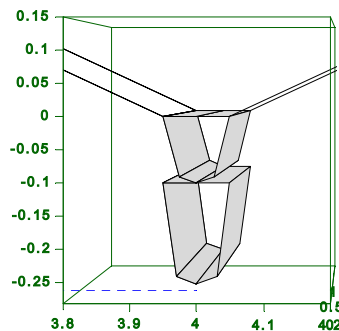
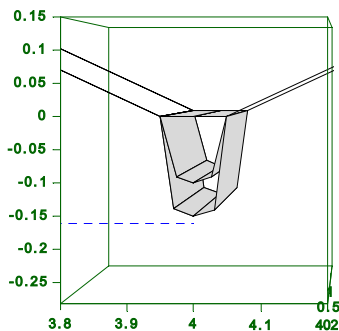


De volgende uitgangspunten zijn daarbij gehanteerd:

Hoogte van de goot $h = 10$ cm, breedte van de goot (bovenkant) = 10 cm, reflectie van diffuus licht 50%, hoogte van de warmtewisselaar: 15 cm, breedte van de ww (bovenkant) 10 cm, reflectie diffuus licht 50%, enkelglas kas zonder roeden en nok en de warmtewisselaar onder de hele gootlengte.

In Figuur 17 en Figuur 18 zijn de doorgerekende configuraties weergegeven.

Figuur 17 Goot zonder warmtewisselaar



Figuur 18 Warmtewisselaar in de hogere goot respectievelijk onder de goot

Tabel 3 geeft de invloed van de gootconfiguratie op de lichttransmissie weer. Zoals verwacht kon worden leidt plaatsing onder de goot tot een groter lichtverlies (ruim 2%), terwijl bij inbouw in een iets grotere goot het verlies tot minder dan 0.8% beperkt kan worden.

Tabel 3 Berekende lichttransmissies voor verschillende gootconfiguraties

	Referentie	ww in goot	ww onder goot
transmissie	0.8225	0.8147	0.7994
reflectie	0.1343	0.1370	0.1427
absorptie	0.0237	0.0237	0.0237
onderschept	0.0195	0.0247	0.0342
verandering	Nvt	-0.0078	-0.0231

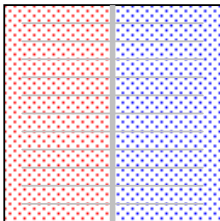
3.6 Ontwerp

3.6.1 Uitvoering van de warmtewisselaar

In deze paragraaf worden een aantal uitvoeringsvormen van de warmtewisselaar besproken. De verschillende varianten worden onderscheiden door nummers en letters. Elke combinatie van deze nummers en letters vertegenwoordigt daarmee een specifiek ontwerp. In Figuur 36 zijn alle opties samengevat.

Er zijn twee hoofdvormen voor de uitvoering van de warmtewisselaar:

1. In een koker scheidt een plaat voorzien van vinnen de warme en koude luchtstroom



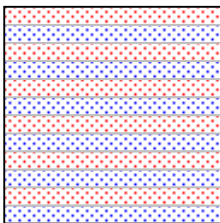
Voordelen:

- eenvoudige scheiding van luchtstromen
- eenvoudige constructie in te bouwen in kokers van verschillende vorm

Nadelen:

- vinnen moeten goed warmte geleiden en daardoor relatief dik zijn.
- voor goede geleiding moet aluminium (l.) gebruikt worden; veel aluminium betekent een hogere prijs

2. Een serie platen scheidt in een koker afwisselend koude en warme luchtstroom



Voordelen:

- groter warmteuitwisselend oppervlak dan met gevinde plaat
- lichte kunststof mogelijk

Nadelen:

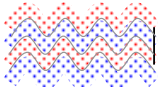
- moeilijke scheiding luchtstromen

plaatmateriaal kan zijn:

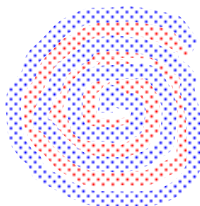
- I. aluminium
- II. kunststof

Op deze twee basisvormen zijn er een aantal varianten:

- A. Zowel voor de eerste vorm als voor de tweede kan het oppervlak worden vergroot door ribbels.
- B. Van de tweede basisvorm kan het oppervlak vergroot worden door de platen zigzagvormig te maken.



- C. Een bijzondere uitvoering van de tweede basisvorm van kunststof is een opgerolde dubbele folie met afstandhouder



De stroming moet hier axiaal gekozen worden omdat bij spiraalsgewijze stroming het rendement omlaag gaat door radiale temperatuurgradient

Voordelen:

- slechts twee kamers aan te sluiten

Nadelen:

- minder uitwisselend oppervlak per volume dan in de basisvorm

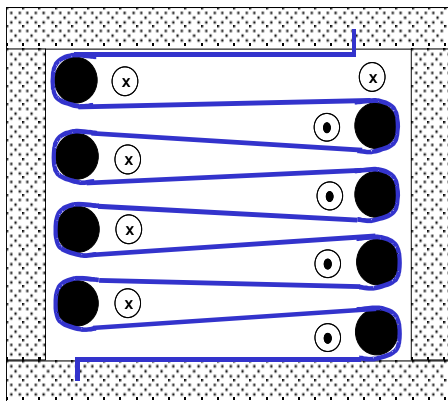
Voor de afstandhouder zijn er twee opties:

- (1) een laag non woven materiaal
- (2) in de folie geperste nokken

D. Een tweede bijzondere uitvoering van de tweede basisvorm van kunststof is een gevouwen folie. De afstand tussen de lagen kan ook hier worden gerealiseerd door een non woven materiaal of door

(3) een frame van buizen te maken waar een folie omheen kan worden gevouwen, hierdoor ontstaat een tegenstroom warmtewisselaar waarbij de luchtstromen om en om door de kanalen stromen.

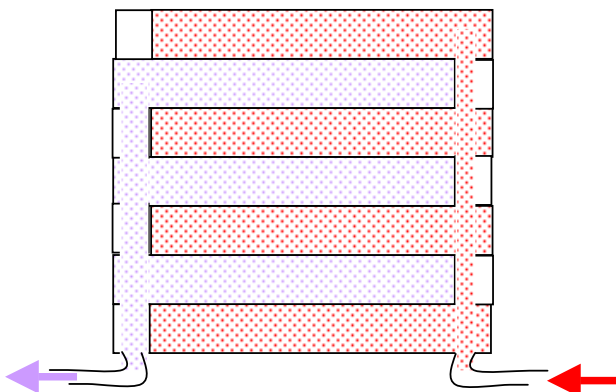
Een nadeel van deze vorm is dat de constructie lastig is te realiseren en de buizen gaan doorbuigen als ze wat langer worden.



Figuur 19 Folie gevouwen rond buizenframe

- = tegemoet stromende lucht
- ⊗ = wegstromende lucht

Bij de platenwisselaar (basisvorm nr 2) speelt het probleem hoe de platen op afstand moeten worden gehouden ook.



(4) Losse elementen kunnen met (geïntegreerde) afstandshouders gestapeld worden.

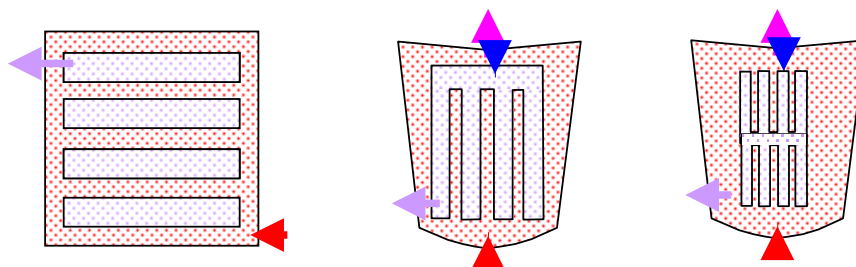
(5) Extrusie als één geheel met tussenschotjes (vergelijkbaar met dikke kanaalplaat) kan dit probleem ook oplossen.

Bij de platenwisselaar speelt ook het probleem hoe de gescheiden luchtstromen gezamenlijk moeten worden in- en uitgevoerd. Oplossingen daarvoor zijn:

- Speciale eindstukken (duur)
- Wisselend zijkant dichtschuimen of schotje in de extrusie aanbrengen en aanboren (Figuur 20)
- Een deel van de zijwand wegnemen en een speciaal aansluitstuk aan ventilatorhuis maken.

Figuur 20 Doorsnede geëxtrudeerde wisselaar met luchtstroom aan kaskant

Bij extrusie in één stuk zijn er naast die uit Figuur 20 nog een aantal alternatieve vormen (Figuur 21) namelijk die met veel holten (a) en die met twee holten met een groot scheidend oppervlak (b).

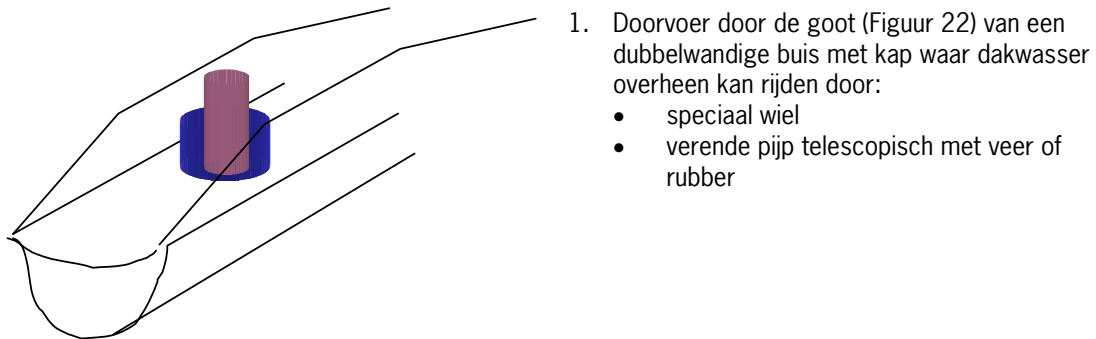


Figuur 21 Extrusievormen met veel holten en met twee holten met een groot scheidend oppervlak

3.6.2 Toe- en afvoer van lucht

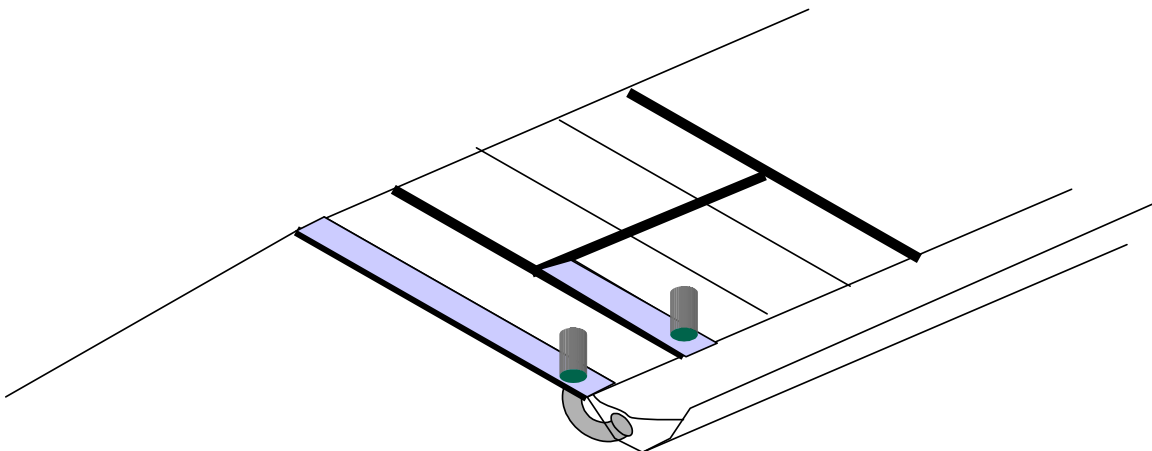
Voor alle configuraties moeten er oplossingen komen voor het probleem van de aanvoer van buitenlucht en afvoer kaslucht naar buiten.

Voor de toe- en afvoer van lucht zijn drie hoofdvormen mogelijk bij plaatsing van de wisselaar in of bij de goot:



Figuur 22 Aan- en afvoer van lucht door de goot

2. Via speciale holle roede in het kasdek
Hierbij moet wel warmte-uitwisseling met omgeving worden voorkomen door dubbelwandige uitvoering.
3. Door een transparant paneel met messing en groef met doorvoer naar buiten (Figuur 23)
De doorvoer kan met een met dubbelwandige pijp of met aparte pijpen aan één zijde óf aan weerszijden van de goot.



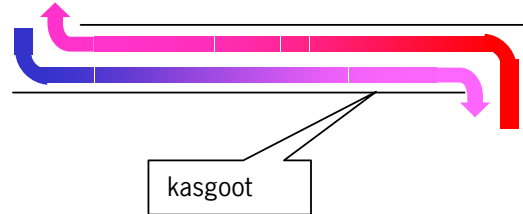
Figuur 23 Lucht toe- en afvoer door transparante dubbelwandige panelen met doorvoer

3.6.3 Locatie in de kas

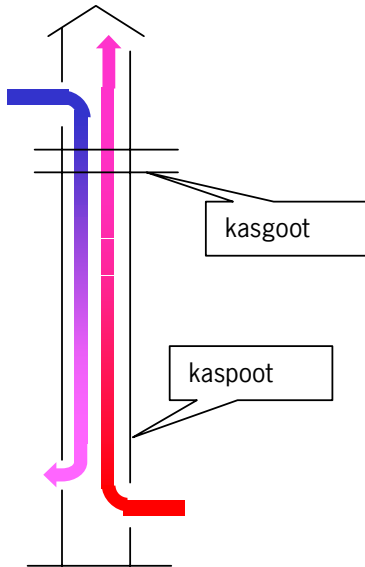
Voor de locatie in de kas zijn er verschillende opties:

1. Integratie in of aan de kasgoot

De warmtewisselaar moet hiervoor lang en smal zijn.



2. Integratie in de kaspoten



In de gangbare poten is het volume erg klein.

Berekening aanwezige bouwlengthe:

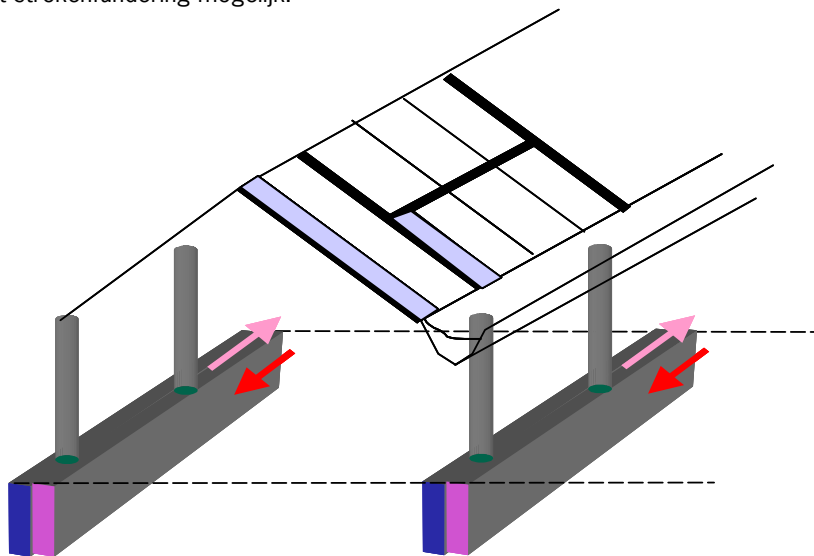
stramien 4 bij 8 meter (2 kappen op tralie) is 32 m² per vak
 poothoogte 4.5 m elke poot hoort voor 1/4 bij een vak; dus
 4.5 meter inbouwlengthe per vak
 Er zijn per vak 2 goten met een lengthe van 4 meter elk. Dat
 levert een inbouwlengthe van 8 meter per vak.

poten hebben ook minder inbouwvolume en onderste deel
 van poten moet kleine doorsnede houden om hinder voor de
 teelt te voorkomen.

Er is per m² kas ook minder inbouwlengthe. Dit is ongunstiger dan
 inbouw in de goot.

3. In de grond (Figuur 24) of onder tafels

In de fundering kan bijvoorbeeld in de vorm van kokers van kopgevel tot middenpad. Dit heeft verschillende voordelen: gemakkelijke doorvoer, meer ruimte voor de warmtewisselaar, zeker geen lichtverlies en wellicht integratie met strokenfundering mogelijk.



Figuur 24 Warmtewisselaar in kokers in fundering of onder tafels met lucht aan- en afvoer bij gevel

Bij een kaplengte van 150 m moet elke koker lucht aanvoeren voor 75 bij 8 meter (2 kappen van 4 m per pootrij). Het maximale debiet is $18\text{m}^3/\text{m}^2\cdot\text{h}$ dus elke koker moet $18 \cdot 75 \cdot 8 = 10800\text{ m}^3/\text{h}$ aan- en afvoeren. Bij een maximaal toegelaten luchtsnelheid van 4 m/s (i.v.m. lawaai) moet de kokerdoorsnede $2700/3600 = 0.75\text{ m}^2$ voor aanvoer en afvoer elk zijn. Dat zijn kokers van 75 bij 100 cm inwendig aan de gevel. Hoewel ze naar het middenpad evt. kleiner kunnen worden, is deze optie niet erg realistisch.

Bij kanalen onder elke teeltgoot worden de afmetingen teruggebracht tot ca. $30 \times 40\text{cm}^2$. Eventueel kunnen zelfs de afzuigkanalen achterwege blijven waardoor met kanalen van $30 \times 20\text{ cm}^2$ volstaan kan worden.

3.6.4 Realiseerbaarheid

Er is met fabrikanten van extrusieprofielen (o.a. Bruynzeel Plastics en Profextru Hardenberg) gesproken om te kijken welke vormen geëxtrudeerd kunnen worden. Het blijkt dat profielen met veel holtes (hollows) en veel dunne tussenwanden) zoals we die eerder (variant 2.II.B.5.a) hebben gesuggereerd, technisch slecht uitvoerbaar zijn.

Met de holle kammen, die één warm-koud overgang realiseren (2.II.B.5.b) bleek een onvoldoende groot oppervlak te realiseren te zijn in een klein volume.

Van de gevinde aluminiumprofielen (variant 1.I.A), werd door Alcoa bv aanvankelijk toegezegd dat deze in geribbelde vormen met relatief grote oppervlakten gemaakt konden worden.

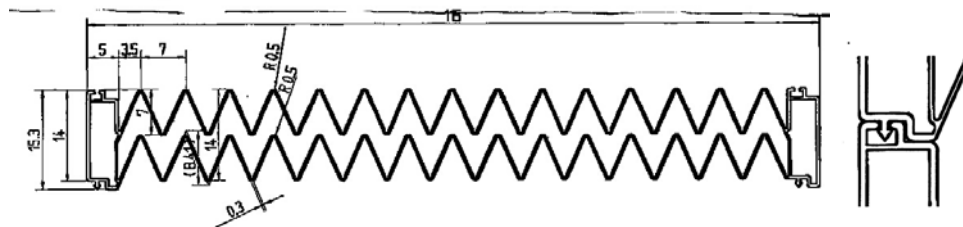
Resteren nog de gestapelde platenwisselaars waarin warme en koude lagen elkaar afwisselen. Daarvan zijn de kunststofvormen het gemakkelijkst en relatief goedkoopst te fabriceren. Dat zijn de gestapelde zigzagplaten (optie 2.II.B.4) en de constructie waarbij twee dunne platen (of folie), waarin afstandsnoeken zijn gedrukt, in elkaar worden gerold (optie 2.II.C.2.)

Voor de te testen prototypen zouden de kunststof platen door middel van vacuümvorming op een houten mal de benodigde vorm gegeven kunnen worden.

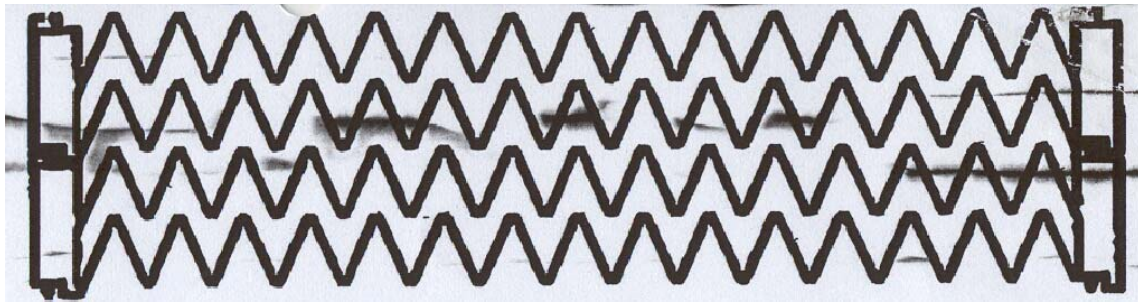
In het kader van het project bleek het niet mogelijk tijds een leverancier te vinden voor de vervaardiging van op te rollen platen.

Uit overleg met fabrikanten is gebleken dat vorming van speciale lange smalle zigzagplaten die gestapeld kunnen worden (optie 2.II.B.4) heel goed mogelijk is. Door in de zijwanden openingen te maken, kunnen eenvoudig toe- en afvoer gecreëerd worden, waarop ventilatoren kunnen worden gemonteerd. Deze platen kunnen in grote hoeveelheden tegen lage kosten gemaakt worden.

In Figuur 25 en Figuur 26 zijn tekeningen weergegeven voor een uitvoering met de zigzagvorm in de lengterichting, zoals die door de industrie geleverd kan worden. De vorm van Figuur 25 is te vervaardigen met extrusie en is uitgevoerd met een klikverbinding waardoor de platen eenvoudig zijn samen te voegen tot een groter geheel, zoals weergegeven in Figuur 26. Door in- en uitstroomopeningen in de wand aan te brengen is de tegenstroomwarmtewisselaar eenvoudig samen te stellen.



Figuur 25 Dwarsdoorsnede van een zigzagplaat met de nok van de zigzagvorm in de lengterichting met voorbeeld van detail klikverbinding.

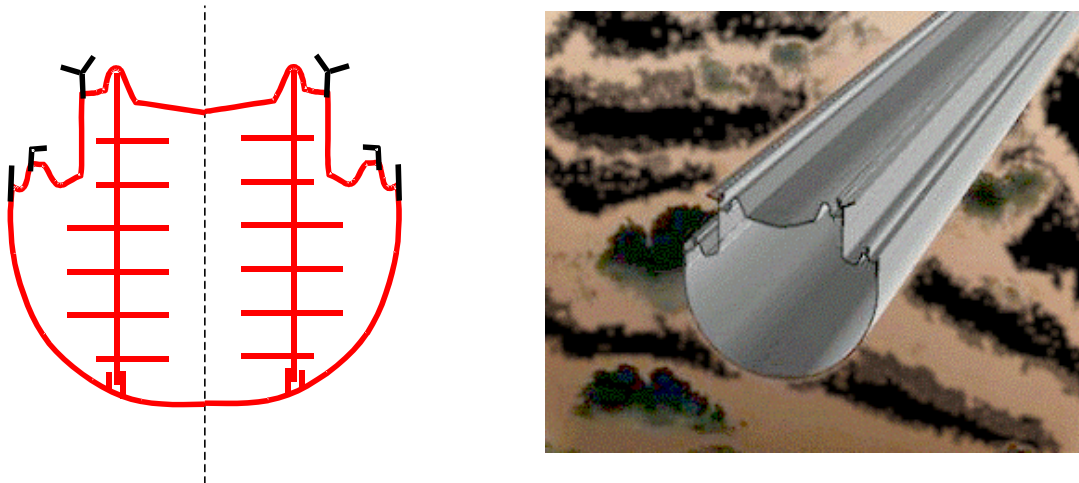


Figuur 26 Voorbeeld van twee aan elkaar geklikte warmtewisselaarplaten

3.6.5 Prototypen

Op basis van de hierboven gegeven overwegingen en de berekeningsresultaten, waren de volgende twee ontwerpen het meest perspectiefvol om in de labtest door te meten:

1. Aluminium profielen met geribbelde vinnen, gefabriceerd door Alcoa. Deze kunnen in bestaande of speciale nieuwe goten worden geschoven (Figuur 27)



Figuur 27 Gevinde warmtewisselaar van aluminium in goot

2. Gestapelde zigzagplaten van kunststof.

Daarbij zijn twee typen interessant. Bij de ene liggen de nokken van de zigzagvorm in de lengterichting van de wisselaar. Bij de andere dwars daarop. De tweede vorm zou een betere warmteoverdracht kunnen geven maar geeft ook meer weerstand. Beide zijn in de experimenten bepaald. Voor de situatie waarbij de lucht stroomt in de richting van de zigzag is gekozen voor een plaatafstand van 7 mm. Voor de luchtstroom loodrecht op de zigzag zijn plaatafstanden van 7 mm en 14 mm genomen.

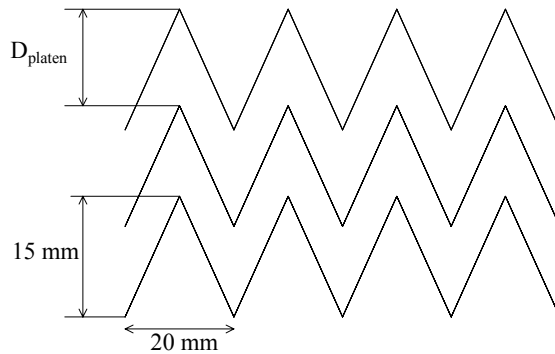
3.7 Evaluatie prototypen

Bij de voorbereidingen van de metingen aan de in paragraaf 3.6 besproken prototypen, bleek dat Alcoa niet zoals aanvankelijk gemeld de vereiste oppervlakte middels extrusie kon realiseren. De kleine afstand tussen de ribben met een lengte van 3 cm kon niet worden gemaakt. Hoewel mogelijk andere fabrikanten daartoe wellicht wel toe in staat zouden kunnen zijn, kon daarover in de beschikbare tijd geen afdoende antwoord op verkregen worden, laat staan dat levering van het gewenste profiel binnen afzienbare tijd gerealiseerd kon worden. Daarmee verviel de meting aan het aluminiumprofiel in de kasgoot.

De prototypen opgebouwd uit zigzagplaat zijn bij IMAG geassembleerd en bevatten slechts één warm en één koud kanaal. Dit is voldoende om de drukval en de warmteoverdracht te bepalen. Door configuraties met verschillende plaatafstand en richting van de zigzag te kiezen en de uitkomsten te vergelijken met CFD-berekeningen kan dan verdere optimalisatie plaatsvinden. In de volgende twee paragrafen wordt achtereenvolgens ingegaan op de uitkomsten van de CFD-berekeningen en de meetresultaten.

3.7.1 CFD-berekening prototypen met zigzagplaat

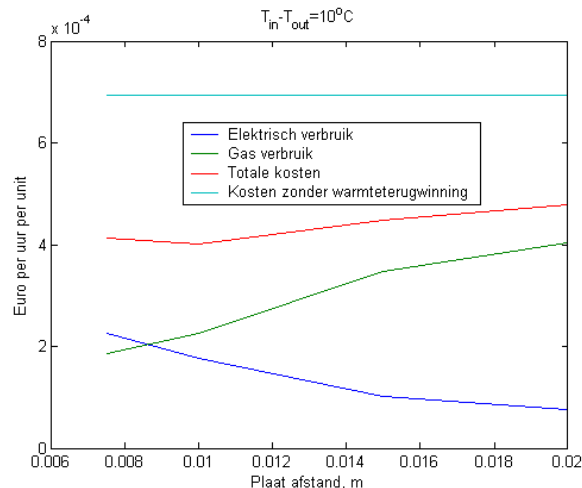
De in paragraaf 3.3 beschreven berekeningen voor de vlakke platen zijn herhaald voor platen met zigzagvorm.



Figuur 28 De afmetingen van de zigzag warmtewisselaar in de CFD-berekeningen

De luchtstroom door de warmtewisselaar kan in de lengterichting van ribben en loodrecht op de ribben zijn. De afstand tussen de platen D_{platen} is gezet op 7 mm. Voor de tweede situatie is er ook nog gekeken naar een afstand van 14 mm.

De lucht ondervindt uiteraard in de eerste situatie, waarbij de lucht in de langrichting van de zigzag stroomt minder weerstand. Hierdoor gaat er meer lucht door de wisselaar bij bepaalde druk. Het rendement van deze wisselaar ligt rond de 40% terwijl het rendement voor de andere situatie rond de 77% (14 mm) en 86% (7 mm) ligt.



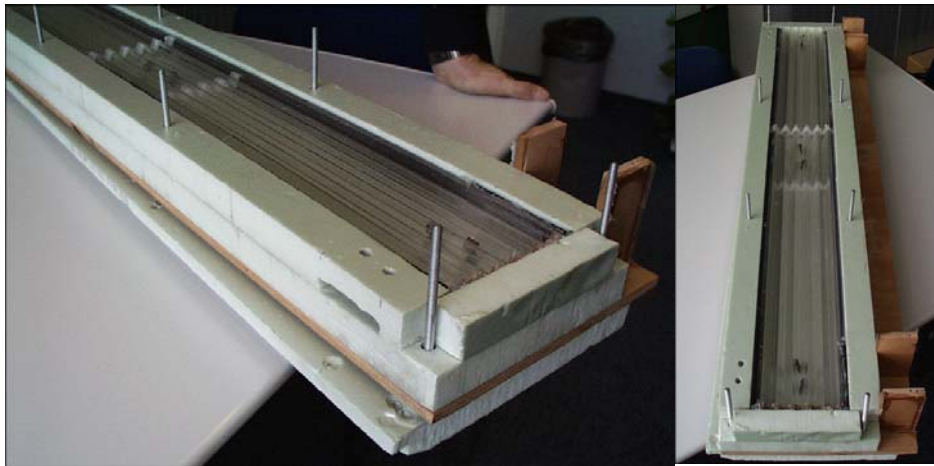
Figuur 29 De kosten in euro's per unit als functie van de plaatafstand voor een zigzag warmtewisselaar waarbij de lucht stroomt in de richting van de zigzag op basis van een CFD berekening.

Figuur 29 geeft een beeld van de kosten als functie van de plaatafstand voor een warmtewisselaar die is opgebouwd uit zigzag platen waar tussen de lucht tegengesteld langs elkaar stroomt. De besparing is vergelijkbaar met die bij de vlakke platen uit Figuur 9. Het extra oppervlak lijkt dus weinig effect te hebben

op de kosten. Nadere analyse van het stromingsprofiel aan de zigzagplaat maakt duidelijk dat sommige delen van het oppervlak minder effectief aan de warmteoverdracht bijdragen.

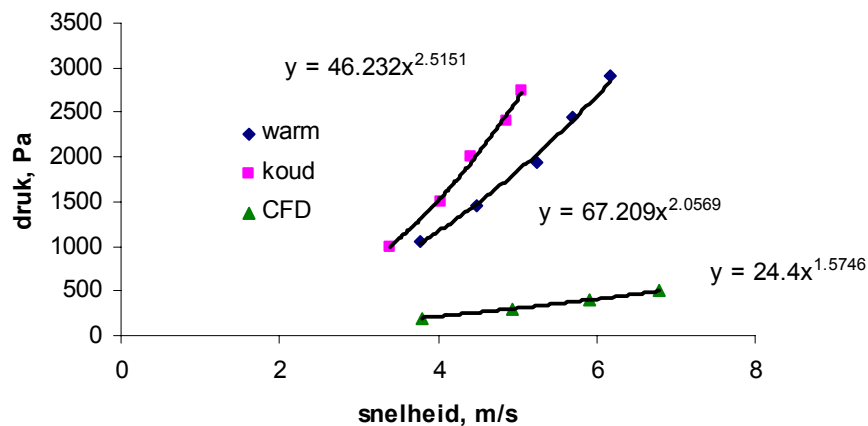
3.7.2 Metingen aan prototypen met zigzagplaat

Figuur 30 laat de geopende warmtewisselaar zien met de zigzag in de stromingsrichting, waaraan bij verschillende luchtdebieten, druk- en temperatuurmetingen zijn uitgevoerd.



Figuur 30 Foto's van de experimentele warmtewisselaar waarbij de lucht parallel aan de ribben stroomt

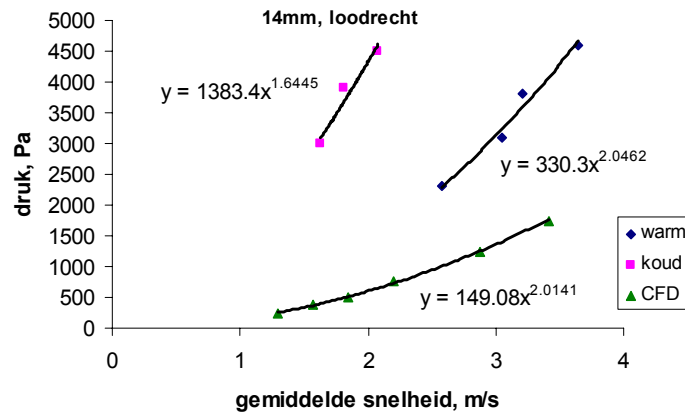
Figuur 31 laat de relatie zien tussen het debiet dat door de warmtewisselaar stroomt en de druk die daarvoor nodig is. Het verschil tussen koud en warm welke de twee luchtstromen zijn, wordt veroorzaakt door het niet helemaal identiek zijn van de beide kanalen. Het warme kanaal laat een kwadratisch verloop van de druk t.o.v. de luchtsnelheid zien.



Figuur 31 De druk over de warmtewisselaar als functie van de gemiddelde luchtsnelheid door de warmtewisselaar met een plaat afstand van 7mm en een luchtstroom parallel aan de ribben.

De luchtweerstand gemeten in het experiment blijkt veel hoger te zijn dan berekend met CFD. De voornaamste oorzaken hiervan zijn: (1) de lucht stroomt aan de zijkant de warmtewisselaar binnen en moet daarom eerst 90° draaien en voor de uitstroom geldt hetzelfde, (2) het oppervlak van de in- en uitstroomopening is een factor 3 kleiner dan het doorstroomde oppervlak in de warmtewisselaar.

Figuur 32 laat de druk als functie van de luchtweerstand zien voor een plaatafstand van 14mm waarbij de lucht loodrecht op de ribben stroomt.



Figuur 32 De druk over de warmtewisselaar als functie van de gemiddelde luchtsnelheid door de warmtewisselaar met een plaat afstand van 14mm en een luchtstroom loodrecht aan de ribben.

De drukverliezen voor deze configuratie zijn aanzienlijk groter dan bij de 7 mm parallel configuratie. Ook bij deze configuratie is een groot verschil tussen de CFD berekeningen en de metingen.

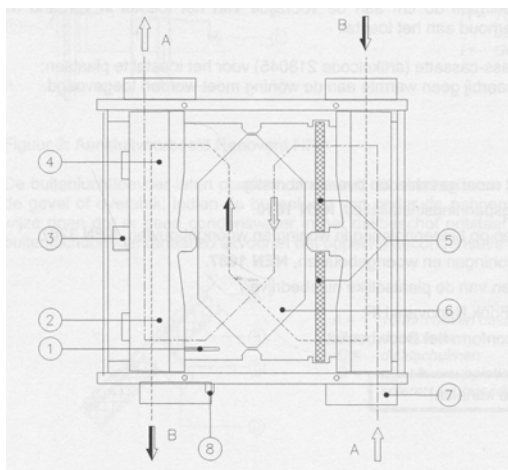
De druk die nodig is om de lucht tussen de zigzag platen door te krijgen ligt fors hoger dan bij de parallelle stroming. Een zelfde beeld vertoont de warmtewisselaar met de luchtstroom loodrecht op de zigzag en een plaatafstand van 7mm.

De onverwacht hoge drukval die optreedt bij de prototypen maakt dat toepassing in de praktijk in deze vorm onhaalbaar wordt. De benodigde ventilatorenergie zou in dat geval veel te hoog worden.

Om deze reden is uitgebreide rapportage van de uitgevoerde temperatuurmetingen, warmteoverdrachten en berekende rendementen niet erg zinvol. Wij volstaan hier met de opmerking dat de bepaalde rendementen afhankelijk van het luchtdebiet varieerden van 40 tot 60%

3.7.3 Alternatieve geprofileerde platenwisselaars

Naar aanleiding van de tegenvallende resultaten met de zigzagplaten, zijn gesprekken gevoerd met twee leveranciers van kant en klare warmtewisselaars van geprofileerde kunststofplaat. Het betreft de firma's Brink en Recair.

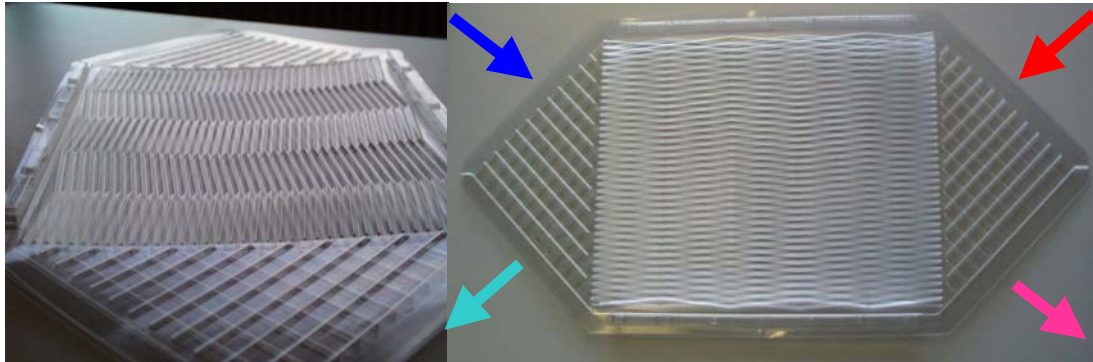


De firma Brink brengt een warmteterugwinapparaat op de markt van 60X60X40 cm³ dat voldoende capaciteit zou hebben om voor ca. 20 m² kas de vochtige lucht te kunnen afvoeren met warmteterugwinning (Figuur 33).

- 1 Vorstbeveiliging
- 2 Afvoerventilator
- 3 Regelprint
- 4 Toevoerventilator
- 5 Filters
- 6 Warmtewisselaar
- 7 Aansluitmonden
- 8 Condensafvoer

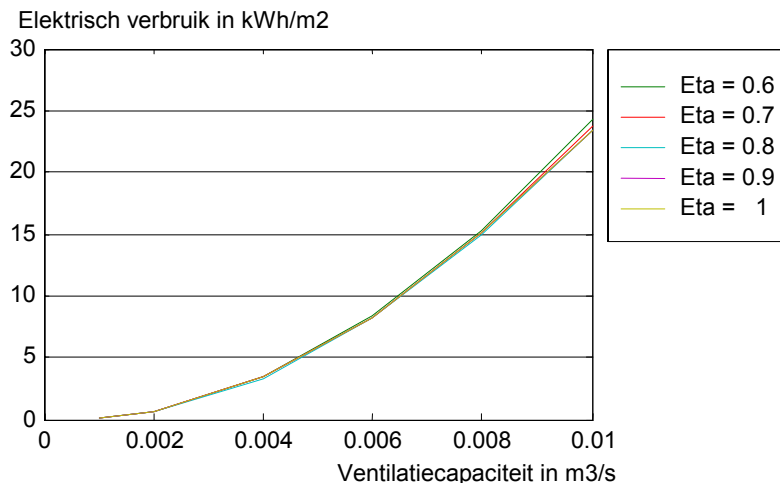
Figuur 33 Doorsnede Renovent ventilatieunit met warmtewisselaar

Deze warmtewisselaar is opmerkelijk genoeg ook opgebouwd uit platen met een zigzagprofiel, maar met veel kleinere afmetingen dan in onze prototypen. Om te grote drukverliezen te voorkomen is met succes veel aandacht besteed aan een goede luchtgeleiding naar het warmtewisselend oppervlak (Figuur 34).



Figuur 34 Foto's van de kunststof zigzagplaat waaruit de warmtewisselaar van Brink is opgebouwd. De blauwe en rode pijl geven de instroming van respectievelijk koude droge buitenlucht en warme kaslucht aan. De roze pijl stelt de droge opgewarmde buitenlucht voor die in de kas wordt gebracht en de cyaankleurige pijl geeft de afgekoelde kaslucht aan die naar buiten verdwijnt.

Het rendement van deze warmtewisselaar is met 90% uitstekend te noemen. Bij dit rendement wordt volgens Figuur 5 een jaarlijkse besparing van ca. 4.2 m³ gas per m² bereikt. Voor de aandrijving van de ventilator is ca. 75 Watt nodig. De kosten bedragen ca. € 450 per unit bij afname van grote aantallen. Uit Figuur 35 is te zien dat het met KASPRO berekende jaarlijks elektriciteitsverbruik van de ontvochtigingsunit dan ca. 7 kWh per m² wordt.



Figuur 35 Elektrisch verbruik als functie van het maximum debiet voor verschillende rendementen.

De firma Recair levert van soortgelijk materiaal ook warmtewisselaars met een rendement van minimaal 92%. In samenwerking met de firma Stork kunnen deze in luchtbehandelingskasten op maat worden samengebouwd.

Deze warmtewisselaar wordt momenteel gebruikt in de woningbouw. Hij verpompt dan tussen de 150 en 250 m³/h bij een drukval van 50 tot 75 Pa. Het elektrisch verbruik ligt dan rond de 30W. Dit verbruik ligt dus veel hoger dan het ideale verbruik namelijk een factor 6. Als reden geeft Recair de weerstand van de kanalen in de woningen die veel hoger is dan die van de warmtewisselaar.

Voor kassen kan een aangepast apparaat worden samengesteld, dat met een debiet van 900 m³/h 50 m² kasoppervlak kan ventileren. Deze warmtewisselaar inclusief ventilator zou tussen de €500 en €1000 kosten. De kosten liggen daarmee boven de €10/m². Bij een gasprijs tussen € 0.15 en € 0.20 wordt de laagste investering dan in 17 tot 22 jaar terugverdiend.

3.7.4 Conclusie evaluatie prototypen

Het is niet ondenkbaar dat het concept van de aluminiumprofielen met geribbelde vinnen, die in de goot aangebracht kunnen worden met voldoende oppervlak te fabriceren zijn, maar het bleek niet mogelijk daarover in dit project uitsluitel te krijgen en enthousiaste leveranciers te vinden. Bovendien zullen dan vervolgens de prestaties nog bewezen moeten worden in een experiment. Dit zal nog veel ontwikkelingswerk vergen.

De conclusie uit de metingen aan de prototypen moet zijn dat de warmtewisselaar bestaande uit zigzagplaten in de geteste uitvoeringsvorm niet bruikbaar is voor toepassing in de praktijk. De in- en uitstroomopeningen en geleiding van lucht naar de warmte-uitwisselende oppervlakken afvoer zal sterk verbeterd moeten worden om de drukverliezen te verkleinen. Ook in dat geval zal nog veel ontwikkelingswerk moeten plaatsvinden.

Bij de kant en klare wisselaars van Brink en Recair is dit probleem opgelost. Hoewel de circa 6 Watt ventilatorvermogen per m² kas die deze unit naar schatting nodig heeft, nog wat aan de hoge kant is. Er blijft onzekerheid over het benodigde ventilatievermogen in een toepassing voor tuinbouwkassen, omdat de waarden gegeven bij de apparaten van Brink en Recair van toepassing zijn op woningen en kantoren. De toepassing op een kassituatie vraagt optimalisatie van de drukval en het debiet. Deze bepaalt de verhouding van de teruggewonnen warmte en het benodigde elektrische vermogen.

3.8 Samenvatting selectie warmteterugwinsysteem

In Tabel 4 is nog eens op basis van de conclusies in dit hoofdstuk aangegeven hoe de verschillende opties scoren op de verschillende ontwerpaspecten.

Tabel 4 Mate waarin verschillende warmtewisselaars aan de ontwerpseisen voldoen

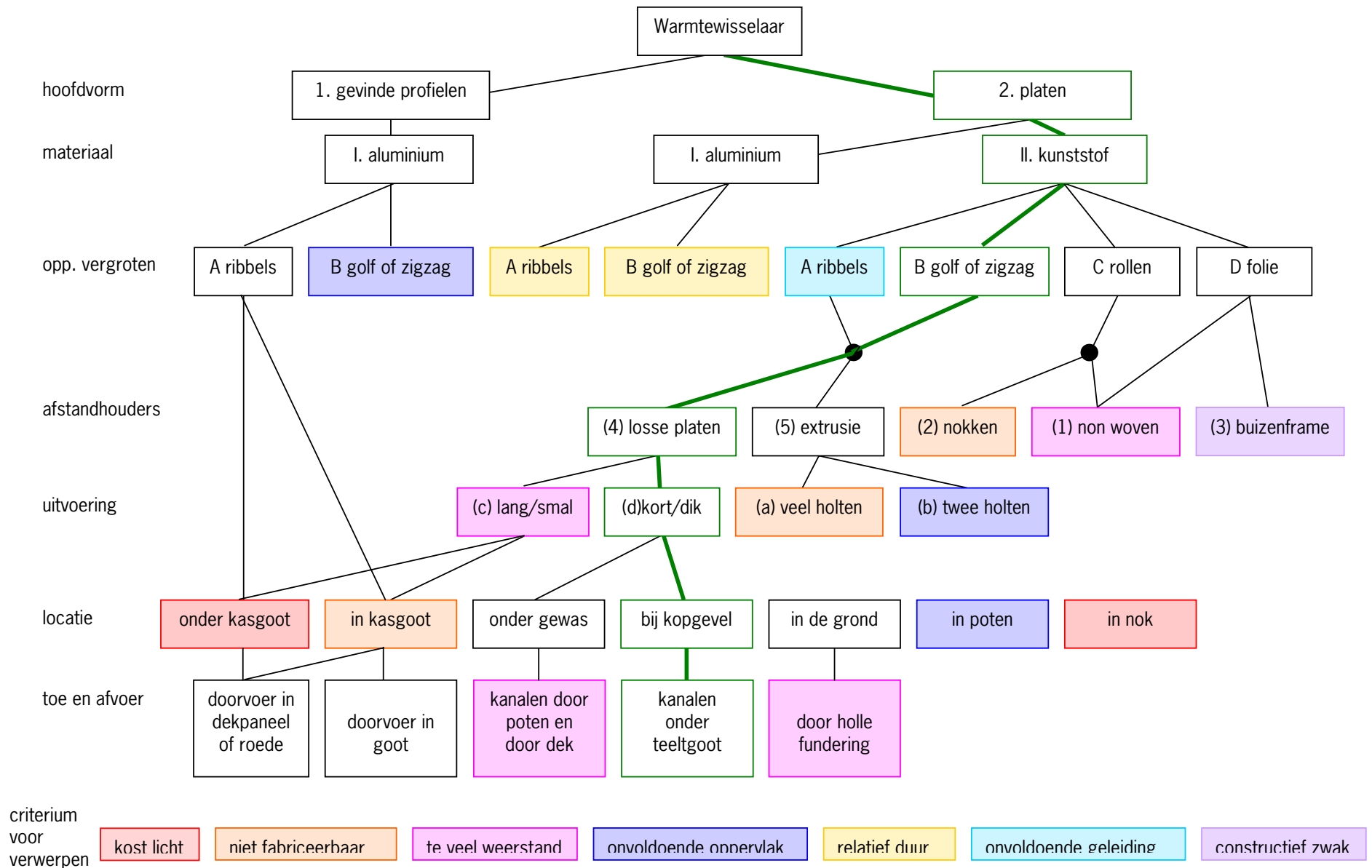
Ontwerp	Voldoende capaciteit	Lichtverlies	Rendement	Ventilator energie	Ruimtelijke verdeling	Maakbaarheid	Fabricage kosten	Praktisch implementatie
1 Aluminium profiel met geribbelde vinnen in koker	+	o	o	-	+	--	-	o
2 Aluminium profiel met gegolfde vinnen in koker	-	o	o	-	+	--	-	o
3 Aluminium plaat gestapeld geribbeld of zigzag	+	o	+	-	+	o	--	o
4 Kunststof zigzag platen gestapeld lang/smal	+	o	+	--	+	o	o	o
5 Kunststof dubbellaag opgerold met non woven	o	o	o	--	+	o	o	o
6 Kunststof dubbellaag opgerold met nokken	o	o	o	o	+	-	o	o
7 Gevouwen folie rond buizen	+	o	+	-	+	-	o	o
8 Extrusie met veel holten	+	o	+	o	+	--	-	o
9 Extrusie met twee holten	-	o	o	o	+	-	-	o
10 WW-unit met luchtverdelingssysteem	+	++	++	?	?	o	?	+

In deze tabel is de voor de ontwerpen 1 t/m 9 (decentrale systemen) de locatie onder het gewas in plaats van tegen of in de goot niet meegenomen.

De plaatsing onder het gewas heeft een positief effect op het lichtverlies. De ventilatorenergie gaat dan echter omhoog omdat de lucht via extra kanalen van de wisselaar naar het dek moet worden gebracht (elke wisselaar heeft zijn eigen toe- en afvoer). Een negatief effect daarom. De kosten zullen ook toenemen omdat extra kanalen moeten worden gemaakt. De implementatie wordt daarentegen iets eenvoudiger omdat de grootte van het systeem er minder toe doet dan bij plaatsing in of onder tegen de kasgoot. De effecten heffen elkaar dus min of meer op.

Het systeem met de semi-centrale opstelling van warmtewisselaars bij de kopgevel (ontwerp 10 uit de tabel) blijkt op basis van de eisen die nu bekend zijn meer kansrijk dan de decentrale systemen.

In Figuur 36 zijn de verschillende opties voor het ontwerp van de warmtewisselaar samengevat in een beslissingsboom, waarin door verschillende kleuren de belangrijkste reden is aangegeven dat een bepaalde optie afvalt. Hierin is te zien (groene lijn) dat de warmtewisselaar, die is opgebouwd uit gestapelde zigzagplaten in de brede uitvoeringsvorm de beste optie is, als deze aan de kopgevel geplaatst wordt en voorzien van kanalen onder het gewas om de lucht in de kas te brengen.



Figuur 36 Beslissingsboom ontwerp warmtewisselaar met criteria voor verwerpen; groene lijn geeft beste optie aan

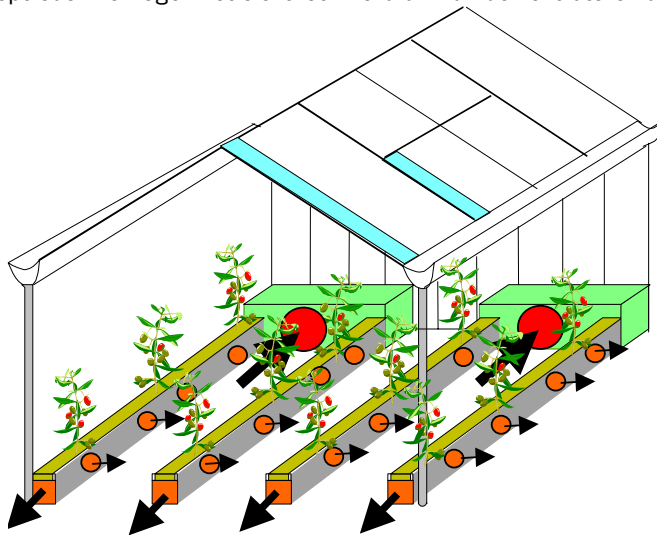
4 Conclusies en aanbevelingen

4.1 Energiebesparingseffecten

Voor terugwinnen van warmte uit ventilatielucht blijkt een warmtewisselaar bestaande uit kanalen waar de lucht om en om tegengesteld doorstroomt het beste ontwerp. Deze conclusie wordt getrokken uit de CFD berekeningen en de ontwerpstudie. De berekeningen met KASPRO laten voor deze configuratie bij een tomatenteelt een energiebesparing van 4.2 m³ aardgas per m² kasoppervlak per jaar zien als de warmtewisselaar een rendement heeft van 90%. Het maximale luchtdebiet dat de ventilator moet leveren voor deze energiebesparing is 18 m³/m²/h. Hoeveel energie daarvoor nodig is, is afhankelijk van de luchtweerstand van het gehele systeem. De kant en klare kunststof warmtewisselaars die voor de woning- en utiliteitsbouw op de markt worden gebracht halen een rendement van ruim 90% en gebruiken bij het maximale debiet ca. 6 W/m² aan ventilatorenergie. Op jaarbasis zal dan ca. 7 kWh aan elektriciteit nodig zijn. Bij een rendement van 50% in de centrale, wordt dan jaarlijks netto krap 3 m³/m² aardgasequivalent op primaire energie bespaard. Dit is ongeveer 7% van de totale energiebehoefte. Een goed ontwerp voor de luchtdistributie in de kas kan deze besparing nog verhogen. Voor andere gewassen dan tomaat liggen de besparingen rond de 10%. Als de kas wordt uitgevoerd met een dubbel dek dan lopen de besparingen op tot 25%.

4.2 Haalbaarheid

Het concept warmteterugwinning uit ventilatielucht tijdens het ontvochtigen lijkt zeker haalbaar kijkend naar de energiebesparingseffecten beschreven in de vorige paragraaf. Het ontwerp zoals oorspronkelijk voorgesteld met integratie in de kasconstructie lijkt niet haalbaar. Het integreren van de warmtewisselaar in de goot leek met het oogpunt op lichtverlies en distributie van de lucht in de kas het meest praktisch. De testen met verschillende prototypes lieten zien dat het rendement van dit systeem achterblijft bij de verwachting. Het vergroten van het rendement middels het gebruik van zigzag platen bleek minimaal te zijn ten opzichte van vlakke platen. Het integreren van het systeem in de kasgoot zorgt ook voor problemen o.a. bij maken van de doorvoer in het dek. De drukverliezen die bij de instroom en uitstroom van lucht optreden verhogen het elektrisch verbruik van de ventilatoren aanzienlijk.



Naar aanleiding van gesprekken met fabrikanten van warmtewisselaars is een alternatief concept ontwikkeld. Dit concept gaat uit van de warmtewisselaars van Brink en Recair. De slechte luchtverdeling in de warmtewisselaar is door deze fabrikanten opgelost. De vorm van deze wisselaars is echter niet geschikt om onder of in de goot te integreren. Daarom worden deze units aan de kopgevels geplaatst en de lucht via kanalen onder teelttafels of (hangende) teeltgoten aan de kas toegevoerd. Figuur 37 geeft een voorbeeld van een dergelijk systeem. Dit concept zal bij goed dimensioneren ook leiden tot een betere temperatuur- en vochtverdeling in de kas.

Figuur 37 Warmteterugwinapparaten aan de kopgevel met luchtkanalen onder de teeltgoten

4.3 Aanbevelingen

Een energiebesparing tussen de 2 en de 5 m³ gas is uit het oogpunt van de Glami-doelstelling zeer interessant. Bij beter geïsoleerde kassen is warmteterugwinning tijdens ontvochtiging als er warmtevraag is nog meer van belang. De economische haalbaarheid van het systeem komt minder goed uit de verf kijkend naar de terugverdientijd. Optimaliseren van het ontwerp en mogelijk de integratie van andere systemen zoals verwarming kunnen deze barrière verkleinen. Voorgesteld wordt daarom het concept van de warmtewisselaar aan de kopgevel met kanalen onder de teeltrijen verder uit te werken. De volgende zaken moeten daarbij worden meegenomen:

- Welke aanpassingen moeten er plaatsvinden aan de bestaande warmtewisselaars welke voor woningbouw worden gebruikt.
- Wat is het rendement van deze wisselaars bij het gebruik van kaslucht.
- Hoeveel ventilatorenergie is er precies nodig.
- Hoe moet het luchtverdeelsysteem in de kas eruit zien en wat zijn de kosten van dit systeem.
- De mogelijkheden analyseren om de verwarming ook in het systeem op te nemen.

Literatuur

- Albright L D; Behler M L (1984). An air-liquid heat exchanger for greenhouse humidity control. Transactions of the ASAE, 1524-1530
- Campen J B; Bot G P A (2001). Design of a low-energy dehumidifying system for greenhouses. Journal of Agricultural Engineering Research, 78(1), 65-73
- Campen J B; Bot G P A (2002) Dehumidification in greenhouses by condensation on finned pipes, Biosystems Engineering ,dio:10.1006/beng.2002.0058
- Campen J.B., De Zwart H.F., Van de Braak N.J., Kool H.D.M., Janssen E.G.O.N.,2001. Koeling en Ontvochtiging in de Floriadekas IMAG Rapport P2001-102
- Campen J.B., Bot G.P.A., De Zwart H.F., 2003. Dehumidification of greenhouses at northern latitudes. In press at Biosystems Engineering.
- De Zwart, H.F., 1996, Analyzing energy-saving options in greenhouse cultivation using a simulation model. Ph.D. Dissertation, Landbouwniversiteit, Wageningen, 236pp.
- De Hallaux D and Gauthier L (1998). Energy consumption due to dehumidification of greenhouses under Northern latitudes. Journal of Agricultural Engineering Research, 69, 35-42
- Kwantitatieve Informatie voor de Glastuinbouw 2000-2001; groenten – snijbloemen - potplanten IKC glasgroenten, Naaldwijk, 2000.
- Raaphorst M.G.M., Ruijs M.N.A., Nienhuis J.K., van de Braak N.J., de Zwart H.F., Schoonderbeek G.G., Heller E.M.B. en Opdam J.J.G., 2001. Evaluatie systeemontwerpen voor ontvochtigen en energievoorziening, Rapport PPO 521, Praktijkonderzoek Plant & Omgeving B.V. Sector glastuinbouw.
- Rousse D R; Martin D Y; Thériault R; Léveillé F; Boily R (2000). Heat recovery in greenhouses: a practical solution. Applied Thermal Engineering 20, 687-706
- Swinkels, G.L.A.M., Huijs, J.P.G. en de Zwart H.F.,2000. Standaardteelten, IMAG nota P2002-85, 44pp.

Bijlage 1 Simulatiemodel KASPRO

Het simulatiemodel (KASPRO) is een uit diverse parameters samengesteld model van de eigenschappen van een kas, gewasgegevens, ingestelde setpoints en buitenklimaat, dat de relevante variabelen berekent als functie van tijd. Dit maakt berekening van de energieconsumptie en gewasproductie mogelijk.

De basis van het model wordt gevormd door de energie-, water- en CO₂-balansen van de in beschouwing genomen samenhangende onderdelen van het systeem. Het resulteert in een set van niet lineaire, eerste orde differentiaalvergelijkingen die numeriek worden opgelost.

Het kasklimaatmodel heeft als startpunt de kasklimaatregelaar.

Kaslucht bevat samenhangende componenten waarvan de temperatuur, vochtigheid en CO₂-concentratie als primaire variabelen worden beschouwd. De kasklimaatregelaar vergelijkt deze waarden met setpoints. De setpoints zijn functies van tijd en buitenklimaat en aangenomen wordt dat de teler ze van parameters voorziet.

Op grond van de vergelijkingen zal de regelaar het volgende acties uitvoeren:

- past de stand van de mengklep van de warmwatertoevoer aan, ten einde de temperatuur van de verwarmingbuizen te wijzigen. Meestal wordt de temperatuur van twee afzonderlijke verwarmingssystemen, waarvan één met pijpen dicht bij de grond en één met pijpen in of boven het gewas.
- past de stand van de luchtramen aan voor warmte- en vochtuitwisseling tussen de kas- en buitenlucht.
- start en stopt de CO₂-gift naar de kas.

Naast het kasklimaat, stuurt de regelaar de apparaten aan die van belang zijn voor de warmtevoorziening (ketel, warmtepomp, WKK en opslagtank) en de CO₂-productie van de ketel. De regelactiviteiten hebben direct of indirect invloed op het brandstofverbruik. Dit is duidelijk het geval bij verhoging van de buistemperatuur, hoewel de brandstof om in de warmtebehoefte te voorzien, al uren eerder opgewekt kan worden en tijdelijk worden opgeslagen in een warmteopslagtank.

Geopende ramen hebben een effect op de energieconsumptie wanneer de regelactiviteiten worden uitgevoerd op grond van het setpoint luchtvochtigheid gedurende perioden van energievraag. De CO₂-gift veroorzaakt een brandstofverbruik indien CO₂ wordt verkregen uit uitlaatgassen van de ketel of de WK-installatie tijdens perioden zonder energievraag.

Omdat het warmtedistributiesysteem in kassen gewoonlijk bestaat uit een warm-watercircuit van pijpen met een groot thermisch vermogen met typische afkoelings eigenschappen, wordt extra aandacht besteed aan de beschrijving van het dynamisch gedrag (De Zwart, 1996). De tank voor korte termijn warmteopslag met zijn grote thermische vermogen is gemodelleerd met een uitgebreid gelaagd model overeenkomstig de uitgangspunten gepresenteerd door Yoo en Pak (1993). Naast de kasklimaatregelaar zijn de kasluchtomstandigheden ook afhankelijk van de warmte, vocht en CO₂-uitwisseling tussen de kaslucht en zijn directe omgeving. Om deze interacties te beschrijven onderscheidt het model samenhangende componenten voor het gewas, de bodem en het kasdek.

De grond onder de kas vertegenwoordigt een grote warmteopslagcapaciteit met een sterk dempend effect op fluctuaties van de kasluchttemperatuur. Om een goede afspiegeling van dit effect te verkrijgen is de grond onderverdeeld in 7 lagen.

Het kasdek vormt een belangrijke belemmering voor warmteverlies naar de buitenlucht. Indien de temperatuur van het dek echter onder het dauwpunt van de kaslucht komt, veroorzaakt het dekoppervlak ontvochtiging van de kas.

De buitenomstandigheden dienen als omgevingsfactoren voor het model. De buitenluchttemperatuur en de hemeltemperatuur beïnvloeden de warmteverliezen door convectie en straling bij het kasdek en daardoor de temperatuur van het dek. De buitentemperatuur, vochtigheid en CO₂-concentratie hebben een directe invloed op de primaire toestandsvariabelen via luchtuitwisseling door geopende ramen of kieren. De windsnelheid is een belangrijke indirecte weerconditie omdat deze invloed heeft op de convectieve warmte-uitwisseling aan het dek en in belangrijke mate de luchtuitwisseling door de ramen bepaalt.

Een belangrijk weergegeven is de globale straling. Directe en diffuse straling wordt geabsorbeerd, gereflecteerd en doorgelaten door het dek, het gewas en de grondoppervlakte. Bovendien is straling op gewashoogte belangrijk voor de fotosynthese. Voor de berekening van de warmte-, vocht- en CO₂-stromen

tussen de samenhangende componenten, zijn de relaties voor de warmtestroming ontleend aan een aantal auteurs. De warmtestraling is berekend met gebruikmaking van relaties gebaseerd op de wet van Stefan-Boltzmann, en bevat "view factoren", absorptie en emissie. Interceptie van de straling door het gewas is behandeld in overeenstemming met Goudriaan (1988). De transmissie van licht door het dek is berekend middels een methode beschreven door Bot (1983). De convectieve warmte-uitwisseling aan de binnen en buitenkant van het dek is beschreven in de relaties eveneens gepresenteerd door Bot. De ventilatiestromen, in tuinbouwkundige context is gebaseerd op natuurlijke ventilatie, en is berekend op basis van de theorie gepresenteerd door De Jong (1990). De gewasverdamping, een belangrijk onderdeel van het model, is afgeleid van het werk van Stanghellini (1987). De convectieve warmteoverdracht van verwarmingsbuizen en convectieve warmte uitwisseling van de bodem is eveneens beschreven door Bot. De warmtegeleiding in de grond is benaderd vanuit de algemene warmtegeleidingstheorie.

Ten gevolge van de complexiteit en de niet lineairiteit van het model, is de integratie van differentiaal vergelijkingen uitgevoerd in numerieke voorwaartse integratie. De stapgrootte is zodanig gekozen dat de temperatuurverandering van de toestandsvariabelen minder is dan 0.1 °C. Dat betekent dat het tijdsduur per integratiestap vaak niet meer dan 15 sec bedraagt. Wanneer het buitenklimaat en de klimaatregelaar activiteiten stabiel zijn, neemt de stapgrootte toe tot 2 minuten, hetgeen overeen komt met de meetfrequentie van de klimaatregelaar.

Vergelijking van de resultaten van het model met metingen in een semi-praktijk kas (4 afdelingen van 200 m² elk) toonden een zeer goede overeenkomst. Absolute verschillen tussen model en metingen voor de luchttemperatuur voor gemiddelde 10 minuten waarden bedroegen minder dan 0.5 °C in 90% van de tijd. De warmteconsumptie werd gesimuleerd met een nauwkeurigheid van 95% en de regelactiviteiten m.b.t. ramen open/dicht controle en de CO₂-gift toonden een goede gelijkenis. (de Zwart, 1996).

De beschrijving van het buitenklimaat gaat uit van typisch Nederlandse weersomstandigheden. Deze dataset is weergegeven in het SEL-jaar (Breuer en Van de Braak, 1989).

Aan het KASPRO simulatie model is een module toegevoegd zodat de invloed van de warmteterugwinning op het klimaat en het energieverbruik berekend kan worden.

Literatuur

- Breuer, J.J.G. en N.J. van de Braak, 1989 Reference Year for Dutch Greenhouses, Acta Horticulturae 248, 1989
- Bot, G.P.A., 1983. Greenhouse climate: from physical processes to a dynamic model. Ph. D. dissertation Agricultural University Wageningen, The Netherlands.
- Goudriaan, J., 1988. The bare bones of leaf-angle distribution in radiation models for canopy photosynthesis and energy exchange. Agricultural and forest meteorology, 43:155-169.
- Jong, T., de, 1990. Natural ventilation of large multi-span greenhouses. Ph. D. Thesis Agricultural University Wageningen, The Netherlands.
- Stanghellini, C, 1987. Transpiration of greenhouse crops. An aid to climate management. Ph. D. dissertation, Landbouwniversiteit, Wageningen.
- Yoo H. en E. Pak, 1993. Theoretical model of the charging process for stratified thermal storage tanks. Solar Energy, 51(1993)6 pp. 513-519.
- Zwart H.F., de, 1996. Analyzing energy-saving options in greenhouse cultivation using a simulation model. IMAG-DLO rapport 96-05, 236 blz.

Bijlage 2 Kaspro invoergegevens en klimaatinstellingen

Tomaat	
Groeimedium	steenwol
Plantdatum	11-12
Ruimdatum	20-11
Kasoppervlak	20 000 m ²
Ketelvermogen	3 MW
Rookgascondensor	ja
Warmtebuffer	80 m ³ /ha
CO ₂ -dosering	uit rookgassen ketel, dmv darmen, capaciteit 85 m ³ /ha/u
Schermb	geen
Hoofdnet	5 pijpen van 51 mm per kap van 4m
Secondair net	2.5 pijpen van 28 mm per kap van 4m

Setpoints	
Temperatuur	20-11 tot 11-12: dag en nacht 5 °C (teeltwisseling) 11-12 tot 10-01: dag 19 °C nacht 18 °C 10-01 tot 31-03: dag 18 °C, nacht 17 °C 31-03 tot 20-11: dag 19 °C, nacht 18 °C
RV	85% maximaal
CO ₂	1000 ppm maximaal

Verder geldt de volgende klimaatregeling:

Verwarming

De stooklijn waarop het kasklimaat wordt geregeld, is gebaseerd op de dag- en nachtsetpoints, waarbij de helling bij de overgangen tussen deze setpoints op 1 °C/uur gesteld is. De stijging naar het dagsetpoint wordt op een zodanig moment ingezet dat de dagwaarde bij zonsopkomst bereikt is. De verlaging wordt ingezet bij zonsondergang. Van 10 januari tot 31 maart wordt een lichtafhankelijke setpointverhoging gehanteerd door de stooklijn met 2 °C te verhogen over het zonnestralingstraject van 100 tot 300 W/m² (buiten de kas gemeten).

Ventilatie

De ventilatielijn staat één graad boven de stooklijn. Bij het afbouwen van de stooklijn bij het invallen van de avond loopt de ventilatielijn een half uur achter op de stooklijn. De ramen worden voor iedere graad overschrijding van de ventilatielijn 10% geopend. Indien de lizijdige luchting meer dan 60% geopend is (dus bij een kasluchttemperatuur van 6 °C boven de ventilatielijn), gaan de loefzijdige ramen meelopen. Behalve op temperatuur worden de ramen ook nog geregeld op vocht. Bij overschrijding van de ingestelde maximale RV worden de ramen met een PI-regelaar geopend. Zonodig wordt daarbij ook nog bijgestookt.

Buffer/CO₂

CO₂-dosering vindt plaats van zonopkomst tot een uur voor zonsondergang en zolang de buffer nog niet geheel gevuld is.