

4 MEI 1976

klimaat

installaties

<u>Errata</u>					
laatste voordracht	: pag. 66	pag. 69	pag. 70	pag. 70	pag. 71
onderschrift van	: fig. 7	fig. 8	fig. 9	fig. 10	fig. 11
verplaatsen naar	: fig. 9	fig. 10	fig. 11	fig. 7	fig. 8
<u>op</u>	: pag. 70	pag. 70	pag. 71	pag. 66	pag. 69

IG-TNO

VOORWOORD

Het boekje van de vijfde TVVL-TNO-dag ligt voor u.

De bijdragen zijn ditmaal afkomstig van drie TNO-instituten:

- de Afdeling Warmte- en Koudetechniek van het Centraal Technisch Instituut TNO te Apeldoorn,
- de Afdeling Warmte van de Technisch Fysische Dienst TNO-TH te Delft, en
- de Afdeling Binnenklimaat van het Instituut voor Milieuhygiene en Gezondheidstechniek TNO te Delft.

De gekozen onderwerpen hebben alle betrekking op bepaalde elementen of aspecten van verwarmings-, ventilatie- of luchtbehandelingsinstallaties.

In de eerste drie bijdragen is nagegaan in hoeverre met op zich zelf reeds bekende maar verder ontwikkelde middelen – zoals de warmtepomp en de zonnecollector – in de huidige situatie en in de toekomst besparingen aan brandstof mogelijk zijn. In het vierde hoofdstuk zijn kostenverge-

lijkingen gemaakt tussen verschillend grote geoptimaliseerde luchtkanaalnetten, hetgeen kan leiden tot een meer economische opzet en tot aanzienlijke jaarlijkse besparingen.

De vijfde voordracht is voortgekomen uit onderzoek dat verricht is naar aanleiding van een vraag op een der vorige TVVL-TNO-dagen. Het is een voorbeeld, waaruit blijkt dat het voorleggen van uw vragen aan ons kan leiden tot het verrichten van nader onderzoek.

De zesde bijdrage geeft een overzicht van werk dat tot stand kwam in de Commissie Kruisinfectie waarin TNO participeerde.

De vierde en de zesde voordracht zijn gedeeltelijk, respectievelijk geheel voortgekomen uit studies welke werden verricht ten behoeve van de Nieuwbouw Academische Ziekenhuizen.

Ir. J. Claus
Dr. Ir. J. de Jong
Ir. E. van Gunst

INHOUD

- pag. 7** **ECONOMISCHE ASPECTEN VAN HET GEBRUIK VAN DE
WARMTEPOMP VOOR VERWARMINGSDOELEINDEN**

Ing. J. F. van der Horst

Publikatie CTI-TNO

Voor woningen met een warmtebehoefte van 21000 kWh/j en 14000 kWh/j worden de toepassingsmogelijkheden van drie typen lucht/lucht-warmtepompen in vier systemen vergeleken met de conventionele verwarming. Daartoe worden o.a. de totale kosten inclusief de investeringen, het energieverbruik en de totaal benodigde hoeveelheden fossiele brandstof bepaald. Aangegeven wordt onder welke omstandigheden de onderzochte systemen toekomst hebben.

- pag. 25** **MOGELIJKHEDEN VOOR TOEPASSING VAN ZONNE-ENERGIE
VOOR VERWARMING EN WARMWATEROORZIEENING VAN
WONINGEN EN GEBOUWEN**

Ir. C. den Ouden

Publikatie TPD-TNO/TH

De eigenschappen van de 'klassieke' collectoren worden vergeleken met de collectoren die sinds de energiecrisis, 1973, ontwikkeld zijn. De toepassingsmogelijkheden voor de komende vijftien jaar worden geschetst.

- pag. 33** **DE WARMTEPOMP IN VERWARMINGSINSTALLATIES
MET ZONNE-ENERGIE**

Ir. H. van der Ree

Publikatie CTI-TNO

Met een warmtepomp kan de temperatuur van de zonnecollector worden verlaagd waardoor het rendement van de collector toeneemt. Voor verschillende modificaties van dit systeem worden door berekening de bereikte effectiviteiten hiervan voor de verwarming van een woning vergeleken voor de maand februari 1963.

pag. 43 OPTIMALE LUCHTKANAALNETTEN

Ir. H. B. Bouwman

Publikatie nr. 534 IG-TNO

8588

Aangegeven wordt op welke wijze de optimalisering van kanaalnetten voor de luchtdistributie over een rechthoekig veld verloopt. Diagrammen geven de kosten voor velden van verschillende vorm, grootte, luchthoeveelheid en verschillende plaatsen van het toevoerpunt. De tekst is gesteld in de Engelse taal.

pag. 53 PLAATSELIJKE VENTILATIEVOUDEN IN EEN MECHANISCH GEVENTILEERDE RUIMTE

Ing. T. J. Kroes

Publikatie nr. 554 IG-TNO

8589

In een ruimte met een inductiesysteem werden op tien plaatsen de plaatselijke ventilatievouden gemeten. Deze worden vermeld zowel voor de zomer als de wintertoestand. In beide gevallen werd de lucht achtereenvolgens op vier verschillende wijzen afgevoerd.

**pag. 59 EISEN TE STELLEN AAN LUCHTBEHANDELINGS-
INSTALLATIES VOOR ZIEKENHUIZEN**

Ir. H. B. Bouwman

Publikatie nr. 555 IG-TNO

8590

Een overzicht wordt gegeven van de eisen te stellen aan verschillende elementen van de installatie, zoals deze zijn opgesteld door de Commissie Kruisinfectie, ter vermindering van kruisinfecties via de lucht.

**pag. 98 OVERZICHT VAN TOT DUSVER GEHOUDEN VOORDRACHTEN
TIJDENS TVVL-TNO-DAGEN**

ECONOMISCHE ASPECTEN VAN HET GEBRUIK VAN DE WARMTEPOMP VOOR VERWARMINGSDOELEINDEN

Ing. J. F. van der Horst

1. INLEIDING

De dreigende uitputting van de beschikbare fossiele brandstofvoorraden en de stijgende prijzen van deze brandstoffen hebben tot gevolg gehad dat alom wordt gestreefd naar een betere brandstof- en warmte-economie bij het verwarmen van woningen en gebouwen.

Een van de mogelijkheden hiertoe is het inzetten van warmtepompen, welke warmte onttrekken aan de omgeving en deze warmte op een hoger temperaturniveau weer afgeven aan het gebouw.

De belangrijkste warmtebronnen voor de warmtepomp zijn: buitenlucht, grond-, rivier- of zeewater, de bodem en directe zonnewarmte.

Van deze warmtebronnen is de buitenlucht altijd en overal beschikbaar en in dit opzicht zeer geschikt als warmtebron.

Lucht/lucht-warmtepompen zijn een gemakkelijk verkrijgbaar serieprodukt waarvan de thermische efficiency redelijk goed bekend is.

In de volgende beschouwingen zullen daarom de mogelijkheden voor toepassing in verwarmingssystemen van deze warmtepompen worden nagegaan.

Voor de praktische toepassingsmogelijkheden van verwarmingssystemen met warmtepompen zijn uiteraard de verwarmingskosten en de besparing van fossiele energie t.o.v. *conventionele met aardgas gestookte verwarmingssystemen* van groot belang.

Voor een aantal verwarmingssystemen met elektrisch aangedreven lucht/lucht-

warmtepompen en voor een conventioneel verwarmingssysteem zijn de verwarmingskosten en het verbruik van fossiele energie berekend.

Vervolgens is nagegaan welke invloed de energieprijzen, de efficiency van de warmtepompen en de investeringskosten hebben op de verwarmingskosten van de warmtepompsystemen t.o.v. die van het conventionele verwarmingssysteem.

2. WERKING VAN DE WARMTEPOMP

Warmtepompen werken volgens hetzelfde principe als de bekende koelmachine.

De benaming 'warmtepomp' wordt gebruikt wanneer niet de in de verdamper geproduceerde koude, maar de aan de warme zijde door de condensor afgegeven warmte het belangrijkste is.

De nuttige warmte-afgifte van de warmtepomp is gelijk aan de som van de aan de warmtebron onttrokken warmte en de toegevoerde drijfenergie. De warmteproductie is dus steeds groter dan de toegevoerde drijfenergie. Het quotiënt van de nuttige warmte-afgifte en de drijfenergie is de specifieke warmte-opbrengst (ϵ) (figuur 1). De warmte wordt aan de buitenlucht onttrokken door verdamping van een in een gesloten circuit circulerend 'koudemiddel'. De damp wordt door een compressor uit de verdamper afgezogen en op een hogere druk en temperatuur gebracht.

Aan de warme zijde condenseert de damp in een condensor. Hierbij wordt de vrij-

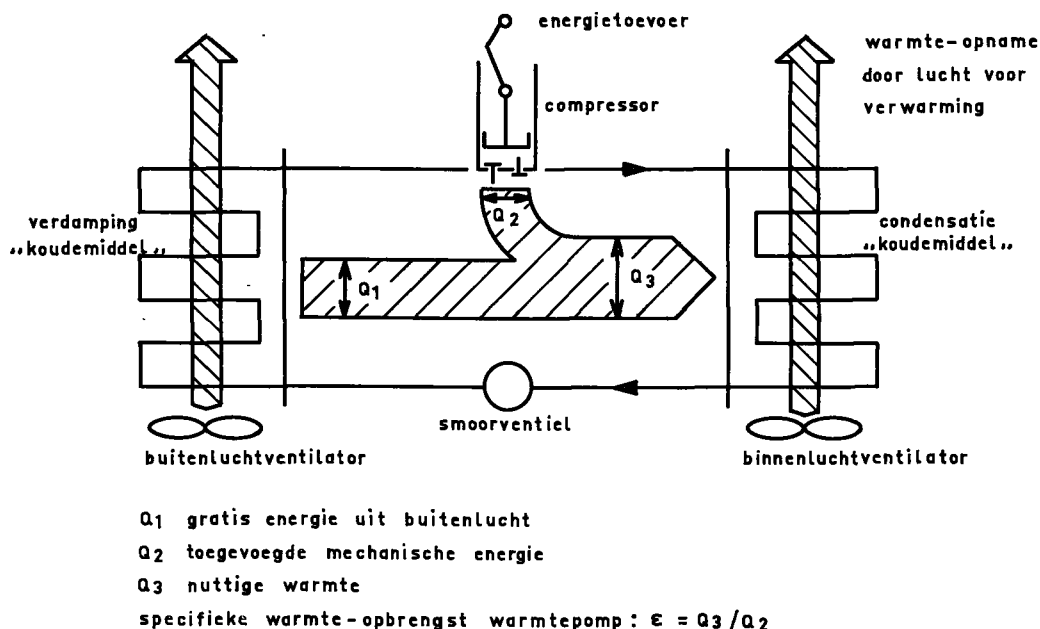


Fig. 1 Schema van de werking van de verwarmingsinstallatie met lucht/lucht-warmtepomp

komende warmte aan de lucht afgegeven. In een smoorventiel expandeert het 'koudemiddel' weer naar de lagere druk aan de verdamperzijde waarmee de kringloop gesloten is.

Om de warmteoverdracht te verbeteren wordt de lucht met ventilatoren langs de verdamper- en de condensoroppervlakken geblazen. De binnenventilator dient tevens om de verwarmde lucht via een kanalsysteem in de woning te distribueren.

Bij buitentemperaturen lager dan ca. 5°C treedt rijpvorming aan de verdamper op en moet deze periodiek worden ontdooid.

3. ONDERZOCHE SYSTEMEN EN VERWARMD OBJECT

De berekeningen zijn gebaseerd op door de importeurs verstrekte gegevens van in de U.S.A. gefabriceerde lucht/lucht-warmtepompen. De verwarmde lucht wordt via een kanalsysteem in de woning geblazen.

Het conventionele verwarmingssysteem

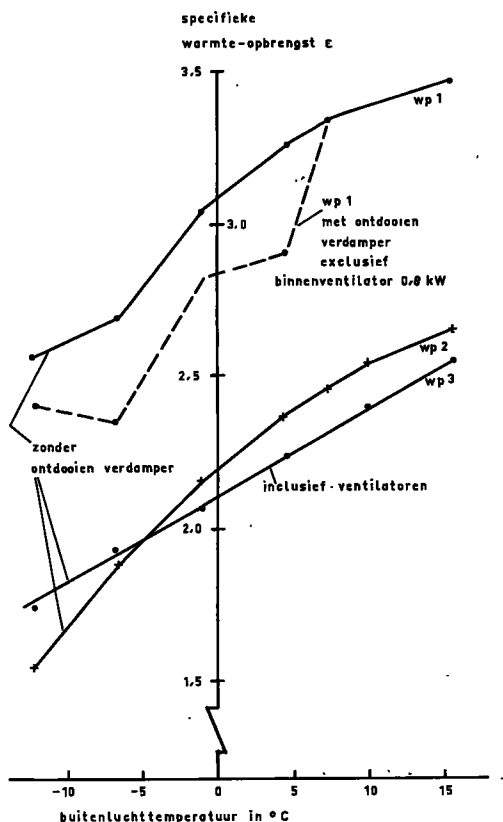
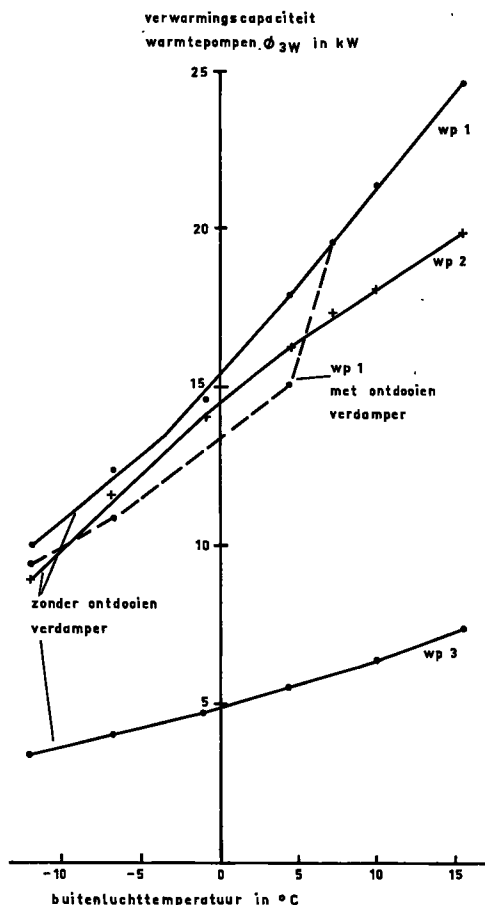
bestaat uit een centrale verwarming met warmwaterradiatoren en een met Gronings aardgas gestookte CV-ketel, met een capaciteit van 10,5 kW.

De karakteristieken van de beschouwde warmtepompen zijn vastgelegd in de grafieken 2 en 3.

Uit figuur 2 blijkt dat bij dit type warmtepompen de verwarmingscapaciteit bij dalende buitentemperaturen vermindert. Wanneer nu op de laagste buitentemperatuur wordt gedimensioneerd heeft dit verschijnsel uiteraard een ongunstige invloed op de investeringskosten, daarom worden warmtepompsystemen vaak uitgevoerd met een bijverwarming voor de lagere buitentemperaturen, zodat een kleinere warmtepomp kan worden geïnstalleerd. Dat is hier het geval met de verwarmingssystemen 3 en 4. Bij systeem 3 wordt met een elektrische en bij systeem 4 met een met aardgas gestookte luchtverhitter bijverwarmd.

Tabel 1 geeft een overzicht van de onderzochte verwarmingssystemen.

Voor het verwarmd object is gedacht aan een goed geïsoleerde tussenwoning. De



2 3

Fig. 2 en 3 Het verwarmingsvermogen, in kW, van de verschillende warmtepompen, afhankelijk van de buitenluchttemperatuur

Tabel 1 Overzicht verwarmingssystemen

verwarmingssysteem nr.	levering warmte door	bijverwarming	codering
1	warmtepomp 1	geen	W
2	warmtepomp 2	geen	W
3	warmtepomp 3	elektrisch	W + E
4	warmtepomp 3	aardgas	W + G
5	CV-ketel	geen	C

thermische gegevens hiervan zijn in bijlage 1 aangegeven.

Om deze woning gedurende het stookseizoen te kunnen verwarmen is het noodzakelijk om de warmteverliezen door transmissie en ventilatie aan te vullen. Het warmteverlies van de woning wordt niet alleen door de verwarmingsinstallatie

gedekt. Er zijn immers ook nog andere warmtebronnen werkzaam, zoals zoninstraling, elektrische apparatuur en verlichting en warmteafgifte van personen [1].

Onder *warmteverbruik* of ook *warmtevraag* wordt verstaan het deel van het warmteverlies van de woning dat door de

verwarmingsinstallatie moet worden geleverd.

Dit warmteverbruik is o.a. sterk afhankelijk van het gedrag van de bewoners. Verschillen in brandstofverbruik van 50 à 100% bij overigens identieke woningen zijn niet ongewoon.

De berekeningen van het energieverbruik voor verwarming zijn daarom uitgevoerd voor 2000 en 1330 bedrijfsuren van de centrale verwarmingsketel [2]. Bij een ketelcapaciteit van 10,5 kW correspondeert dit met een warmteverbruik van 21 000 resp. 14 000 kWh per jaar.

4. RELATIE WARMTEBEHOEFTE EN BUITENTEMPERATUUR

Uit figuur 3 blijkt dat bij lucht/lucht-warmtepompen de specifieke warmteopbrengst sterk daalt bij lagere buitentemperaturen. Voor de berekening van het elektriciteitsverbruik van een warmtepomp is het daarom noodzakelijk te weten hoe het jaarlijkse warmteverbruik voor ruimteverwarming over de verschillende buitentemperatuurniveaus is verdeeld.

Bij de berekening van deze verdeling is er van uitgegaan, dat het warmteverbruik

evenredig is met het verschil tussen de basistemperatuur (t_b) en de gemiddelde buitentemperatuur (t_u). De basistemperatuur is gesteld op 18°C [3]. De stookgrens waarboven niet meer wordt verwarmd is aangenomen op 15°C.

Het gemiddelde stookseizoen te De Bilt [4] is verdeeld in temperatuurklassen van 2°C waarbij elk interval is vervangen door zijn gemiddelde waarde. Het warmteverbruik per temperatuurklasse is dan evenredig met het aantal graaduren τ per jaar, d.w.z. evenredig met:

$$G = (18 - \bar{t}_u) \cdot \tau \quad (t_u < 15^\circ\text{C})$$

Hierin is τ het aantal uren per jaar met een gemiddelde buitentemperatuur $\bar{t}_u$ en G het bijbehorende aantal graaduren per jaar.

De berekening van het aantal graaduren en het procentuele warmteverbruik per temperatuurklasse is in tabel 2 weergegeven.

Uit deze tabel volgt dat in de periode september t/m mei 5900 stookuren (246 dagen) en 71626 graaduren (2984 graaddagen) voorkomen.

De gemiddelde buitentemperatuur tijdens de stookuren bedraagt 5,86°C.

De cumulatieve percentages uit de laatste kolom van tabel 2 zijn in figuur 4 weergegeven. Uit deze figuur blijkt dat ca. 75%

Tabel 2 Graaduren en stookuren te De Bilt voor de periode september t/m mei

temp. °C	band °C	$\bar{t}_u$ temp. gem. °C	τ tijd per stookseizoen h	$G = (18 - \bar{t}_u) \cdot \tau$ graaduren per stookseizoen	100 · $G / \Sigma G$ % van de jaarl. warmtebehoefte %	cum. aandeel i.d. warmtebehoefte %
13	14,9	14,0	443	1772	2,47	2,47
11	12,9	12,0	581	3486	4,87	7,34
9	10,9	10,0	745	5960	8,32	15,66
7	8,9	8,0	867	8670	12,10	27,76
5	6,9	6,0	859	10308	14,39	42,15
3	4,9	4,0	746	10444	14,59	56,74
1	2,9	2,0	617	9872	13,79	70,53
- 1	0,9	0,0	476	8568	11,96	82,49
- 3	- 1,1	- 2,0	258	5160	7,20	89,69
- 5	- 3,1	- 4,0	141	3102	4,33	94,02
- 7	- 5,1	- 6,0	81	1944	2,71	96,73
- 9	- 7,1	- 8,0	47	1222	1,71	98,44
-11	- 9,1	-10,0	26	728	1,02	99,46
-13	-11,1	-12,0	13	390	0,54	100,00
Totaal			5900	71626	100	

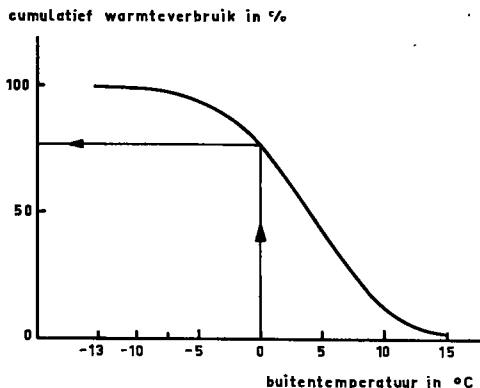


Fig. 4 Het cumulatieve warmteverbruik voor de verwarming, in afhankelijkheid van de buitenluchttemperatuur.

van het jaarlijkse warmteverbruik voor verwarming valt in de periode met buitentemperaturen boven 0°C.

Het grootste gedeelte van het jaarlijkse warmteverbruik treedt dus op bij de hogere buitentemperaturen.

5. BEREKENING ENERGIEVERBRUIK

5.1 Algemeen

Het energieverbruik is de hoeveelheid energie in de vorm van aardgas of elektriciteit, die door de verwarmingsinstallatie wordt opgenomen om in de warmtevraag van de woning (voor zover deze door de verwarmingsinstallatie wordt geleverd) te kunnen voorzien.

De methode van berekening van het energieverbruik van de verschillende verwarmingssystemen wordt in de volgende paragrafen behandeld. De resultaten van de berekeningen worden in 5.5 weergegeven.

5.2 Warmtepompinstallaties zonder bijverwarming

Tabel 3 geeft de berekening per temperatuurklasse voor warmtepomp 2. De eerste 3 kolommen zijn ontleend aan tabel 2. De getallen in kolom 4 zijn als volgt berekend:

Bij een jaarlijkse warmtevraag van 21000

Tabel 3 Berekening energieverbruik warmtepomp 2 Warmtevraag 21.000 kWh/jaar

temp. band °C à °C	t_u temp. gem. °C	τ tijd van 1 sep-31 mei h	φ_3 warmtebehoefte kW	$\tau \cdot \varphi_3$ warmtebehoefte kWh	φ_{3w} warmtelevering WP kW	$\tau_w = \frac{\tau \cdot \varphi_3}{\varphi_{3w}}$ bedr. tijd WP h	ε_{zo} spec. warmte- opbr. WP	$\frac{\tau \cdot \varphi_3}{\varepsilon_{zo}}$ elektra verbr. WP kWh
13 14,9	14	443	1,173	519,6	19,4	26,8	2,64	196,8
11 12,9	12	581	1,759	1022,0	18,7	54,7	2,59	394,6
9 10,9	10	745	2,346	1747,8	18,2	96,0	2,54	688,1
7 8,9	8	867	2,932	2542,0	17,4	146,0	2,49	1020,9
5 6,9	6	859	3,518	3022,0	16,8	179,9	2,43	1243,6
3 4,9	4	746	4,105	3062,3	16,2	189,0	2,36	1297,6
1 2,9	2	617	4,691	2894,3	15,4	187,9	2,28	1269,4
-1 0,9	0	476	5,277	2511,9	14,5	173,2	2,20	1141,8
-3 -1,1	-2	258	5,864	1512,9	13,6	111,2	2,12	713,6
-5 -3,1	-4	141	6,450	909,5	12,7	71,6	2,03	448,0
-7 -5,1	-6	81	7,037	570,0	11,8	48,3	1,93	295,3
-9 -7,1	-8	47	7,623	358,3	10,8	33,2	1,80	199,1
-11 -9,1	-10	26	8,209	213,4	10,0	21,3	1,66	128,6
-13 -11,1	-12	13	8,796	114,0	8,9	12,8	1,54	74,0
totaal		5900		21000		1352,1		9111,4

Energieverbruik warmtepomp zonder ontdooien van de verdampers: 9111,4 kWh

kWh bedraagt het warmteverbruik per graaduur $21000/71626 = 0,2932$ kWh/graaduur.

Voor een buitentemperatuur van bijv. 4°C is dan de warmtevraag $\varphi_3 = (18-4) \times 0,2932 = 4,105$ kW.

De verdere gang voor de berekening is in de kop van de tabel aangegeven. De waarden van φ_{3w} en ε_{zo} zijn ontleend aan de figuren 2 en 3.

Het elektriciteitsverbruik voor de warmtepomp zonder ontdooien van de verdamper bedraagt 9111,4 kWh per jaar.

De toename van het warmteverbruik t.g.v. het ontdooien van de verdamper is op basis van een vergelijking met warmtepomp 1 geschat op 8%.

Het werkelijke energieverbruik wordt dan 9800 kWh/j. De gemiddelde specifieke warmteopbrengst over het stookseizoen bedraagt hiermee:

$$\bar{\varepsilon}_{mo} = \frac{21000}{9800} = 2,14$$

De berekeningen voor warmtepomp 1 en voor een warmtevraag van 14000 kWh/j zijn op overeenkomstige wijze uitgevoerd. De resultaten zijn vermeld in de tabellen 5 en 6.

5.3 Warmtepompinstallatie met bijverwarming met warmtepomp 3

In figuur 5 is de warmtevraag van de woning vergeleken met de verwarmings-

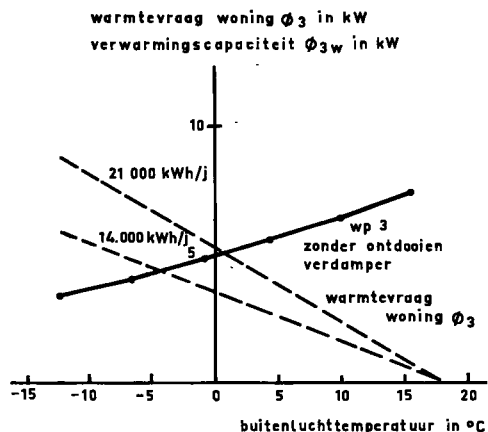


Fig. 5 Het verwarmingsvermogen van warmtepomp 3 en de warmtebehoefte van de woning, in afhankelijkheid van de buitenluchttemperatuur

Tabel 4 Berekening energieverbruik warmtepomp 3 en warmtelevering bijverwarming Warmtevraag 21000 kWh/j

temp. band °C	temp. gem. °C	t_u temp.	τ tijd per stookseiz.	φ_3 warmte- behoefte kW	$\tau \cdot \varphi_3$ warmte- behoefte kWh	φ_{3w} warmte- levering kW	$\tau_w = \frac{\tau \cdot \varphi_3}{\text{bedr. tijd WP}}$ h	ε_{zo} spec. warmte- opbr. WP	$\frac{\tau_w \cdot \varphi_{3w}}{\varepsilon_{zo}}$ elektro- verbr. WP kWh	$Q_{3b} = \tau \cdot (\varphi_3 - \varphi_{3w})$ warmtelevering bijverwarming kWh
13	14,9	14	443	1,173	519,6	7,1	73,2	2,50	207,8	0
11	12,9	12	581	1,759	1022,0	6,8	150,3	2,46	415,4	0
9	10,9	10	745	2,346	1747,8	6,5	268,9	2,38	734,4	0
7	8,9	8	867	2,932	2542,0	6,2	410,0	2,32	1095,7	0
5	6,9	6	859	3,518	3022,0	5,9	512,2	2,26	1337,2	0
3	4,9	4	746	4,105	3062,3	5,6	546,8	2,21	1385,7	0
1	2,9	2	617	4,691	2894,3	5,3	546,1	2,15	1346,2	0
-1	0,9	0	476	5,277	2511,9	4,9	476	2,09	1116,0	179,5
-3	-1,1	-2	258	5,864	1512,9	4,6	258	2,03	584,6	326,1
-5	-3,1	-4	141	6,450	909,5	4,4	141	1,98	313,3	289,1
-7	-5,1	-6	81	7,037	570,0	4,2	81	1,93	176,3	229,8
-9	-7,1	-8	47	7,623	358,3	3,9	47	1,86	98,5	175,0
-11	-9,1	-10	26	8,209	213,4	3,6	26	1,80	52,0	119,8
-13	-11,1	-12	13	8,796	114,0	3,4	13	1,75	25,3	70,1
totaal			5900		21000		3549,5		8888,4	1389,4

* voor $t_u < 2$ is $\tau_w = \tau$ ** voor $t_u > 0$ is $Q_{3b} = 0$

Tabel 5 Energieverbruik van de onderzochte systemen bij een warmtelevering van 21000 kWh/j

Systeem		1 W	2 W	3 W + E	4 W + G	5 C
warmtelevering door hoofdverw. kWh/j		21000	21000	19300	19300	21000
warmtelevering door bijverw. kWh/j		0	0	1700	1700	0
gemiddelde ξ resp. η hoofdverw. (incl. ontdooien verdampers)		2,59	2,14	2,04	2,04	0,70
energieverbruik hoofdverwarming	elektr. kWh/j	8100	9800	9450	9450	0
	gas m ³ /j	0	0	0	0	3070
energieverbruik bijverwarming	elektr. kWh/j	0	0	1700	0	0
	gas m ³ /j	0	0	0	250	0
totaal elektr. verbruik in kWh/j		8100	9800	11150	9450	350*
totaal gasverbruik in m ³ /j		0	0	0	250	3070

* verbruik circulatiepomp

Tabel 6 Energieverbruik van de onderzochte systemen bij een warmtelevering van 14000 kWh/j

Systeem		1 W	2 W	3 W + E	4 W + G	5 C
warmtelevering door hoofdverw. kWh/j		14000	14000	13780	13780	14000
warmtelevering door bijverw. kWh/j		0	0	220	220	0
gemiddelde ξ resp. η hoofdverwarming (incl. ontdooien verdampers)		2,59	2,14	2,03	2,03	0,675
energieverbruik hoofdverwarming	elektr. kWh/j	5400	6540	6790	6790	0
	gas m ³ /j	0	0	0	0	2120
energieverbruik bijverwarming	elektr. kWh/j	0	0	220	0	0
	gas m ³ /j	0	0	0	32	0
totaal elektr. verbruik in kWh/j		5400	6540	7010	6790	350*
totaal gasverbruik in m ³ /j		0	0	0	32	2120

* verbruik circulatiepomp

capaciteit van warmtepomp 3. Bij een totale warmtevraag van 21000 kWh/j moet worden bijverwarmd als de buiten-temperatuur lager is dan 1 °C.

Een rekenvoorbeeld is in tabel 4 opgenomen. De wijze van berekenen is weer in de kop van de tabel weergegeven. De waarden van φ_{3w} en ε_{zo} zijn ontleend aan de figuren 2 en 3.

Voor buitentemperaturen $> 0^\circ\text{C}$ is er geen warmtelevering van de bijverwarming, de bedrijfstijd van de warmtepomp is dan gelijk aan:

$$\tau_w = \frac{\tau \cdot \varphi_3}{\varphi_{3w}}$$

Bij temperaturen $\leq 0^\circ\text{C}$ loopt de warmtepomp continu d.w.z. $\tau_w = \tau$; de warmtelevering voor de bijverwarming volgt uit: $Q_{3b} = \tau \cdot (\varphi_3 - \varphi_{3w})$

De resultaten van de berekeningen kunnen als volgt worden samengevat:

Zonder ontgooien van de verdamper:

warmtevraag woning	21000 kWh
warmtelevering bijverw.	-1389,4 kWh
warmtelevering	
warmtepomp	19610,6 kWh
elektraverbruik warmte-	
pomp	8888,4 kWh
gemiddelde ε_{zo} :	$19610,6/8888,4 = 2,206$

Na correcties voor het periodiek ontgooien van de verdamper (zie de opmerking onder 5.2) ontstaat het volgende beeld:

warmtevraag woning	21000 kWh
warmtelevering bijver-	
warming	1700 kWh
warmtelevering warmte-	
pomp	19300 kWh
schatting ε_{mo} :	$\frac{2,206}{1,08} = 2,04$
elektraverbruik warmtepomp	
19300	
$\frac{19300}{2,04} =$	9450 kWh

De berekening voor een warmtevraag van 14000 kWh/j is op overeenkomstige wijze uitgevoerd. De resultaten zijn samengevat in de tabellen 5 en 6.

5.4 Gasgestookte CV-ketel met warmwaterradiatoren

a. Warmteverbruik 21000 kWh/jaar.

Hierbij maakt de CV-ketel van 10,5 kW 2000 bedrijfsuren per jaar. De benuttingsgraad is dan $2000/5900 = 34\%$.

Volgens [5] bedraagt bij een ketel met een vollast-rendement van 75% het gebruiksrendement op calorische bovenwaarde dan 70%.

Voor het gasverbruik wordt hiermede gevonden:

$$B = \frac{21000 \times 3,6 \cdot 10^6}{35,2 \cdot 10^6 \times 0,70} = 3070 \text{ m}^3/\text{j.}$$

b. Warmteverbruik 14000 kWh/jaar.

Het aantal bedrijfsuren hierbij is 1330 h/j. De benuttingsgraad is dan $1330/5900 = 22,6\%$. Het gebruiksrendement op calorische bovenwaarde is dan 67,5%.

Voor het gasverbruik wordt hiermede gevonden:

$$B = \frac{14000 \times 3,6 \cdot 10^6}{35,2 \cdot 10^6 \times 0,675} = 2120 \text{ m}^3/\text{j.}$$

Het elektriciteitsverbruik van de circulatiepomp is geschat op 350 kWh.

5.5 Overzicht energieverbruik van de verschillende verwarmingssystemen

De tabellen 5 en 6 geven hiervan een overzicht. Bij de verwarmingssystemen 3 en 4 moet beneden een zekere buitenluchttemperatuur worden bijverwarmd. Bij systeem 3 geschiedt dit met een elektrische luchtverhitter met een rendement van 100% en bij systeem 4 met een gasgestookte luchtverhitter met een rendement van 70% op calorische bovenwaarde.

6. BEREKENING VERWARMINGSKOSTEN

6.1 Energieprijzen

De berekening van de verwarmingskosten is gebaseerd op de in 1976 verwachte energieprijzen.

De aardgasprijzen voor centrales volgen met een vertraging van 2 jaar de prijzen

van zware stookolie. Voor 1976 kan gerekend worden op een brandstofprijs van 0,14 gld/kg. Deze prijs is betrokken op een stookwaarde van 7500 kcal/kg. De brandstoftoeslag zal daardoor stijgen tot:

$$\frac{140-47,5}{2,5} \times 0,1 = 3,7 \text{ ct/kWh}$$

(zie bijlage 3, tarievenblad PGEM). Op grond van bovengenoemde aannamen kan dan gerekend worden met de volgende tarieven:

Elektriciteit, inclusief 16% BTW en 3% Kalkarheffing

verhoging vast recht door zwaardere zekeringen van 35A 175 gld/jaar
 hoog tarief 14,7 ct/kWh
 nacht tarief 9,8 ct/kWh
 gemiddeld tarief
 (67% hoog, 33% nacht) 13,1 ct/kWh

In het kader van het energiebeleid van de regering zal de prijs van het Gronings aardgas voor klein-verbruikers op den duur verhoogd worden tot het calorisch

equivalent van de lichte huisbrandolie (H.BO-1). Voor de aardgasprijzen van 1976 is daarom de volgende schatting gemaakt.

Gronings aardgas, inclusief 4% BTW

verbruik 601–30000 m³/jaar
 vast recht 100 gld/jaar
 verbruik 23,0 ct/m³
 verbruik 300–600 m³/jaar
 vast recht niet toegerekend
 verbruik 33 ct/m³

6.2 Investerings

Tabel 7 geeft een overzicht van de investeringen. De prijzen van warmtepompen en de elektrische bijverwarming zijn ontleend aan de documentatie van fabrikanten. De post luchtkanalen + montage is gebaseerd op een vergelijking met uitgevoerde luchtverwarmingssystemen. De investering voor systeem 5 (CV-installatie met w.w.-radiatoren) is mede gebaseerd op in [6] verstrekte informatie.

6.3 Kostenvergelijking

Deze is weergegeven in tabel 8. De le-

Tabel 7 Investerings in gld inclusief BTW

Systeem	1 W	2 W	3 W + E	4 W + G	5 C
warmtepomp	12800	7900	3450	3450	0
bijverwarming	0	0	250	1550	0
luchtkanalen + montage	2900	2900	2900	2900	0
CV-ketel met verw. radiatoren	0	0	0	0	4200
totaal I	15700	10800	6600	7900	4200

Tabel 8 Verwarmingskosten in gld/jaar

Systeem	1 W	2 W	3 W + E	4 W + G	5 C
kapitaallasten 0,124 × I	1950	1350	820	980	520
vast recht	175	175	175	175	100
service en reparatiekosten	275	275	275	325	50
I = totaal vaste kosten	2400	1800	1270	1480	670
variabele energiekosten:					
II verbruik 21000 kWh/j	1060	1280	1460	1320	750
III verbruik 14000 kWh/j	700	860	920	900	490 + 40
verwarmingskosten totaal:					
21000 kWh/j = I + II	3460	3080	2730	2800	1420
14000 kWh/j = I + III	3100	2660	2190	2380	1160

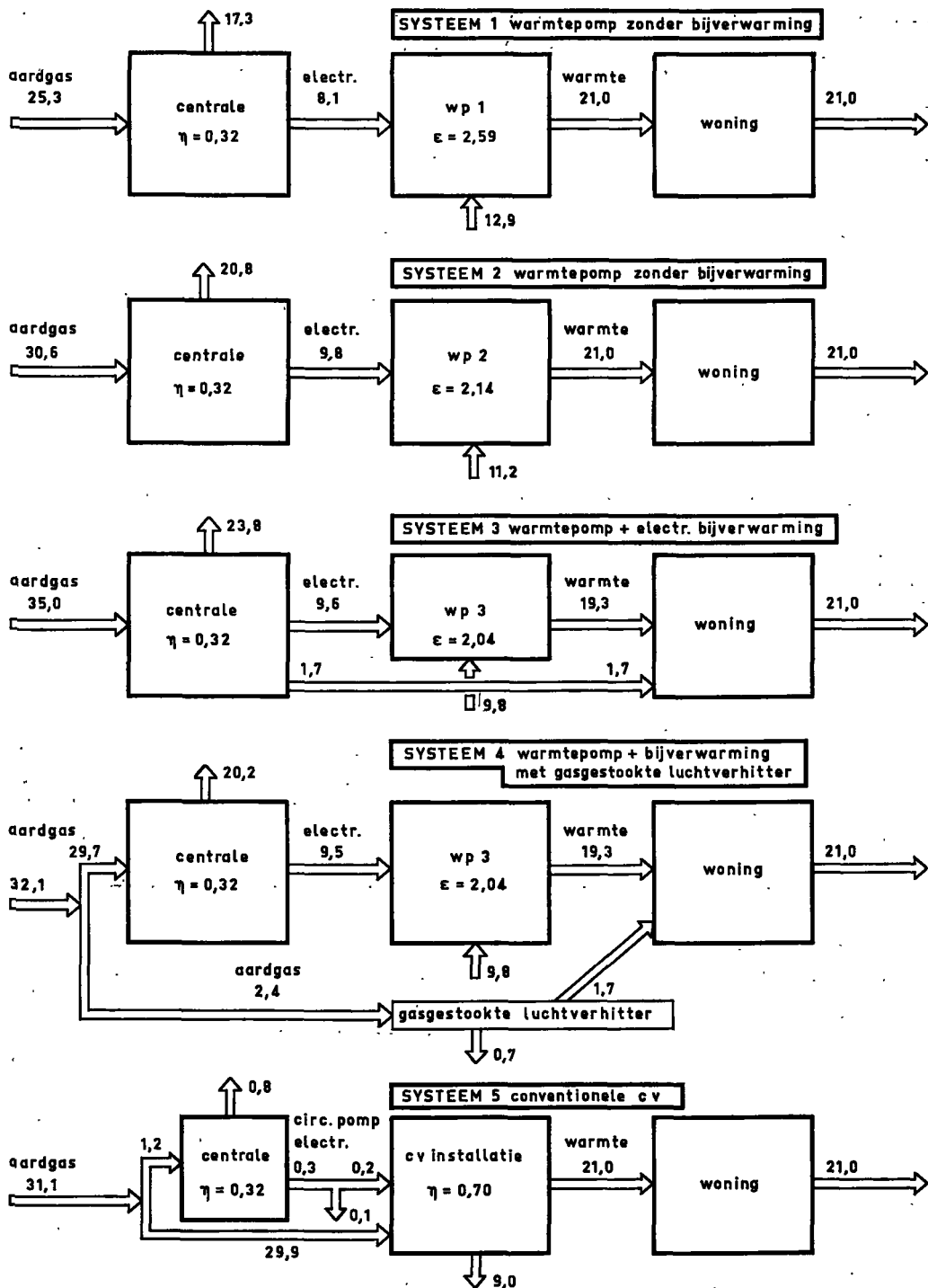


Fig. 6 De warmtebalansen voor de vijf onderzochte verwarmingssystemen, inclusief de bijbehorende energietransformaties. De energiestromen zijn uitgedrukt in 10^3 kWh/jaar

vensduur van de installatie is gesteld op 15 jaar. Bij een rentevoet van 9% geeft dit een annuïteit van 12,4% per jaar. De posten voor service en reparatie van warmtepompen zijn mede gebaseerd op informatie in [7].

7. VERBRUIK AAN PRIMAIRE ENERGIE VAN DE ONDERZOCHE VERWARMINGSSYSTEMEN

De warmtebalansen voor een warmtelevering van 21000 kWh/j van de verschillende onderzochte systemen zijn weergegeven in figuur 6. Hieraan is tevens de omzetting van primaire energie (aardgas) naar elektriciteit in de centrale toegevoegd. Het rendement van de elektrische centrales inclusief 6% distributieverliezen bedraagt 32% op calorische bovenwaarde [8].

De grootste besparing aan fossiele energie wordt met systeem 1 bereikt. Hiermede is het gebruik van fossiele brandstoffen 20% lager dan bij toepassing van conventionele gasverwarming. Systeem 2 levert vrijwel geen besparing op (1,6%), terwijl de systemen 3 en 4 meer fossiele energie verbruiken dan het conventionele verwarmingssysteem 5.

Uit de warmtebalans van systeem 5 is berekend bij welke waarden van ε de warmtepompsystemen energiewinst op gaan leveren. De resultaten zijn als volgt:

systemen zonder bijverwarming (1 en 2)	$\varepsilon > 2,10$
systeem met elektrische bijverwarming (3)	$\varepsilon > 2,34$
systeem met gasgestookte luchtverhitter als bijverwarming (4)	$\varepsilon > 2,10$

8. CONCURRERENDE WARMTEPOMPSYSTEMEN

8.1 Probleemstelling

Uit het voorafgaande is gebleken dat de onderzochte lucht/lucht-warmtepomp-

systemen thans niet kunnen concurreren met een conventioneel verwarmingssysteem. Daarom zal worden onderzocht onder welke voorwaarden dit wel zo is. De belangrijkste variabelen die de verwarmingskosten bepalen zijn:

gas- en elektriciteitsstarieven
investeringskosten
specifieke warmteopbrengst.

Berekend is bij welke waarden van deze variabelen de verwarmingskosten van de warmtepompsystemen gelijk zijn aan die van het conventionele verwarmingssysteem.

De resultaten van deze berekeningen hebben niet de pretentie een exacte voorspelling te zijn. Zij geven echter wel een globaal inzicht met betrekking tot de invloed van de bovengenoemde variabelen op de concurrentiepositie van de warmtepompsystemen.

8.2 Elektriciteitsstarief en gasprijs

De brandstofkosten van de centrales maken slechts een deel van het elektriciteitsstarief uit. Bij stijgende brandstofprijzen kan daarom een relatief minder sterke stijging van de tarieven voor elektra worden verwacht. Het is duidelijk dat deze ontwikkeling in het voordeel van de warmtepomp werkt. Om de invloed van stijgende brandstofprijzen te kunnen beoordelen zal een schatting worden gemaakt van de relatie tussen de gasprijzen voor de kleinverbruikers ($< 30\,000\text{ m}^3/\text{j}$) en de elektriciteitsstarieven.

Door de PGEM wordt per kWh 0,4 kg brandstof met een stookwaarde van 7500 kcal/kg berekend; inclusief 16% BTW en 3% Kalkarheffing geeft dit voor de verandering van elektriciteitsprijs:

$$dP_e = 0,40 \times 1,16 \times 1,03 dP_g \text{ gld/kWh}$$

Hierin is P_e de elektriciteitsprijs in gulden/kWh en P_g de brandstofprijs voor de centrales in gulden/kg.

Bij de berekeningen in 6.1, was de brandstofprijs voor de centrales 61% van die voor de kleinverbruikers van aardgas (de stookwaarde van 1 m^3 aardgas is ongeveer gelijk aan 7500 kcal/kg). Wanneer

ervan wordt uitgegaan dat deze verhouding in de toekomst gehandhaafd blijft, dan geldt:

$$dP_g = 0,40 \times 1,16 \times 1,03 \times 0,61 \times dP_g$$

$$dP_g = 0,292 dP_g$$

Hierin is P_g de gasprijs in gld/m³ voor verbruik tussen 601 en 30 000 m³/j.

Bij de in 6.1 gehanteerde elektriciteits- en brandstofprijzen was de gasprijs 0,23 gld/m³ en het gemiddelde elektriciteits-tarief voor 33% nacht- en 67% daguren 0,131 gld/kWh.

Hieruit volgt de relatie:

$$P_g = 0,0638 + 0,292 P_g \text{ gld/kWh}$$

8.3 Gasprijs, specifieke warmte-opbrengst en investeringen bij concurrerende warmtepomp-systemen

De vergelijkingen voor gelijke verwarmingskosten zijn bepaald door de verwarmingskosten voor de warmtepomp-systemen gelijk te stellen aan die van het conventionele verwarmingssysteem 5. De gegevens voor deze berekeningen zijn samengevat in tabel 9.

De in 8.2 afgeleide relatie elektriciteits-prijs – gasprijs luidt:

$$P_g = 0,0638 + 0,292 P_g \quad (1)$$

Het gas voor bijverwarming kost 33/23 $\times P_g$. De vergelijking voor gelijke

verwarmingskosten luidt bijvoorbeeld voor systeem 3 (zie ook tabel 9) als volgt:
 $0,124 I_{w3} + \{(19300/\bar{\epsilon}) + 1700\}P_g + 450 = 0,124 I_c + 3070 P_g + 350 P_g + 150$ (2)

Door combinatie van (1) en (2) wordt gevonden:

$$\bar{\epsilon} = \frac{5636 P_g + 1231}{2676 P_g - 0,124 (I_w - I_c) - 386} \quad (3)$$

Overeenkomstige relaties zijn afgeleid door vergelijking van de systemen (1 en 2) en 4 met systeem 5. Deze relaties kunnen alle geschreven worden in de vorm:

$$\bar{\epsilon} = \frac{A P_g + B}{C P_g - 0,124 (I_w - I_c) + D} \quad (4)$$

De waarden van coëfficiënten A t/m D zijn vermeld in tabel 10.

De coëfficiënten uit tabel 10 zijn van toepassing op alle warmtepomp-systemen die werken bij de in tabel 9 gegeven kosten en energieverbruiken.

Voor de huidige kostprijzen van de warmtepomp-systemen is met bovenstaande relatie (4) het verband berekend tussen de gasprijs en $\bar{\epsilon}$, waarbij de exploitatiekosten van de warmtepomp-systemen juist even hoog zijn als die van het conventionele verwarmingssysteem. De gevonden curven zijn in figuur 7 weergegeven.

Tabel 9 Kosten en energieverbruiken

systeem	warmtelevering in kWh/j		elektriciteits- verbruik in kWh/j	gasverbruik in m ³ /j	kapitaal lasten gld/j	overige vaste lasten gld/j
	hoofdv.	bijverw.				
1 + 2 (W)	21000	0	21000/ $\bar{\epsilon}$	0	0,124 I_{w1}	450
3 (W + E)	19300	1700	19300/ $\bar{\epsilon}$ + 1700	0	0,124 I_{w3}	450
4 (W + G)	19300	1700	19300/ $\bar{\epsilon}$	250	0,124 I_{w4}	500
5 (C)	21000	0	350	3070	0,124 I_c	150

Tabel 10 Coëfficiënten van vergelijking (4)

vergeleken systemen						
WP-systeem						
no.	bijverwarming	CV-systeem	A	B	C	D
1 + 2	geen	5	6132	1340	3172	-278
3	elektrisch	5	5636	1231	2676	-386
4	met gas	5	5636	1231	2814	-328

gemiddelde, specifieke
warmte-opbrengst $\bar{E}$

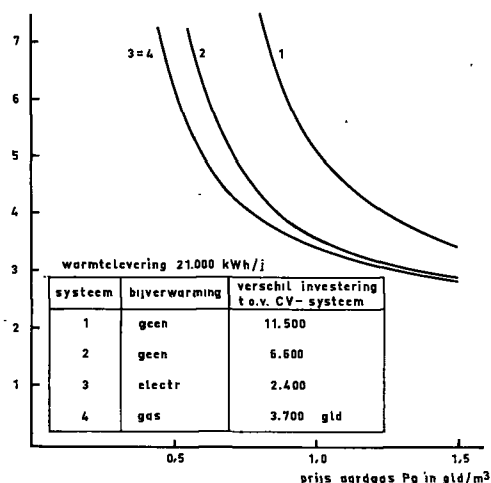


Fig. 7 De relatie tussen de gasprijs en de specifieke warmte-opbrengst van de verschillende warmtepompen, waarbij de systemen 1 t/m 4 juist dezelfde exploitatiekosten hebben als een conventioneel verwarmingssysteem

Uit deze figuur blijkt dat de specifieke warmteopbrengst zeer aanzienlijk zou moeten worden verbeterd om de lucht/luchtwarmtepompen in een concurrerende positie te kunnen brengen.

De systemen met bijverwarming 3 en 4 zijn bij gelijke gasprijs en specifieke warmteopbrengst steeds het eerst concurrerend met het conventionele verwarmingssysteem. De curven voor de systemen 3 en 4 zijn overigens vrijwel identiek.

Voor het warmtepompsysteem 4 zijn ook de curven voor $I_w - I_c = 1800$ en $I_w - I_c = 0$ berekend. Figuur 8 laat zien welke invloed de investeringskosten hebben op de curven van gelijke verwarmingskosten. Bij de berekening van de figuren 7 en 8 is aangenomen dat de specifieke warmteopbrengst en de investeringskosten onafhankelijk van elkaar variëren. In werkelijkheid bestaat er echter meestal een positieve correlatie tussen deze beide grootheden. Dit blijkt bijvoorbeeld ook uit een vergelijking van de prijzen en specifieke warmteopbrengsten van de warmtepompen 1 en 2.

8.4 Fiscale aspecten

Als energiebron is elektriciteit fiscaal veel zwaarder belast dan aardgas, namelijk met 19,48% t.o.v. 4% voor aardgas. Dit heeft een ongunstige invloed op de verwarmingskosten en de concurrentiepositie van warmtepompsystemen.

Bij toepassing van alleen het 4% BTW-tarief op elektriciteit wordt de relatie tussen gasprijs en elektriciteitstarief:

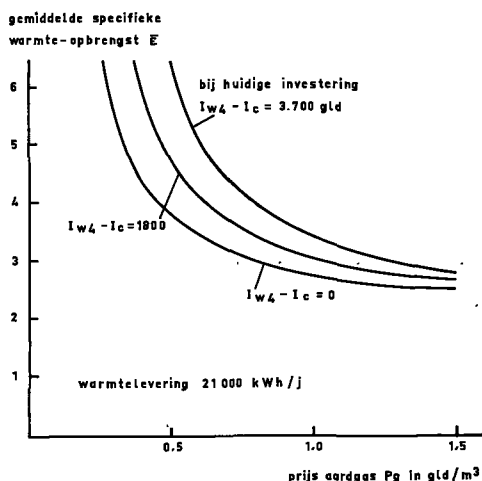
$$P_e = 0,0556 + 0,254 P_g \quad (5)$$

Bij verwarmingssysteem 4 wordt hiermede voor gelijke verwarmingskosten t.o.v. het conventionele systeem gevonden:

$$\bar{E} = \frac{4902 P_g + 1073}{2800 P_g - 0,124 (I_{w4} - I_c) - 331} \quad (6)$$

Met deze relatie zijn de gestippelde curven van figuur 9 berekend. Deze zijn duidelijk gunstiger dan de getrokken curven die gelden voor de huidige fiscale tarieven.

Fig. 8 De relatie tussen de aardgasprijs P_g , de voor het stookseizoen gemiddelde warmte-opbrengst $\bar{E}$ van de warmtepomp, en het verschil in investering, $I_w - I_c$, voor het warmtepompsysteem en een conventioneel gasverwarmingssysteem, waarbij systeem W4 (met gasgestookte bijverwarming) juist dezelfde exploitatiekosten heeft als een conventioneel gasverwarmingssysteem



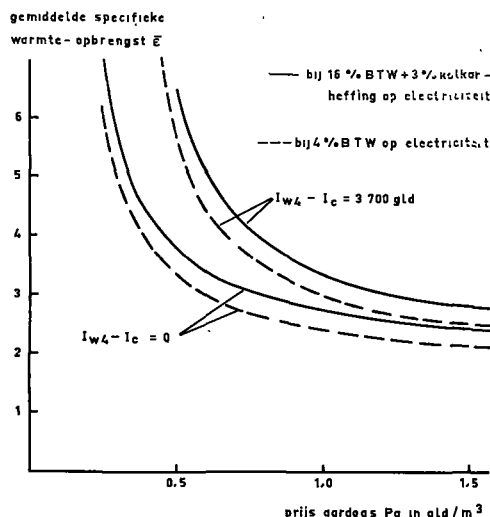


Fig. 9 De invloed van de BTW en de Kalkar-heffing op de relatie zoals bedoeld in figuur 8

9. SAMENVATTING

De verwarmingskosten en het verbruik van fossiele energie van een viertal verwarmingssystemen met drie verschillende, in de U.S.A. gefabriceerde, lucht/lucht-warmtepompen zijn berekend en vergeleken met de overeenkomstige waarden bij een met aardgas gestookte CV-ketel met warmwaterradiatoren.

Bij de warmtepompen dient de buitenlucht als warmtebron; alle warmtepompen worden elektrisch aangedreven. Voor een overzicht van de onderzochte verwarmingssystemen zie tabel 1 op pag. 9. Bij warmtepomp 3 moet, bij de onderzochte toepassing, bij lagere buitentemperaturen worden bijverwarmd, bij systeem 3 met een elektrische en bij systeem

4 met een met aardgas gestookte lucht-verhitter.

Het verwarmde object is een goed geïsoleerde tussenwoning. De verwarmingskosten zijn berekend voor warmteverbruiken van 21000 en 14000 kWh/jaar, het aardgasverbruik van het conventionele verwarmingssysteem is dan 3070 resp. 2120 m³/jaar.

Onderstaande tabel geeft in afgeronde cijfers een overzicht van de verwarmingskosten (inclusief kapitaallasten) en het verbruik van fossiele energie (in de elektriciteitscentrale resp. verwarmingsketel) van de verschillende verwarmingssystemen bij een warmteverbruik van 21000 kWh/jaar. De kostenvergelijking is gebaseerd op in 1976 verwachte energieprijzen.

Bij een warmtelevering van 14000 kWh/j. zijn de verwarmingskosten van het conventionele systeem f 250,— lager en van de warmtepompsystemen f 400,— à f 500,— lager.

Door de hoge verwarmingskosten zoals die in bovenstaande tabel naar voren komen is de huidige generatie lucht/lucht-warmtepompen onaantrekkelijk voor verwarmingstoepassingen in Nederland.

Daarbij komt nog, dat er bij de verwarmingssystemen 2 t/m 4 ook geen sprake is van besparing aan fossiele brandstof. Daarom zal moeten worden onderzocht of andere uitvoeringen of systemen meer kans van slagen bieden.

Verder is nagegaan bij welke combinaties van gasprijs, specifieke warmteopbrengst en investeringskosten de exploitatiekosten van de warmtepompsystemen juist even hoog zijn als die van het conventionele verwarmingssysteem.

verwarmingssysteem	warmtepompsystemen				conventioneel
kosten en energieverbruik	1 W	2 W	3 W + E	4 W + G	5 C
verwarmingskosten gld/jaar	3500	3100	2700	2800	1400
verbruik fossiele energie: kWh/jaar	25300	30600	35000	32100	31100
verbruik fossiele energie in %	81	98	113	103	100

10. CONCLUSIES

De totale verwarmingskosten gebaseerd op in 1976 verwachte energieprijzen liggen bij de onderzochte warmtepomp-systemen 90 tot 170% hoger dan van conventionele verwarmingen.

Door de hoge verwarmingskosten is de huidige generatie lucht/lucht-warmtepompen onaantrekkelijk voor verwarmingstoepassingen in Nederland. Er is ook geen vooruitzicht dat dit in de naaste toekomst wel het geval zal zijn.

Daarom zal moeten worden onderzocht of andere uitvoeringen of systemen meer kans van slagen bieden. Hierbij kan worden gedacht aan verhoging van de efficiency en/of verlaging van de investeringen.

Nagegaan is bij welke combinaties van gasprijs, specifieke warmteopbrengst en investeringskosten de onderzochte warmtepompsystemen gelijke exploitatiekosten hebben als het conventionele verwarmingssysteem. Daarbij is gebleken :

- de specifieke warmteopbrengst van de lucht/lucht-warmtepompen zou aanzienlijk moeten worden verbeterd
- de systemen met bijverwarming zijn bij gelijke gasprijs en specifieke warmteopbrengst steeds het eerst concurrerend
- de hoge fiscale lasten op elektriciteit hebben een ongunstige invloed op de toepassingsmogelijkheden van elektrisch aangedreven warmtepompen.

Uit de warmtebalansen in figuur 6 blijkt dat bij het warmtepompsysteem 1 een besparing van fossiele energie wordt bereikt van ca. 20%. Bij de warmtepompsystemen 2 t/m 4 is er geen besparing aan fossiele energie.

Berekend is bij welke waarden van de gemiddelde specifieke warmteopbrengst de warmtepompsystemen energiewinst gaan opleveren. De resultaten van deze berekeningen zijn als volgt:

systemen zonder bijverwarming (1 en 2)	$\bar{\epsilon} > 2,10$
systeem met elektrische bijverwarming (3)	$\bar{\epsilon} > 2,34$
systeem met gasgestookte luchtverhitter als bijverwarming (4)	$\bar{\epsilon} > 2,10$

11. LITERATUUR

- [1] Binnenklimaat en Energieverbruik – Rapport van de Werkgroep Binnenklimaat en Energieverbruik. Groningen, N.V. Nederlandse Gasunie, 1974.
- [2] Recknagel-Sprenger – Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. München, Oldenbourg, 1974.
- [3] Buuren, D. H. van, en E. van Gunst – Klimaat en Brandstofverbruik II. Verwarming en Ventilatie 1958, p. 173–180.
- [4] Koninklijk Nederlands Meteorologisch Instituut – Klimatologische Gegevens van Nederlandse stations, No. 3. Frekwentietabellen naar metingen te De Bilt in het tijdvak 1931–1960, De Bilt, K.N.M.I., 1970.
- [5] Heeden, D. J. van der – Toestelgedrag en gebruiksrendement. Verwarming en Ventilatie **32** (1975) 1 p. 41–49.
- [6] Adam, W. – Informatie betreffende Conventionele Verwarming, Intern Verslag 02-5-20030, ref. no. 74-03398, Apeldoorn, CTI-TNO, 10 sept. 1974.
- [7] Use of R 502 offers new life for packaged heat pumps. Airconditioning and Refrigeration Business, March 1972.
- [8] N.V. Provinciale Gelderse Elektriciteits Maatschappij – Jaarverslag 1974.
- [9] Ree, H. van der – De Warmtepomp, Grondslagen en geschiedenis. Verwarming en Ventilatie **30** (1973) 7 p. 405–427.

TRANSMISSIEBEREKENING VERWARMD OBJECT

BIJLAGE 1

Oppervlak grondvlak	8 × 6,5 m ²
Vloeroppervlak	150 m ²
Inhoud woning	330 m ³
Temperatuur huiskamer	20 °C
Temperatuur overige ruimten	18 °C
Buitentemperatuur	-12 °C
Temperatuur onder vloer	10 °C

Transmissieberekening (zonder toeslagen)

constructie	Opp. F m ²	temp. versch. $t_i - t_u$ K	k-waarde k W/m ² K	warmteverlies $F \cdot (t_i - t_u) \cdot k$ W
spouwmuur huiskamer	12	32	0,85	330
ramen huiskamer	10	32	3,20	1020
spouwmuur ov. ruimten	40	30	0,85	1020
ramen ov. ruimten	20	30	3,20	1920
dak	65	30	0,65	1270
beg. gr. vloer huiskamer	32	10	0,80	260
beg. gr. vloer ov. ruimten	20	8	0,80	130
Subtotaal transmissie				5950
Ventilatie geschat op 80 · 10 ⁻³ m ³ /s (290 m ³ /h)				2800
Totaal transmissie + ventilatie				8750 W

Indien bij de berekening van de CV-installatie een toeslag van 20% wordt aangehouden resulteert dit in een ketel met een capaciteit van 10,5 kW.

SYMBOLEN

BIJLAGE 2

A t/m D	grootheden gedefinieerd door vergelijking (4)	
B	gasverbruik	m ³ /j
F	oppervlak	m ²
G	graaduren	h · K
I_{w1}, I_{w2}	investering voor warmtepompsysteem 1, 2 enz.	gld
I_c	investering voor conventioneel verwarmingssysteem	gld
P_e	elektriciteitsprijs	gld/kWh
P_g	gasprijs	gld/m ³
Q_1	energie uit warmtebron	kWh/j
Q_2	energieverbruik warmtepomp	kWh/j
Q_3	warmtebehoefte woning	kWh/j
Q_{3b}	warmtelevering bijverwarming	kWh/j
k	warmtetransmissiecoëfficiënt	W/m ² · K
t_b	basistemperatuur	°C
t_u	buitentemperatuur	°C
φ_3	warmtebehoefte woning	W
φ_{3w}	verwarmingscapaciteit warmtepomp	W
ε	specifieke warmteopbrengst	—
$\bar{\varepsilon}$	gemiddelde van ε voor het stookseizoen	—
τ	aantal uren met een temperatuur $\bar{t}_u$	h
τ_w	bedrijfstijd warmtepomp	h

INDICES

mo	met ontdooien van de verdamper
zo	zonder ontdooien van de verdamper

OMREKENINGSFACTOREN

1 kWh = 3,6 · 10 ⁶ J
1 kWh = 860 kcal
1 kW = 860 kcal/h

tarievenblad



nv Provinciale
Gelderse
Elektriciteits-
Maatschappij

PGEM

Tarieven voor elektriciteitslevering aan kleinverbruikers, ingaande augustus 1975. Deze tarieven gelden voor alle aansluitingen op het laagspanningsnet van de nv PGEM met een hoofdbeveiliging van ten hoogste 3 x 80 ampère.

Standaardtarief

De prijs per kilowattuur (kWh) wordt aan het einde van de verbruiksperiode vastgesteld en is gekoppeld aan de gemiddelde prijs van de brandstoffen aangevoerd voor de elektriciteitsproductie. Bij een brandstofprijs van f 116,- per ton - ongeveer het huidige prijspeil - bedraagt de prijs 11,2 cent per kWh. Daarnaast is als vastrecht een bedrag verschuldigd berekend naar de waarde van de hoofdbeveiliging in de aansluitkast.

waarde van de hoofdbeveiliging

t/m 3 x 25 of 1 x 63 ampère
t/m 3 x 35 ampère
t/m 3 x 50 ampère
t/m 3 x 63 ampère
t/m 3 x 80 ampère

vastrecht per jaar

f 40,30
f 174,50
f 442,80
f 711,20
f 979,60

Nachttarief

Het elektriciteitsverbruik in een door de directie van de vennootschap te bepalen ononderbroken periode van 8 uur, liggende tussen 22.30 en 7.30 uur, kan op verzoek van de verbruiker worden afgeremd tegen de kWh-prijs van het nachttarief. Deze prijs wordt aan het einde van de verbruiksperiode vastgesteld en is eveneens gekoppeld aan de gemiddelde prijs van de brandstoffen aangevoerd voor de elektriciteitsproductie. Bij een brandstofprijs van f 116,- per ton bedraagt de prijs 7,1 cent per kWh. Bovendien is een vaste vergoeding van f 13,36 per jaar verschuldigd.

Abonnementstarieven

Voor aansluitingen ten behoeve van centrale antennesystemen en dergelijke, waarbij in bepaalde gevallen geen kWh-meter wordt geplaatst, gelden bij een brandstofprijs van f 116,- per ton de hierna genoemde abonnementsbedragen per jaar.

aansluitwaarde

t/m 50 watt
51 - 100 watt
101 - 150 watt
151 - 200 watt
201 - 300 watt
301 - 400 watt

bedrag per jaar

f 73,-
f 112,50
f 151,50
f 191,10
f 276,60
f 368,90

Voor de aansluiting van een schrikdraadinstallatie waarbij geen kWh-meting plaatsvindt, wordt een bedrag van f 40,30 per jaar in rekening gebracht.

De abonnementsbedragen zijn - met uitzondering van die voor schrikdraadinstallaties - ook gekoppeld aan de gemiddelde prijs van de brandstoffen aangevoerd voor de elektriciteitsproductie.

Brandstofclausule

De kWh-prijs wordt verhoogd, resp. verlaagd met 0,1 cent voor elke volle f 2,50, dat de brandstofprijs, omgerekend op 31,4 G Joules (7500 Mcal) stookwaarde van de aangevoerde brandstoffen hoger, resp. lager is dan f 47,50.

Onder brandstofprijs wordt verstaan de aan de nv PGEM in rekening gebrachte gewogen gemiddelde prijs van de brandstoffen welke zijn aangevoerd bij het elektriciteitsbedrijf gedurende de periode van twaalf kalendermaanden voorafgaande aan de maand waarin de afrekening plaats heeft. De prijs van de vaste brandstoffen wordt hierbij berekend „franco voor de wal” en „franco in de wagon” op het terrein van de centrales, die van de vloeibare brandstoffen „franco gepompt in kopers opslagtank” en die van mogelijke andere brandstoffen op hiermede zo goed mogelijk overeenkomende wijze.

De directie is bevoegd, voorzover dit haar door de desbetreffende overheidsinstantie wordt toegestaan, af te wijken van de hierboven omschreven brandstofclausule indien - door welke oorzaak dan ook - zich een belangrijke wijziging in het prijsniveau van de aan te voeren brandstoffen voordoet.

Voor de afrekeningen volgens het systeem van de jaarlijkse meteraflezing vanaf begin 1975, zal als brandstofprijs gelden de gewogen gemiddelde brandstofprijs in de kalendermaanden van 1975 welke vooraf gaan aan de maand van afrekening.

Overige bepalingen

1. Onder verbruiksperiode wordt verstaan het tijdvak tussen twee meteraflezingen.
2. Bij tijdelijke levering is het vastrecht over een periode van tenminste één maand verschuldigd.
3. Indien een zodanig groter vermogen benodigd is dat de hoofdbeveiliging dient te worden aangepast, is de verbruiker verplicht hiertoe een schriftelijk verzoek te richten aan de directie.
4. Alle in dit tarievenblad vermelde prijzen worden verhoogd met heffingen en/of belastingen die de vennootschap ingevolge een besluit van de overheid verplicht of bevoegd is aan de verbruiker in rekening te brengen.

Algemene voorwaarden

Voor alle verbruikers gelden de 'Algemene voorwaarden voor de levering van elektriciteit door de nv Provinciale Gelderse Elektriciteits-Maatschappij'.

RECENTE ONTWIKKELINGEN BIJ HET VERVAARDIGEN VAN ZONNECOLLECTOREN MET EEN HOOG RENDEMENT

Ir. C. den Ouden

1. INLEIDING

De ontwikkeling van collectoren voor het opvangen van zonnewarmte heeft een nieuwe impuls gekregen als gevolg van de energiecrisis. De sindsdien, met name in de geïndustrialiseerde landen als de V.S. en W.-Duitsland, ontwikkelde 2e generatie 'vlakke-plaat'-collectoren worden in dit artikel aan de orde gesteld.

Een vergelijking tussen de energieproductie van deze collectoren en van de reeds 'klassieke' collectoren wordt gegeven bij toepassing onder Nederlandse klimatologische omstandigheden.

Een overzicht van de toepassingsmogelijkheden van de diverse collectortypen voor de komende 15 jaar wordt geschetst.

2. RENDEMENTSFORMULES VLAKKE-PLAATCOLLECTOREN

De meest 'klassieke' uitvoering van een zonnecollector bestaat uit een zwarte vlakke metalen plaat, afgedekt door dubbel glas (zie figuur 1). De in de plaat geabsorbeerde zonnewarmte moet d.m.v. een buizensysteem worden afgevoerd naar een opslagvat. De achterzijde en de zijkanten van de collector moeten goed geïsoleerd zijn.

Indien de warmte-overdracht van de plaat naar het medium dat de nuttige warmte opneemt goed is en de warmte-capaciteit per oppervlakte-eenheid van de collector niet te groot is, kan het rendement van zo'n collector worden berekend door het opstellen van de warmtebalans

van de absorberende collectorplaat en de boven deze collectorplaat aangebrachte glasplaten. Een gedetailleerde beschrijving van deze rendementsberekening is gegeven in [1].

Het blijkt dat de netto warmtestroomdichtheid q_n , die door de plaat kan worden opgenomen, afhankelijk is van het temperatuurverschil ΔT tussen plaat en buitenlucht.

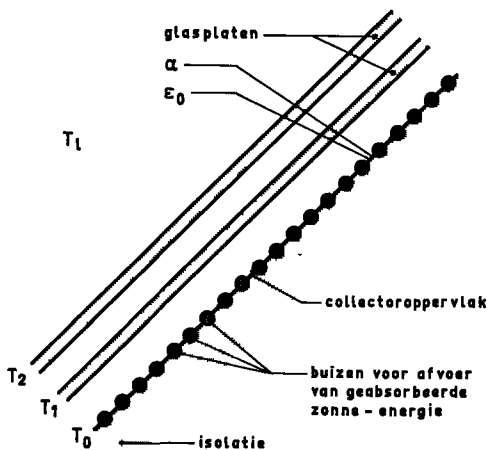
In goede benadering is af te leiden:

$$q_n = \eta_o \cdot E_o - C \cdot \Delta T \quad (1)$$

Hierbij is E_o de opvallende energiestroomdichtheid (W/m^2).

De waarde van η_o wordt voornamelijk bepaald door de transmissie van de glazen afdekking en de absorptiecoëfficiënt van het collectoroppervlak, beide voor zonlicht. De waarde van C wordt vooral be-

Fig. 1 Doorsnede van een standaardcollector met zwart absorberend collectoroppervlak, afgedekt met dubbel glas



paald door de totale warmteweerstand voor convectie en warmtestraling van de collector. De term $C \cdot \Delta T$ geeft in feite het warmteverlies van de collector.

3. ONTWIKKELINGEN VAN VÓÓR 1973 TER VERHOOGING VAN HET RENDEMENT

Voor de energiecrisis richtte het onderzoek ter verhoging van het rendement van zonnecollectoren zich met name op de volgende punten:

- het verbeteren van de warmteoverdracht van de absorberende collectorplaat naar het afvoermedium
- het verminderen van de stralingsverliezen door het toepassen van zgn. spectraalselectieve lagen*) op de collectorplaat
- het voorzien van één of meerdere glasplaten van een infrarood-reflecterende laag
- het aanbrengen van een zgn. 'honeycomb structuur' boven de collectorplaat ter verlaging van de convectieve verliezen en in mindere mate de stralingsverliezen.

In bepaalde gevallen kunnen de drie laatstgenoemde maatregelen ter vermindering van de warmteverliezen (C) van de collector een tweede glasruit overbodig of zelfs ongewenst maken. De investering voor het treffen van zo'n voorziening wordt dan geheel of gedeeltelijk gerechtvaardigd doordat met een enkele glasruit kan worden volstaan.

Andere mogelijkheden ter verhoging van het rendement van collectoren zijn:

- het toepassen van glasruiten met een laag ijzergehalte (verhoging η_o)
- het aanbrengen van anti-reflectielagen op het glas (verhoging η_o).

* Het begrip spectraal-selectief betekent hierbij dat het oppervlak een hoge absorptiecoëfficiënt voor kortgolvlige zonnestraling heeft, maar juist een lage emissiecoëfficiënt voor langgolvlige warmtestraling bij de collectortemperatuur. Meer gegevens over dit soort lagen zijn te vinden in [2].

Voor een overzicht van het effect van deze laatste maatregelen op het rendement wordt verwezen naar [3].

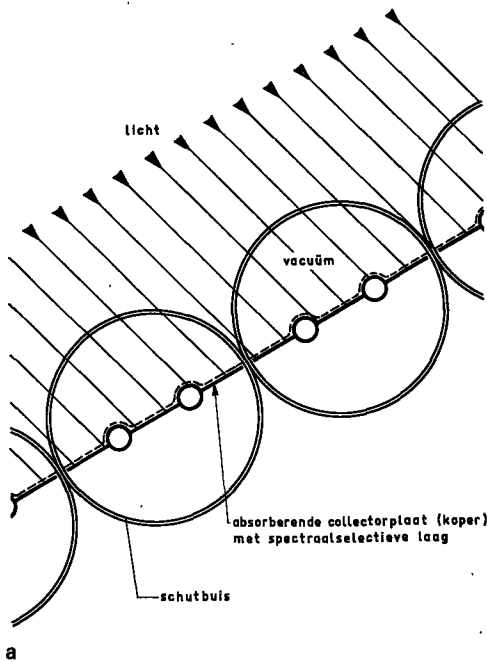
4. ONTWIKKELINGEN VAN DE LAATSTE TWEE JAREN

Sinds de energiecrisis en de daarmee gepaard gaande prijsverhoging van olie is de research ter verhoging van het rendement van collectoren tevens in research- en ontwikkelingsafdelingen van industriële laboratoria op gang gekomen. Zo is in een aantal gevallen een verdergaande vermindering van de convectieve verliezen door het evacueren van de ruimte tussen het collectoroppervlak en de glazen afdekking reeds gerealiseerd (figuur 2).

De door het evacueren optredende belasting van de glasafdekking kan worden opgevangen door een cilindrische vorm van de glasafdekking. Aangezien de stralingsverliezen van een collector groter zijn dan de convectieve verliezen, heeft evacueren slechts zin in combinatie met het toepassen van hetzij een spectraal-selectieve laag op het absorberende collectoroppervlak (figuur 2a en 2c) hetzij een infraroodreflecterende laag aan de binnenzijde van de glasafdekking (figuur 2b).

De in figuur 2a geschetste uitvoering lijkt nog het meest op een vlakke-plaatcollector. Deze uitvoering bestaat uit een ca. 15 cm brede koperen opvangplaat voorzien van een spectraalselectieve laag, met daarin buizen voor de toe- en afvoer van het koelmedium, omgeven door een iets wijdere cilindrische glazen schutbuis welke geëvacueerd is. Door het aaneenschakelen van een aantal van deze buizen wordt het gewenste aantal m^2 collectoroppervlak verkregen.

De in figuur 2b geschetste uitvoering bestaat eveneens uit een geëvacueerde glazen schutbuis, de binnenzijde hiervan is van boven voorzien van een infrarood-reflecterende laag, terwijl de onderste helft voorzien is van een zilverspiegel.

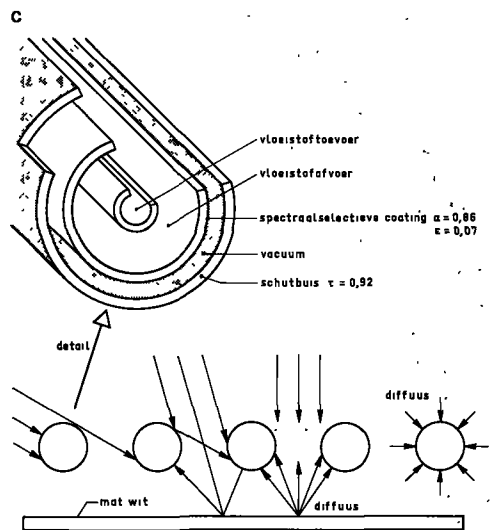
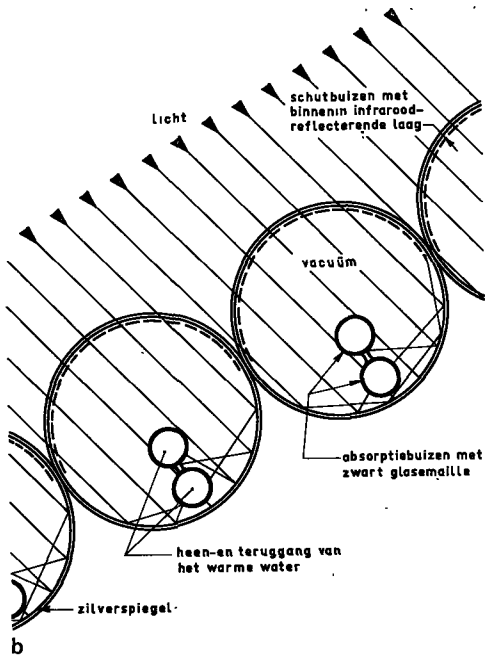


Deze zilverspiegel is noodzakelijk om ervoor te zorgen dat alle doorgelaten zonne-straling (direct + diffuus) uiteindelijk op de toe- en afvoerbuis komt. Aaneenschakeling van een aantal van deze buizen geeft wederom het gewenste collectoroppervlak.

De in figuur 2c geschetste uitvoering bestaat eveneens uit een glazen schutbuis, daarna een smalle geëvacueerde ruimte, gevolgd door een met koelmedium gevulde buis, aan de buitenzijde voorzien van een spectraalselectieve laag. In laatstgenoemde buis zit weer een dünnere buis voor de toevoer van het koelmedium.

Deze buizen worden niet aaneengeschaakeld; tussen deze buizen wordt een ruimte opengelaten. Het directe zonlicht dat afhankelijk van het uur van de dag tussen twee opeenvolgende buizen door gaat, wordt door een matwitte onderplaat gereflecteerd en wordt grotendeels door de onderzijde van één of meer van de naburig gelegen buizen geabsorbeerd. De afstand tussen de buizen is zodanig geoptimaliseerd dat tevens een aanzienlijk gedeelte van de diffuse hemelstraling geabsorbeerd wordt.

Fig. 2a, b en c
Drie uitvoeringsvormen van moderne zonnecollectoren



Bij een onderlinge vergelijking van deze 2e generatie collectoren kunnen een aantal conclusies getrokken worden:

De in figuur 2a en b geschetste uitvoeringen zijn wat hun prestaties betreft, vergelijkbaar. Het rendement van het eerste type zal theoretisch iets hoger kun-

nen zijn omdat de doorlating van zonlicht van de schutbuis hoger is wegens het ontbreken van een infrarood-reflecterende laag. Daartegenover staat dat de warmtecapaciteit per m^2 collectoroppervlak van de in figuur 2b geschetste uitvoering lager is, hetgeen de opstartenergie 's morgens gunstig beïnvloedt. De in figuur 2c geschetste uitvoering zal per m^2 collectoroppervlak een iets lager rendement vertonen, omdat een geringer gedeelte van het zonlicht uiteindelijk wordt geabsorbeerd. Een ander nadeel van deze collector is zijn aanzienlijk grotere warmtecapaciteit per m^2 collector-

oppervlak als gevolg van de grote hoeveelheid koelvloeistof.

De invloed van een grotere warmtecapaciteit op het rendement gedurende een dag wordt verderop aan de orde gesteld. Bij een onderlinge vergelijking van zonnecollectoren is echter de energieproductie per jaar van de diverse typen in vergelijking tot de investeringskosten bepalend, alsmede uiteraard de levensduur en het onderhoud van de collectoren. Over met name de levensduur is momenteel nog weinig bekend.

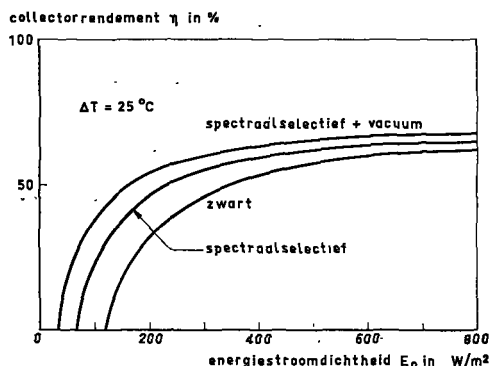
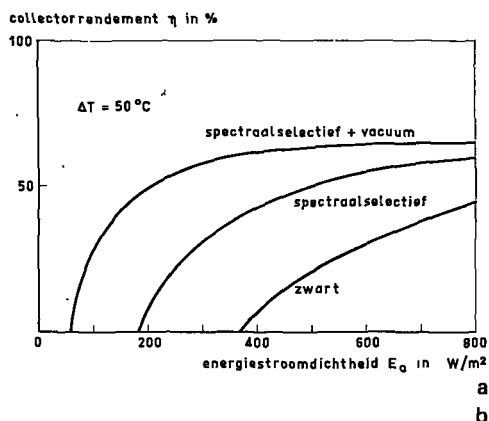
5. VERGELIJKING VAN JAARLIJKSE ENERGIEPRODUCTIE VAN DIVERSE COLLECTORTYPEN

Fig. 3a, b

Het verband tussen het collectorrendement en de energiestroomdichtheid van de opvallende straling bij twee waarden van het verschil ΔT in temperatuur van het collectormedium en de buitentemperatuur:

a bij $\Delta T = 50^\circ\text{C}$

b bij $\Delta T = 25^\circ\text{C}$



Het effect van een aantal genoemde maatregelen ter verhoging van het rendement van collectoren is in figuur 3a en 3b aangegeven. In deze figuren zijn de rendementscurven uitgezet als functie van de energiestroomdichtheid E_0 van 3 collectortypen: één collector met een zwart absorberend oppervlak voorzien van dubbel glas, één collector met een spectraalselectief oppervlak voorzien van dubbel glas en een geëvacueerde collector voorzien van een spectraalselectieve laag afgedekt met enkel glas.

Duidelijk is te zien dat maatregelen ter verhoging van het rendement vooral efficiënter zijn bij het produceren van energie op een hoger temperatuurniveau. Figuur 3a geeft de rendementscurven bij een temperatuurverschil tussen opvangplaat en buitenlucht, ΔT van 50°C en figuur 3b bij een ΔT van 25°C .

Ter berekening van de gemiddelde jaarlijkse energieproductie van de diverse typen collectoren is een computerprogramma ontwikkeld, dat een koppeling tot stand brengt tussen uurlijks berekende E_0 -gegevens met de bijbehorende rendementsgetallen over zo'n uur. Het principe van deze berekening [1 en 4] is in figuur 4 uiteengezet. Voor elke maand uit de periode 1961–1970 is berekend het aantal uren dat het aanbod op de collector,

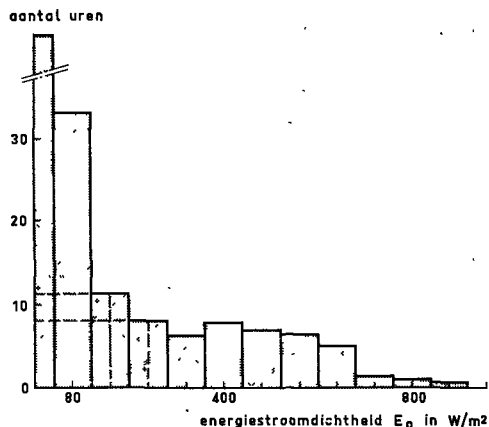
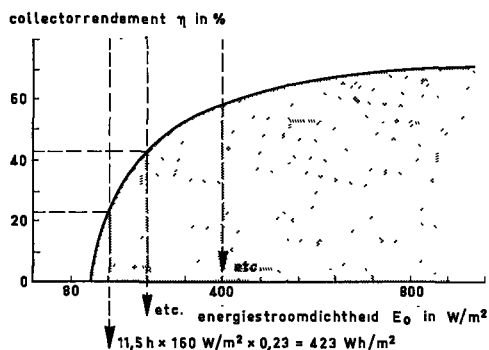


Fig. 4 Het aantal uren dat invallende straling beschikbaar is met verschillende energiestroomdichtheden, met een opgave van het daarbijbehorende collectorrendement



geplaatst onder een hoek van 60° met de horizon op het zuiden gericht, binnen bepaalde intervallen ligt van: $0-40 \text{ W/m}^2$, $40-80 \text{ W/m}^2$, $920-1000 \text{ W/m}^2$. Het rendement van de collectoren wordt eveneens berekend in deze intervallen, waarna een koppeling tot stand gebracht wordt.

Vervolgens is berekend het benodigde collectoroppervlak voor een gemiddeld opgenomen vermogen van 1 kW over een gemiddelde decembermaand – totale energie 744 kWh – bij diverse temperatuurniveau's (figuur 5).

Tevens is berekend het gemiddeld beschikbare vermogen, met het voor december berekende collectoroppervlak, in de andere maanden van het jaar. Het resultaat van deze berekening is gegeven in tabel 1.

Tabel 1

Het gemiddeld beschikbare collectorvermogen over de maanden van het jaar, ten opzichte van het in december beschikbare vermogen. Geheel onderaan het benodigde collectoroppervlak (m^2) voor het ontwikkelen van 1 kW in december

$T_0 =$	35°C				45°C				60°C				80°C			
oppervlak glas	zw db	ss db	ss ek	ss ev	zw db	ss db	ss ek	ss ev	zw db	ss db	ss ek	ss ev	zw db	ss db	ss ek	ss ev
jan	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,3	1,2	1,3	1,2	1,5	1,3	1,4	1,2
feb	2,2	2,2	2,2	2,1	2,3	2,2	2,3	2,1	2,6	2,2	2,4	2,1	3,5	2,4	2,8	2,1
mrt	3,3	3,1	3,3	3,0	3,4	3,1	3,3	3,0	3,9	3,2	3,6	3,0	5,3	3,5	4,2	3,0
apr	4,7	4,4	4,6	4,1	4,8	4,4	4,7	4,1	5,3	4,4	4,9	4,0	7,2	4,7	5,7	4,0
mei	5,5	5,1	5,4	4,7	5,4	5,0	5,4	4,6	5,8	5,0	5,6	4,6	7,6	5,1	6,2	4,5
jun	6,5	5,8	6,3	5,3	6,5	5,8	6,4	5,3	6,8	5,8	6,5	5,2	8,5	5,8	7,0	5,1
jul	5,4	5,0	5,4	4,5	5,3	4,9	5,3	4,5	5,3	4,7	5,3	4,4	6,3	4,6	5,4	4,2
aug	5,6	5,0	5,5	4,5	5,7	5,0	5,5	4,5	6,2	5,0	5,8	4,5	8,2	5,2	6,5	4,4
sep	5,2	4,6	5,0	4,2	5,4	4,7	5,2	4,2	6,1	4,8	5,6	4,2	8,4	5,2	6,5	4,2
okt	3,3	3,1	3,3	2,8	3,5	3,1	3,4	2,8	4,0	3,2	3,7	2,8	5,5	3,5	4,3	2,9
nov	1,4	1,3	1,4	1,3	1,4	1,3	1,4	1,3	1,5	1,3	1,5	1,3	1,8	1,4	1,6	1,2
dec	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
m^2/kW dec	70,9	58,7	58,3	48,7	87,1	65,8	68,3	51,7	129,4	79,5	90,5	56,5	279,9	108,3	145	64,4

Collector op het zuiden, gericht op 30° hoogte boven de horizon. Getallen gebaseerd op weergegevens van De Bilt 1961–1970.

zw = zwart

ek = enkel glas

ev = enkel glas + vacuüm

ss = spectraal selectief

db = dubbel glas

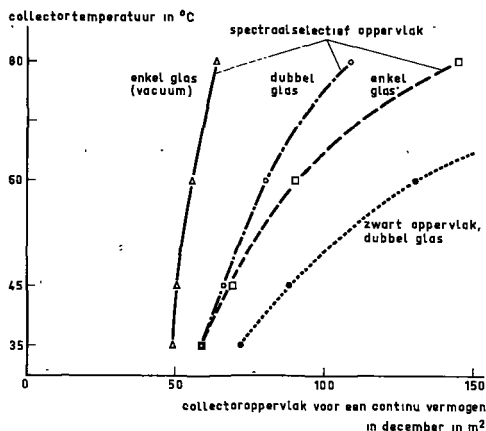


Fig. 5 Het collectoroppervlak benodigd voor een gemiddeld continu vermogen van 1 kW in december, bij verschillende collectortemperaturen, voor vier verschillende collectorconstructies

Bij een onderlinge vergelijking tussen diverse collectortypen dient eerst te worden vastgesteld voor welk doel de collectoren gebruikt gaan worden. Uit figuur 5 valt af te leiden dat, indien voor een bepaalde toepassing warm water van bijv. 45°C noodzakelijk is, 1 m² van een geëvacueerde spectraalselectieve collector vervangen kan worden door 1,32 m² van een niet-geëvacueerde spectraalselectieve collector met enkel glas of 1,27 m² van een niet-geëvacueerde spectraalselectieve collector met dubbel glas of 1,68 m² van een zwarte collector met dubbel glas.

Indien voor een andere toepassing warm water van bijv. 80°C noodzakelijk is, dan kan men uit figuur 5 en tabel 1 eveneens de verhoudingen afleiden in de onderlinge prestaties van de diverse collectortypen. Bedacht moet worden dat collectoren een onderdeel uitmaken van een complete installatie met o.a. een opslagvat en een daaraan gekoppeld verwarmingssysteem. Indien een belangrijk onderdeel van zo'n totale installatie onjuist gedimensioneerd wordt dan kan dit tot gevolg hebben dat de bovengenoemde berekening niet meer opgaat.

Eveneens dient men zich te realiseren dat de onderlinge vergelijking zoals gegeven

in de tabel, slechts opgaat voor collectoren met een niet te grote warmtecapaciteit per m². Dit wordt d.m.v. de resultaten van de onderstaande berekening aangetoond.

6. INVLOED VAN DE WARMTECAPACITEIT VAN DE COLLECTOR OP DE INVANG

Met weergegevens van 9 dagen met uiteenlopend weertype is de invloed van de warmtecapaciteit van de collector op de invang nagegaan.

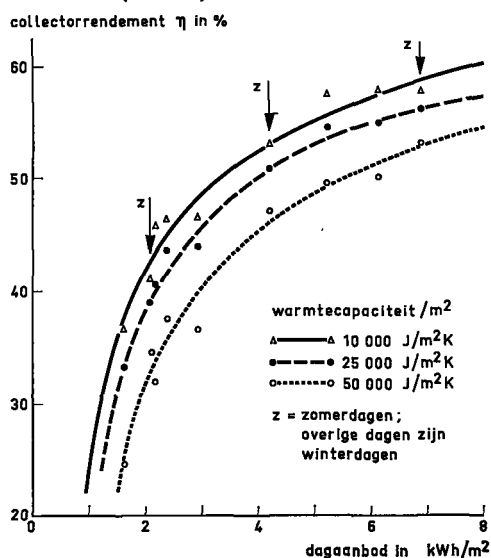
De berekeningen zijn uitgevoerd voor een warmtecapaciteit WCM 2 = 10 000, 25 000 en 50 000 J/m²K.

In figuur 6 is voor die 9 dagen het rendement van de collector uitgezet als functie van het dagaanbod. Het rendement is hierbij gedefiniëerd als:

$$\eta = \frac{\text{totale invang per dag}}{\text{totaal aanbod per dag}}$$

Uit figuur 6 blijkt dat bij een hogere warmtecapaciteit het rendement lager is.

Fig. 6 Het collectorrendement als functie van het dagaanbod van de opvallende straling en de warmtecapaciteit van de collector per m² (WCM2)



De oorzaken zijn:

- bij hogere warmtecapaciteit van de collector is de opstarttijd langer dan bij lagere warmtecapaciteit. De nuttige invang begint dan later
- door stijging van de temperatuur in het opslagvat gedurende de dag gaat ook de werktemperatuur van de collector omhoog. De energie die hierbij door de plaat wordt opgenomen, gaat verloren. Dit verlies is groter naarmate de warmtecapaciteit van de collector groter is. De invloed van de langere opstarttijd op de rendementsverlaging is het grootst. Deze invloed kan verkleind worden door op te starten met een lege collector, dit heeft echter een aantal praktische nadelen.

Opmerking:

de berekeningen zijn uitgevoerd op een invangniveau tussen 35° en 40°C. Bij een hoger invangniveau zal de invloed van de warmtecapaciteit nog groter zijn. Zie in verband hiermee ook het verschil tussen zomer- en winterdagen in figuur 6.

7. CONCLUSIES

- Bij een onderlinge vergelijking tussen diverse collectortypen dient eerst te worden vastgesteld voor welk doel de collectoren gebruikt gaan worden.
- Voor lagere temperatuurtoepassingen (tot ca. 60°C) komt naar verwachting

een collector voorzien van een spectraal-selectieve laag met enkel-glasafdekking in aanmerking. Als belangrijkste toepassingsgebieden kunnen genoemd worden: warmwatervoorziening en verwarming van individuele woonhuizen, verwarming zwembaden, verwarming utiliteitsgebouwen e.d.

- Voor hogere temperatuurtoepassingen (80°C–200°C) komen naar verwachting de in figuur 2 geschetste geëvacueerde collectortypen in aanmerking. Als belangrijkste toepassingsgebieden kunnen genoemd worden: koeling d.m.v. zonne-energie, industriële warmwaterproductie, air-conditioneringsinstallaties voor toepassing in utiliteitsgebouwen e.d.

8. LITERATUUR

- [1] Ouden, C. den – De mogelijkheden in Nederland voor het gebruik van zonne-energie voor ruimteverwarming en warmwatervoorziening. TPD-rapport no. 403–231 dd. 15 januari 1975.
- [2] Jong, J. de – Materialen voor opvang- en afdekplaten van zonnecollectoren. TPD-rapport no. 336-a.
- [3] Jong, J. de – Zonnewarmtecollectoren en de glasindustrie, Klei en Keramiek, 1975, 8 (aug.).
- [4] Hoogendoorn, C. J. en C. den Ouden – Het rendement van zonnewarmtecollectoren bij Nederlandse meteorologische condities. Klimaatbeheersing 4 (1975), 4 (april), p. 172–175.

DE WARMTEPOMP IN VERWARMINGSINSTALLATIES MET ZONNE-ENERGIE

Ir. H. van der Ree

1. INLEIDING

Uit verschillende studies [1, 2] is gebleken, dat ook in ons land het toepassen van directe zonne-energie voor het verwarmen van woningen aantrekkelijk kan zijn. Hierbij wordt gedacht aan vlakke-plaatzonnectoren voor het invangen en omzetten in warmte van de zonne-straling. Wanneer de mogelijkheden van deze collectoren worden overwogen dan blijkt het voor ons klimaat belangrijk te zijn, dat deze een hoog rendement hebben.

Onder rendement wordt hierbij verstaan de verhouding tussen de door de collector nuttig afgegeven warmte en de ingestraalde zonne-energie. Het verschil tussen deze beide posten is het energieverlies van de collectoren. Dit verlies moet voor ons klimaat zo klein mogelijk worden gehouden om zo veel mogelijk profijt te hebben van het betrekkelijk schaarse aanbod aan zonnewarmte in onze winters. Het verlies ontstaat omdat door de zoninstraling het collectoroppervlak warmer wordt dan de omgeving, waardoor zowel convectief als door straling warmte verloren gaat.

Bekende maatregelen om de verliezen tegen te gaan zijn het isoleren van de collector, het plaatsen van één of enkele glasplaten voor het plaatoppervlak en het aanbrengen van spectraalselectieve coatings. Verder verdienen natuurlijk lage collectortemperaturen de voorkeur boven hoge, maar dit brengt in het verwarmingssysteem, dat aan de collec-

toren is gekoppeld, met zich mee, dat de benodigde oppervlakken steeds groter worden naarmate de installatie op een lagere temperatuur wordt gedimensioneerd. Hierdoor wordt er een ondergrens gesteld aan de temperatuur van de collectoren, waardoor een zekere verliesfactor onvermijdelijk is.

Een geheel andere situatie ontstaat echter wanneer aan het zonne-energieverwarmingssysteem een warmtepomp wordt toegevoegd. Wanneer deze namelijk tussen zonnecollectoren en warmte-distributiesysteem wordt geplaatst, is het mogelijk om de zonne-energie bij lage temperatuur in te vangen en vervolgens te transformeren in warmte van een hoger temperatuurniveau. Hierdoor wordt aan zonne-energieverwarmingssystemen een stuk flexibiliteit toegevoegd, die o.a. tot uitdrukking komt in de volgende voordelen:

- de warmtepomp zorgt voor een extra verlaging van de temperatuur van de zonnecollectoren, wat een gunstige invloed heeft op het rendement ervan. Bovengenoemde ondergrens in de collectortemperatuur is verdwenen omdat door de warmtepomp in principe de collectoren op elke willekeurige temperatuur kunnen worden gekoeld. Het is zelfs mogelijk om de collectoren op een temperatuur, lager dan die van de omgeving te laten werken. In dit geval slaan de warmteverliezen van de collectoren aan de omgeving om in warmtewinst, zodat onder deze omstandigheden het collectorrendement,

als boven gedefinieerd, boven de 100% kan komen te liggen. Wanneer de collectoren voor deze bedrijfscondities worden geprojecteerd, is het ook niet meer nodig om allerlei maatregelen te treffen om warmteverliezen te voorkomen. Zo zouden dus glasplaten, isolatie en spectraalselectieve lagen achterwege kunnen worden gelaten, waardoor de collectoren aanzienlijk goedkoper kunnen worden

- het warmte-distributiesysteem in de woning kan op een hogere temperatuur worden gedimensioneerd, waardoor het verwarmend oppervlak kleiner kan uitvallen dan bij een zonne-energie-verwarmingssysteem zonder warmtepomp
- om zonloze perioden te overbruggen is het meestal gewenst om in het systeem een warmteaccumulator op te nemen. Een warmtepomp kan ervoor zorgen dat de warmte bij relatief hoge temperatuur wordt opgeslagen. Hierdoor kan voor een zekere opslagcapaciteit de warmtebuffer kleiner uitvallen.

Tegenover de hiervoor genoemde voordelen staan evenwel ook enkele nadelen. In de eerste plaats brengt een warmtepomp een extra investering met zich mee, waarbij het de vraag is in hoeverre deze wordt gecompenseerd door besparingen in de andere systeemcomponenten. In de tweede plaats ontstaat door de warmtepomp een extra post aan benodigde hulp-energie ten behoeve van het verwar-

mingssysteem. Of toepassing van een warmtepomp nuttig is wordt grotendeels bepaald door de verhouding tussen dit extra verbruik aan hulpenergie en de warmte-winst door een grotere effectiviteit van de zonnecollectoren.

Om inzicht te krijgen in het effect dat een warmtepomp heeft in een zonne-energie-verwarmingssysteem, zijn hierover model-berekeningen uitgevoerd. In dit artikel zullen de opzet en de uitkomsten van deze berekeningen worden behandeld. Vooraf wordt nog aangetekend dat de berekeningen zijn uitgevoerd met uitsluitend de bedoeling om een eerste verkenning te verrichten. Ze zijn daarom nog verre van volledig en vele kwesties moeten nog worden uitgezocht.

De berekeningen zijn uitgevoerd in samenwerking met de Technisch-Physische Dienst TNO-TH. Dit instituut beschikt over een computerprogramma voor rendementsberekeningen aan zonnecollectoren onder Nederlandse meteorologische condities. Gegevens hiervoor worden ontleend aan een magneetband met uur-wijks weersgegevens van het KNMI over de periode 1961-1970 [2].

Verder is, om de merites van een warmtepomp in een zonne-energieverwarmingssysteem goed te kunnen waarderen, bij de berekeningen uitgegaan van een model voor zonnecollectoren en te verwarmen woning, geheel identiek aan een bij de TPD reeds vroeger gemaakte keus.

Tabel Bij de modelberekeningen gehanteerde getalwaarden

Collectoroppervlak	60 m ²
Uitvoering	zwart, enkel glas
Volume woning	400 m ³
Ventilatievoud	0,5 per uur
k.F waarde	150 W/K
Woningtemperatuur 8-24 h	20°C
0-8 h	15°C
Warmtepomp in bedrijf bij $T_{\text{vat I}}$	> -5°C
$T_{\text{vat II}}$	< 50°C
Bijstoken bij $T_{\text{vat II}}$	< 30°C
Uitgangstemperatuur vat I	0°C
vat II	30°C

2. INVLOED VAN DE PLAAT-TEMPERATUUR OP HET RENDEMENT VAN ZONNECOLLECTOREN

De verbetering in de warmte-invangst van collectoren, wanneer door toedoen van een warmtepomp de collectortemperatuur wordt verlaagd, kan worden geschat met een in [2] aangegeven benaderingsformule voor het rendement van vlakke-plaatcollectoren:

$$\eta = \eta_o - \frac{C \cdot \Delta T}{E_o}$$

Zie voor de symbolenlijst pagina 41.

Voor een collector met een zwart oppervlak, afgeschermd door enkel glas, zijn hiermee de in figuur 1 weergegeven rendementscurven berekend. Deze figuur illustreert duidelijk het gunstige effect van lagere collectortemperaturen, zowel voor wat betreft het collectorrendement als de ligging van het z.g. aanslagpunt. Wanneer de collector wordt gekoeld beneden omgevingstemperatuur komt het rendement boven de 100% te liggen, omdat dan de collector niet alleen zonne-energie absorbeert, maar ook nog extra warmte uit de omgeving opneemt.

3. REKENMODEL

In figuur 2 is het schema weergegeven van de installatie, dat aan de berekenin-

Fig. 1 Rendementscurven voor een zwarte collector met enkel glas

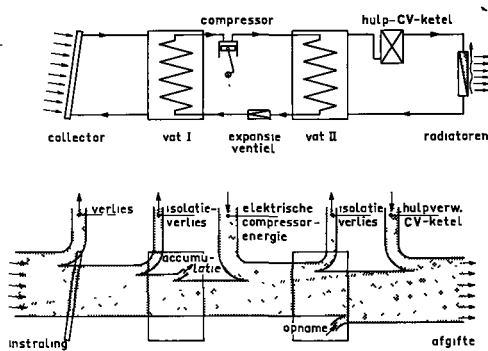
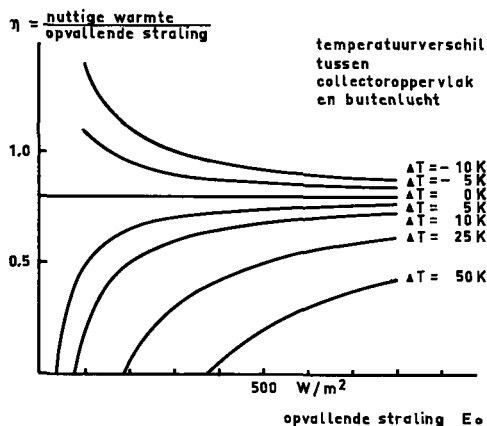


Fig. 2 Schema en energiestromen van het verwarmingssysteem met zonnecollector, warmtepomp en hulpstookinstallatie

gen ten grondslag ligt. Voor het koelen van de zonnecollector is in dit geval gekozen voor een indirect systeem. Tussen zonnecollector en warmtepomp circuleert water als tussenmedium. In deze waterkringloop is vat I opgenomen waarin de ingevangen zonne-energie tijdelijk kan worden opgeslagen. In dit vat bevindt zich de verdampers van de warmtepomp, waarmee warmte aan het water wordt onttrokken. Aan de hoge-temperatuurkant van de warmtepomp is een tweede warmte-accumulator aanwezig. Ook hier is gerekend met een indirect systeem met water als warmtedrager. Wanneer de warmtelevering uit vat II te kort schiet om de woning te verwarmen, wordt er met een hulpverwarming bijgestookt.

In het model is dus tweemaal water als tussenmedium toegepast voor het transport van de warmte van collector naar woning. Het is duidelijk dat het thermodynamisch veel beter is om zonnecollector en verwarmingssysteem direct aan de warmtepomp te koppelen. Dit kan worden gerealiseerd door de collector uit te voeren als verdampers, en het verwarmingssysteem als condensator van de warmtepomp. Op deze wijze wordt de warmte in minder trappen overgedragen, waardoor de energetische efficiency van het systeem hoger wordt. Aan het bouwen van zo'n systeem met directe verdamping c.q. condensatie kleven echter meer problemen dan aan een indirect

systeem. Op dit praktische aspect is de keus gebaseerd van een indirect systeem voor het uitvoeren van de oriënterende berekeningen.

Zoals reeds in de inleiding is vermeld, wordt bij de berekeningen gebruik gemaakt van een KNMI-band met uurlijkse weersgegevens over de periode 1961–1970. Het computerprogramma is zo opgezet, dat op basis van deze gegevens in stappen van één uur de veranderingen worden berekend, die in de verschillende componenten van het systeem optreden. In het kader van de eerste verkenning is voorlopig een periode van slechts één maand doorgerekend. Hiervoor is gekozen februari 1963.

In de tabel op pag. 34 zijn ten slotte nog een aantal bij de berekeningen gehanteerde gegevens genoteerd.

4. DE WEERSGESTELDHEID IN FEBRUARI 1963

Februari 1963 was een bijzonder koude maar ook zeer zonnige maand [3]. Te De Bilt was de gemiddelde buitenluchttemperatuur $-3,2^{\circ}\text{C}$, tegen een normale waarde van $+2,5^{\circ}\text{C}$ (normalen zijn gemiddelden over een tijdvak van 30 jaar). De som van de globale straling was $48,3 \text{ kWh/m}^2$ tegen $35,1 \text{ kWh/m}^2$ normaal. De gemiddelde windsnelheid was $2,2 \text{ m/s}$, $1,5 \text{ m/s}$ minder dan de normale waarde.

Figuur 3 geeft het verloop gedurende de maand van de globale straling en de buitenluchttemperatuur.

Uit deze figuur blijkt dat de globale straling in het laatste gedeelte van de maand het grootst was: 50% van de maandsom werd in de laatste 8 dagen van de maand ingevangen.

5. KARAKTERISTIEKEN WARMTEPOMP

De prestatie van een warmtepomp kan worden uitgedrukt in het begrip specifieke

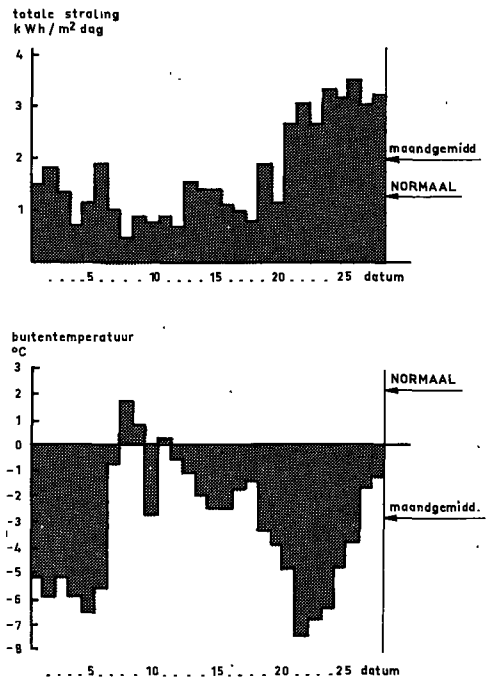


Fig. 3 Totale straling en buitenluchttemperatuur, De Bilt, februari 1963

warmteopbrengst (ϵ), waaronder wordt verstaan het quotiënt van geleverde warmte en verbruikte elektrische energie. ϵ hangt hoofdzakelijk af van de condensatie- en verdampingstemperatuur, die in het systeem optreden. Deze zijn op hun beurt weer afhankelijk van de temperatuur van het water in de opslagvaten I en II. Hierbij is de grootte van de warmte-wisselaars bepalend voor het temperatuurverschil tussen koelmiddel en het water. Voor de modelberekeningen is aangenomen dat het temperatuurverschil tussen het water in vat I en verdampend koelmiddel 8 K bedraagt en dat in vat II een verschil van 10 K optreedt.

Als compressor is een normale koelcompressor in semi-hermetische uitvoering geselecteerd. Het voordeel van deze uitvoering is, dat ook de in de elektromotor vrijkomende warmte in de condensor terecht komt en dus aan de verwarming bijdraagt. De capaciteit van de compressor is gekozen op een warmte-afgifte van de

warmtepomp van circa 5,6 kW voor een watertemperatuur in de twee opslagvaten van resp. 10°C en 40°C. Deze 5,6 kW is de warmtebehoefte van een thermisch goed geïsoleerde tochtichte tussenwoning met een inhoud van 400 m³ voor een gemiddelde januarimaand [1]. De specifieke warmteopbrengst, die resulteert uit bovengenoemde aannamen en keuze compressor, is in figuur 4 grafisch weergegeven. Hiermee is echter het gedrag van de warmtepomp nog niet volledig beschreven. Bij veranderlijke condities varieert namelijk ook het vermogen, dat door de elektromotor wordt opgenomen. Hoe deze variatie is, kan worden afgelezen in figuur 5. Hierin zijn tevens enkele karakteristieken ingetekend voor de warmteafgifte aan vat II. Deze twee laatste figuren illustreren het kenmerkende nadeel van elke warmtepomp, te weten dat naarmate het te overbruggen temperatuurverschil groter wordt – dus bij toenemende warmtebehoefte van de woning – de warmte-afgifte juist afneemt.

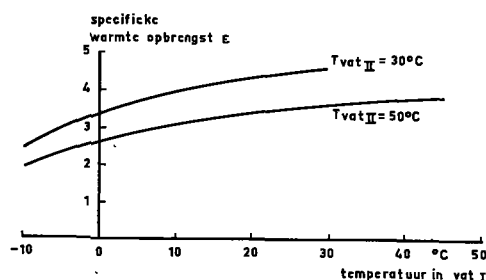


Fig. 4 Specifieke warmte-opbrengst ε van de warmtepomp, afhankelijk van de temperaturen in de opslagvaten

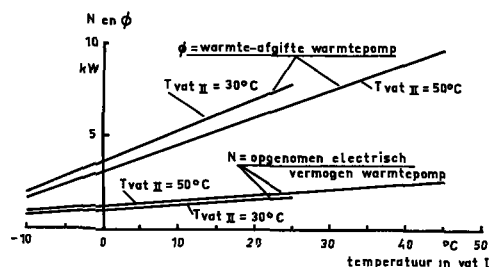


Fig. 5. Warmte-afgifte ϕ en opgenomen elektrisch vermogen N voor de warmtepomp, afhankelijk van de temperaturen in de opslagvaten

6. REKENRESULTATEN

6.1 Invloed opslagcapaciteiten

In het rekenprogramma zijn verschillende parameters gevarieerd om de invloed hiervan op de werking van het zonne-energieverwarmingssysteem vast te stellen. Allereerst is nagegaan hoe het systeem reageert op verandering van de totale opslagcapaciteit van de warmtebuffers I en II. Voor wat betreft de presentatie van de rekenresultaten is gekozen voor het weergeven van de energiestromen door de verschillende componenten van het systeem, gesommeerd over de beschouwde maand. Voor de bovengenoemde energiestromen geldt als warmtebalans over deze periode dat de ingevangen zonnewarmte, het energieverbruik van de warmtepomp en de warmte-inbreng door bijstoken samen gelijk moeten zijn aan de som van het verbruik van de woning, de verliezen van de opslagvaten en de toename van de hierin geaccumuleerde warmte. In figuur 6 is deze warmtebalans opgetekend als functie van de totale inhoud van de twee voor dit geval even grote opslagvaten. De verschil-

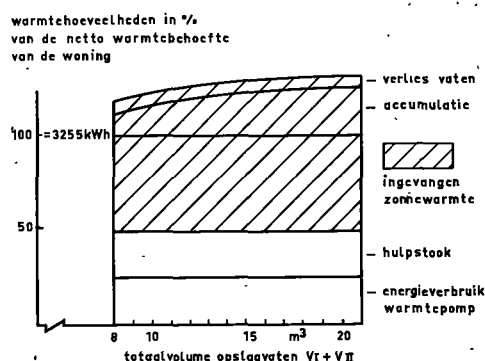


Fig. 6 Energiebalans van het verwarmingssysteem met zonnecollector, warmtepomp en hulpstookinstallatie, afhankelijk van het totale volume van de opslagvaten, voor de maand februari 1963.

$V_I / (V_I + V_{II}) = 0,5$. Warmtepomp gaat in bedrijf als de temperatuur in vat I boven minus 5°C ligt en als de temperatuur in vat II lager dan plus 50°C is. Er wordt bijgestookt als de temperatuur in vat II beneden 30°C is gedaald

lende energiehoeveelheden zijn hierbij uitgedrukt als fracties van de warmtebehoefte van de woning.

Uit figuur 6 blijkt dat over het gebied waarin het volume van de opslagvaten is gevarieerd, de totale inhoud van de buffers in de beschouwde maand nauwelijks van invloed is op het energieverbruik van de warmtepomp en de vereiste warmte-inbreng van de hulpstookinrichting. Deze twee posten zijn vrijwel even groot en komen samen op circa 50% van het warmteverbruik van de woning. De grootte van de opslagcapaciteit heeft wel een duidelijke, zij het niet spectaculaire, invloed op de hoeveelheid ingevangen zonne-energie. De toename hiervan kan worden verklaard uit het feit, dat bij zoninstraling de collectoren minder snel opwarmen en dus met een beter rendement werken naarmate het erop aangesloten buffervat groter is. Voor wat betreft de hoeveelheid geaccumuleerde warmte is het opvallend, dat deze ultimo februari vrij groot is. Dit komt omdat er in de laatste week van februari bijzonder veel zonneschijn is geweest (figuur 3), waardoor er

in deze periode een overschot aan warmte is ontstaan, dat in februari niet meer kon worden verbruikt. Dit overschot komt ten goede aan de volgende maand en het profijt voor het systeem komt dus niet tot uitdrukking in de februaricijfers voor het verbruik aan hulpenergie.

Hoe de invloed is van de verdeling van de opslagcapaciteit over de vaten I en II is voor een aantal waarden van het totale volume in figuur 7 geschetst. In alle gevallen blijkt een verhoging van het capaciteitsaandeel van het aan de collectoren gekoppelde opslagvat I een gunstige uitwerking te hebben. De hoeveelheid ingevangen zonne-energie stijgt en er hoeft minder te worden bijgestookt. In het energieverbruik van de warmtepomp zijn evenwel de veranderingen nauwelijks merkbaar.

6.2 Invloed weerspatroon

Zoals hiervoor reeds is opgemerkt is één van de bijzondere kenmerken van de beschouwde februarimaand, dat er in de laatste week veel zonnewarmte is ingestraald. Een deel van deze warmte blijkt te worden geaccumuleerd en komt ten goede aan de maand maart. Deze is evenwel in de berekeningen niet meegenomen, zodat het ruime aanbod van zonne-energie slechts voor een deel wordt weerspiegeld in het verbruik aan hulpenergie, dat voor februari is gevonden. Interessant is nu om te weten hoe dit verbruik, en ook de andere posten van de warmtebalans, komen te liggen wanneer een grotere fractie van de in februari ingestraalde zonne-energie in deze maand aan de woning ten goede zou komen. Dit is onderzocht door middel van een manipulatie met het rekenprogramma, waarbij de meteogegevens van het KNMI van februari 1963 in een andere volgorde zijn gezet met een over de maand meer gelijkmatige spreiding van het aanbod aan zonneschijn. Hierdoor is een fictieve februarimaand gecreëerd, waarvan het gemiddelde van de meteowaarden gelijk is aan dat van de werkelijke maand, maar waarvan het weerspatroon anders is. Op basis van

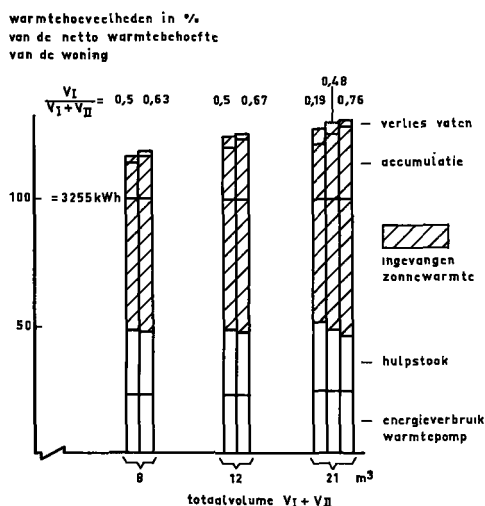


Fig. 7 Energiebalans bij verschillende grootten van de opslagvaten, overigens als in figuur 6

$V_I + V_{II}$	8	12	21 m ³
$\frac{V_I}{V_I + V_{II}}$	0,5	0,5	0,19
	0,63	0,67	0,76

warmthoeveelheden in %
van de netto warmtebehoefte
van de woning

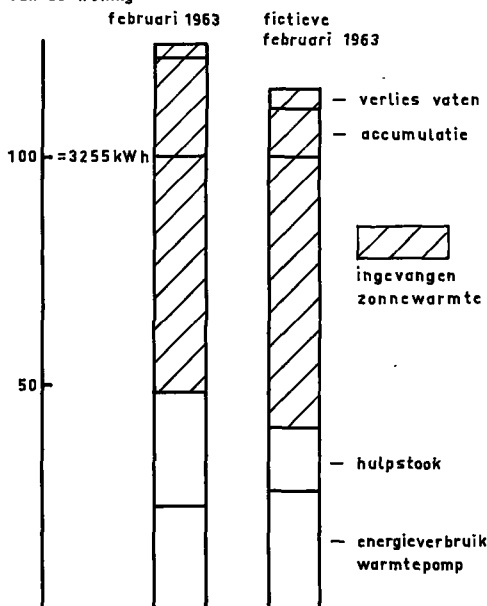


Fig. 8 Energiebalans bij een gewijzigd weerspatroon, totaal volume opslag 12 m³, overigens als in figuur 6

dit fictieve weerspatroon is het model nogmaals doorgerekend.

In figuur 8 is weergegeven tot welke warmtebalans dit leidt. Ter vergelijking is hierin tevens de warmtebalans voor de werkelijke februarimaand geschetst. Uit deze figuur blijkt dat in de fictieve maand het aandeel aan hulpenergie (warmtepomp + hulpstook) duidelijk minder is geworden: 40% in plaats van 48%. De hoeveelheid warmte uit de hulpstookinstallatie is tot vrijwel de helft teruggelopen, terwijl anderzijds het energieverbruik van de warmtepomp met 17% is gestegen. Voor wat betreft het batige saldo aan geaccumuleerde energie, dit is vanzelfsprekend voor de fictieve februarimaand minder dan voor de oorspronkelijke.

In het algemeen tonen de rekenresultaten aan, dat het weerspatroon een belangrijke invloed heeft op het gedrag van het systeem. Dit betekent dat het hanteren van eenvoudige rekenprogramma's voor het evalueren van zonne-energieverwar-

mingssystemen, waarin met over langere tijd gemiddelde meteowaarden wordt gewerkt (bijv. met maandgemiddelden), zal leiden tot twijfelachtige uitkomsten.

6.3 Brandstofverbruik

In de inleiding is reeds gesteld, dat het al of niet toepassen van een warmtepomp in zonne-energieverwarmingssystemen voor een belangrijk deel zal afhangen van de verhouding tussen het extra verbruik aan hulpenergie en de warmtewinst door een hoger rendement van de zonnecollectoren. Om vast te stellen hoe op dit punt voor februari 1963 het beschouwde systeem naar voren komt, zijn de uitkomsten van de modelberekeningen vergeleken met de cijfers, die door de TPD zijn berekend voor hetzelfde model zonder warmtepomp (figuur 9). Hieruit blijkt dat de totale hoeveelheid benodigde hulpenergie inderdaad duidelijk is vermindert door toedoen van de warmtepomp. Energie-winst blijkt ook uit het grotere saldo aan geaccumuleerde warmte.

warmthoeveelheden in %
van de netto warmtebehoefte
van de woning

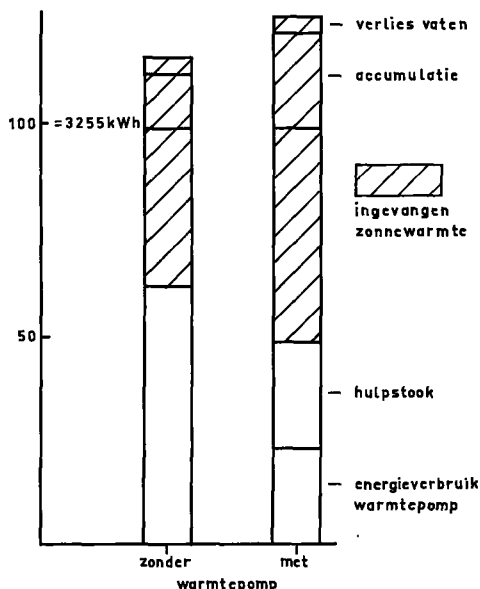


Fig. 9 Energiebalans met of zonder warmtepomp, totaal volume opslag 12 m³, overigens als in figuur 6

Tot op dit moment is er evenwel bij de verschillende beschouwingen nog geen onderscheid gemaakt naar de thermodynamische kwaliteit van de verschillende energiestromen. Voor een juiste beoordeling van de (primaire) energiebesparing, die warmtepompen in verwarmingssystemen met zonne-energie kunnen opleveren, moet dit onderscheid echter wel worden gemaakt en moeten ook toestelrendementen in rekening worden gebracht. Dit is hierna gedaan met de voor de hand liggende keus van een aardgastoestel voor de bijverwarming. Hiervan is het rendement op stookwaarde gesteld op 75%, op bovenwaarde 67,6% [4]. De aandrijfenergie van de warmtepomp is elektriciteit. De conversiefactor voor het opwekken hiervan is, inclusief distributieverliezen, ca. 35%, resp. 31,6 [5].

Met bovengenoemde factoren is nu berekend, hoe van de verschillende systemen het warmteverbruik is, uitgedrukt in stookwaarde-eenheden van aardgas als primaire energie. Hoe dan de onderlinge verhouding uitvalt toont het diagram in figuur 10. Als referentie is hierin tevens het verbruik aangegeven voor het geval dat de woning uitsluitend wordt verwarmd door een conventionele centrale gasverwarming met een rendement van 75% op stookwaarde. Het diagram laat

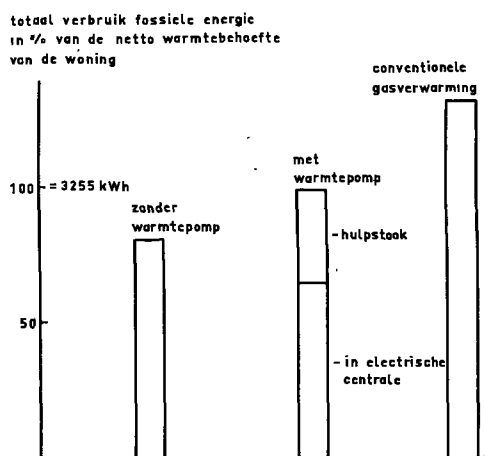


Fig. 10 Totaal verbruik aan fossiele energie van verschillende verwarmingssystemen over februari 1963

zien dat de zonnewarmte-installatie met warmtepomp meer primaire energie verbruikt dan de installatie zonder warmtepomp. In dit geval is er dus geen sprake van een besparing aan primaire energie door toedoen van een warmtepomp in het zonne-energieverwarmingssysteem. Om misverstanden te voorkomen wordt er nogmaals de aandacht op gevestigd, dat deze uitkomsten alleen gelden voor het onderzochte model in de beschouwde februari-maand 1963. Om te komen tot meer algemene uitspraken is het uiteraard nodig, dat er nog meer modelberekeningen worden uitgevoerd en dat met name het systeem over een langere periode wordt bekeken.

7. SAMENVATTING

Het rendement van vlakke-plaatzonnecollectoren neemt toe naarmate de collectortemperatuur lager is. Op grond daarvan kan worden overwogen om zonnecollectoren te koppelen aan een warmtepomp om hiermee de platen extra te koelen. Dit brengt tevens het voordeel met zich mee dat de collectoren dan goedkoper kunnen worden omdat verschillende maatregelen, die voor hogere plaattemperaturen moeten worden genomen om het warmteverlies te verminderen, achterwege kunnen worden gelaten.

Tegenover de *warmtewinst* door meer invang aan zonnewarmte, staat bij zonne-energieverwarmingssystemen waarin een warmtepomp is toegepast, het *extra energieverbruik* dat deze met zich meebrengt. Door de verhouding tussen deze twee energiehoeveelheden wordt grotendeels bepaald of toepassing van een warmtepomp nuttig is. Om hierin inzicht te krijgen zijn berekeningen uitgevoerd aan een woning met een zonne-energieverwarmingssysteem, bestaande uit de componenten zonnecollectoren, warmtepomp, warmteopslag voor en na de warmtepomp, en bijverwarming. In het kader van een eerste verkenning is het

gedrag van dit systeem onderzocht voor de maand februari 1963, die zeer koud maar zonnig was. De berekeningen zijn uitgevoerd op een digitale computer, waarbij gebruik is gemaakt van een magneetband met uurlijkse weersgegevens van het KNMI.

Als belangrijkste rekenresultaat komt naar voren, dat voor de beschouwde februarimaand er door toedoen van de warmtepomp geen besparing aan primaire energie (aardgas) wordt geboekt. Vanwege de relatief korte periode, waarover het systeem is bekeken en de nog niet ver genoeg doorgevoerde parametervariatie, mag dit resultaat nog niet als een algemene conclusie worden opgevat.

8. CONCLUSIES

- Door middel van een warmtepomp kan het rendement van vlakke-plaatzonnecollectoren aanzienlijk worden opgevoerd. Wanneer door de warmtepomp de plaattemperatuur voldoende ver beneden de omgevingstemperatuur wordt gehouden, komt het collectorrendement zelfs uit boven de 100%.
- Voor de beschouwde maand februari 1963 heeft bij het gehanteerde rekenmodel de grootte van de totale opslagcapaciteit voor warmte nauwelijks invloed op het verbruik aan hulpenergie voor de warmtepomp en voor het bijstoken. Bij grotere opslagcapaciteit wordt er meer zonnewarmte ingevangen, maar de toename is niet erg groot.
- Betrekkelijk weinig invloed op de hiervoor genoemde posten heeft ook de verdeling van de opslagcapaciteit over de vaten aan beide zijden van de warmtepomp. Ofschoon het dus om een weinig geprononceerd effect gaat, is geconstateerd dat het systeem meer profijt trekt van zonne-energie naarmate de opslagcapaciteit tussen collectoren en warmtepomp groter is.
- Het weerspatroon blijkt de rekenresultaten vrij sterk te beïnvloeden. Hieraan

kan tevens de conclusie worden verbonden dat hanteren van over langere tijd gemiddelde meteogegevens, bijvoorbeeld maandgemiddelden, bij modelberekeningen tot twijfelachtige uitkomsten zal leiden.

- De totale hoeveelheid hulpenergie, die over februari 1963 wordt verbruikt, is voor het zonne-energieverwarmingssysteem met warmtepomp lager dan voor hetzelfde systeem zonder warmtepomp. Wanneer evenwel de hulpenergieën voor de warmtepomp en voor het bijstoken worden uitgedrukt in benodigde primaire energie-eenheden, dan valt de vergelijking uit ten nadele van het systeem met warmtepomp. Voor het beschouwde geval is dus geen besparing aan fossiele brandstof geconstateerd ten gevolge van het toevoegen van een warmtepomp aan een zonne-energieverwarmingssysteem.
- Om te komen tot meer algemene conclusies is het nodig, dat de modelberekeningen worden voortgezet en dat met name het beschouwde systeem over een langere periode wordt bekeken.

9. SYMBOLEN

C	verliesfactor collectoren	W/m^2K
E_o	invallende stralingsenergie loodrecht op collectoroppervlak	W/m^2
N	opgenomen elektrisch vermogen warmtepomp	W
T	temperatuur	$^{\circ}C$
ΔT	temperatuurverschil tussen collectorplaat en buitenlucht	K
η_o	stralingsrendementsfactor	–
η	rendement vlakke-plaat-zonnecollector	–
ε	specifieke warmte-opbrengst warmtepomp	–
φ	warmteafgifte warmtepomp	W

10. LITERATUUR

- [1] Koppen, C. W. J. van – Toepassingsmogelijkheden van zonne-energie voor huisverwarming en warmwatervoorziening onder Nederlandse omstandigheden. *Klimaatbeheersing* **3**, (1974), no. 5 (mei), p. 194–203.
- [2] Hoogendoorn, C. J. en C. den Ouden – Het rendement van zonnewarmtecollectoren bij Nederlandse meteorologische condities. *Klimaatbeheersing* **4** (1975), no. 4 (april), p. 172–175.
- [3] Koninklijk Nederlands Meteorologisch Instituut – Maandelijks overzicht der weersgesteldheid, februari 1963, 60e jaargang, uitgave no. 94a.
- [4] Heeden, D. J. van der – Toestelgedrag en gebruiksrendement. *Verwarming en Ventilatie* **32** (1975), no. 1 (jan.), p. 41–49.
- [5] N.V. Provinciale Gelderse Elektriciteits Maatschappij – Jaarverslag 1974.

OPTIMAL DUCT SYSTEM DESIGN

H. B. Bouwman

1. INTRODUCTION

In an earlier publication [1] optimal transportation of air from one point to another was studied. A few remarks were made about the approach of optimal branched duct design. To introduce the problem of how to design an optimal duct network we want to begin with referring to Fig. 1. This Figure gives a possible lay-out of a duct system for the ventilating or air conditioning of a small-width office building. In Fig. 2 some alternatives are put together. What system will give lowest annual cost? Is it possible to find another alternative which gives lower annual total cost?

How to design a duct system for a large-width building? (Fig. 3). Is it advisable to choose one central system, or is it better to apply more systems? And how to subdivide the building (Fig. 4): should one choose square blocks, or rectangular blocks, or choose a unit per floor?

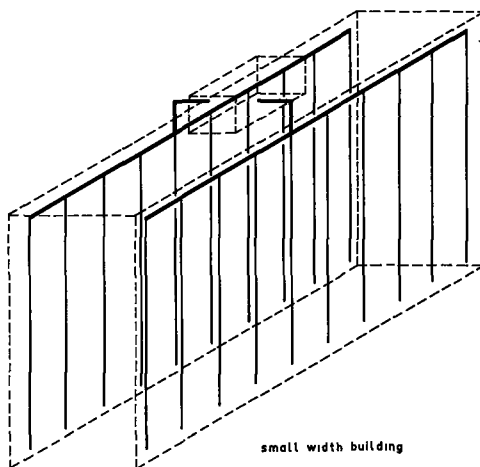
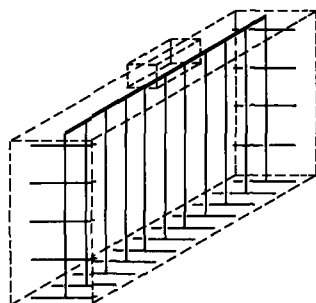


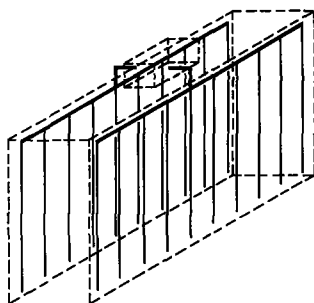
Fig. 1

Fig. 2

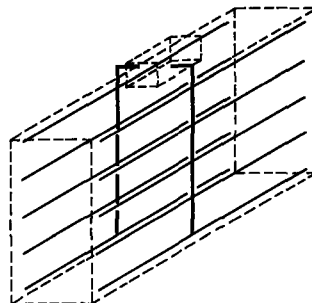
MAIN DUCT (S)



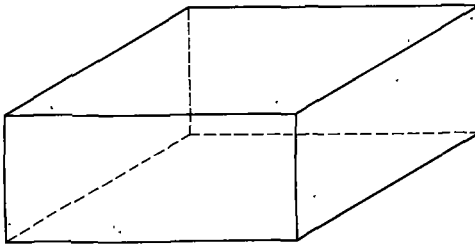
in centre of building ?



horizontal ?

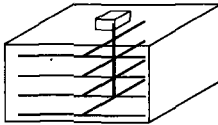


vertical ?

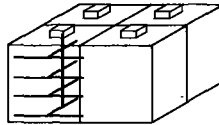


large-width building

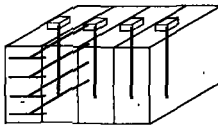
Fig. 3



central air supply ?



or square blocks ?



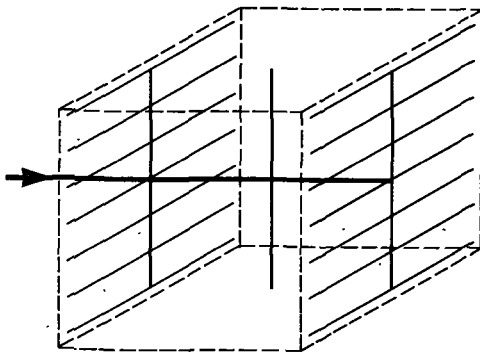
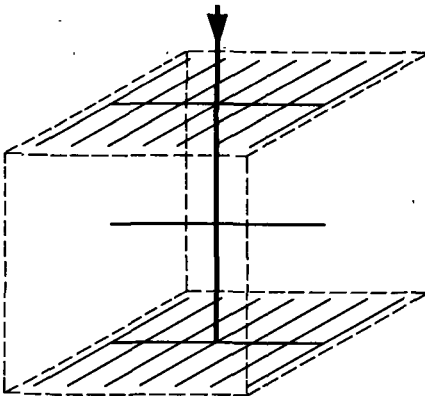
or rectangular blocks ?



or subdividing per floor ?

Fig. 4

Fig. 5



always combinations of flat networks

We want to mention the excellent and extensive study of Swain et al. [2] considering different duct systems. But this study was restricted to alternative duct systems for one certain office building, and no attempt was made to generalize results by making cost data dimensionless. In our search for an optimal duct system we first restrict ourselves to duct systems, ignoring considerations as building construction, air conditioning systems, etc.

If we know the cost consequences of duct alternatives then we can still choose the best solution to fit the air conditioning considerations such as the type of induction unit system, compensation for moving shadows, zoning, etc.

Most duct systems, such as those in Fig. 5, are combinations of flat networks. And networks can be split down to combinations of branched ducts, Fig. 6.

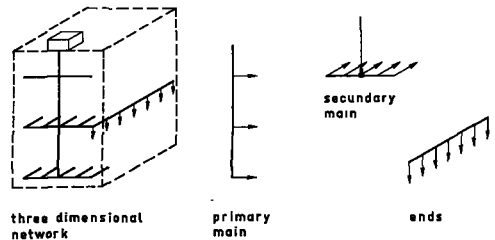


Fig. 6

2. OPTIMIZED BRANCHED DUCTS

Total annual cost of a duct for transport of a certain volume of air from one point to another is a sum of four different cost items:

- power
- duct
- space, and
- heat (or cold) loss.

When we choose a certain velocity, all four cost items can be calculated as follows.

When the velocity is chosen, the cross sectional area is known and the resis-

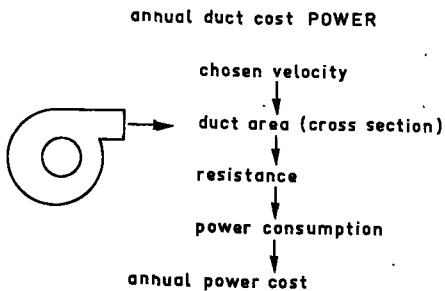


Fig. 7

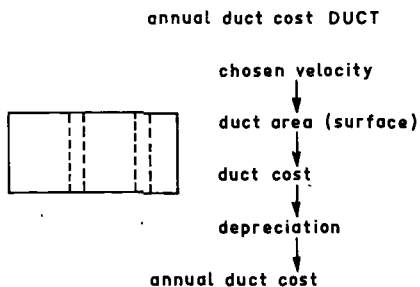


Fig. 8

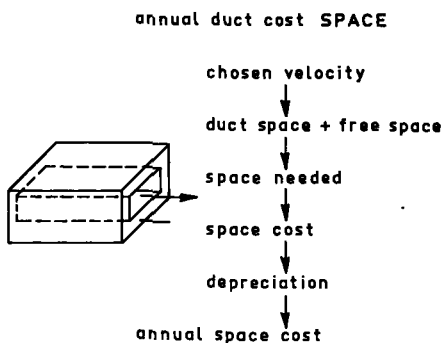


Fig. 9

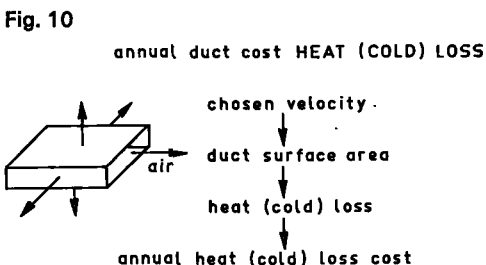


Fig. 10

tance, the power consumed and the annual power cost can be calculated. See Fig. 7.

When the aspect ratio of the cross section is known, the circumference of the duct is known, and so are the duct surface, the cost and the annual duct cost. See Fig. 8. If free space needed around the duct is known, the total space needed is known, and so space cost can be calculated. See Fig. 9. If the ducts do not take away useful space, the space cost has to be neglected.

The air velocity, the circumferential duct surface and the insulation give the heat or cold loss and accordingly the annual cost for loss of heat or cold. Fig. 10.

If the heat lost by the duct is not to be considered as lost for the building, than cost of heat loss must be omitted.

For every velocity one can calculate total cost. Fig. 11. Minimum total cost can be found by varying the chosen velocity, minimizing total cost by iteration. In [1] it was demonstrated already that branched ducts cannot be optimized by optimizing the sections individually.

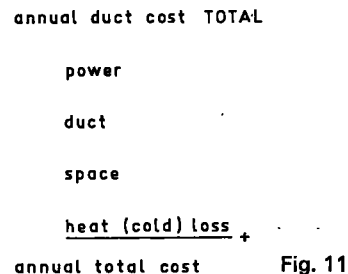


Fig. 11

In designing a branched duct it is common practice to choose one of two calculation methods:

- the constant pressure drop method, or
- the static regain method.

First we consider the results of calculations for branched ducts. We neglected the costs for space and heat loss. Further we assumed equal air supplies for all the branches, spaced at equal distances. The calculations were based on the parameter values shown in Fig. 12.

STUDIES MADE

duct cost dutch	f 50.- /m ²
space cost	nil
energy cost	f 0.05 /kWh
fan efficiency	0.75
running hours	8760 h/a
depr. ducts	0.14 /a
duct diameter	free
λ duct (at $Re = 5 \cdot 10^5$)	0.020
air per branch	0.1 m ³ /s
branches at	3.0 m
modul	3.0 m
floor height	3.0 m

Fig. 12

optimal velocities in m/s along branched ducts
ca constant resistance method

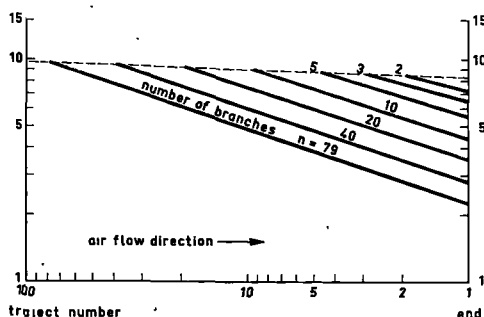


Fig. 13

By looking at the applied parameter values we see that the choice of the diameter is left free. In practice only a limited number of diameter values will be available. But by introducing a limited number of possible diameters in these studies it will hardly be possible any more to find tendencies in the change of optimum annual total cost at changing parameter values. So if we want to find *general*

tendencies we have to accept the possibility of free choice of diameter.

In Fig. 13 the results are shown for ducts with 2, 3, 5, 10, 20, 40 and 79 branches; the calculations are based on constant pressure drop.

We see that the entry velocity should be slightly raised when the number of branches increases.

Further we see that the end velocity has to be lower when the number of branches is higher, and accordingly the branched duct is longer.

When the static regain method is applied, minimum total cost leads to velocity distributions along the ducts, see Fig. 14.

Comparing the results of the constant resistance method with those of the static regain method, one will observe that for application of the latter method the entry velocity has to be chosen higher with an increasing number of branches, and the end velocity has to be lower.

When comparing this Fig. 14 with Fig. 13 we see a large difference in velocity

optimal velocity in m/s along branched ducts
„static regain” method

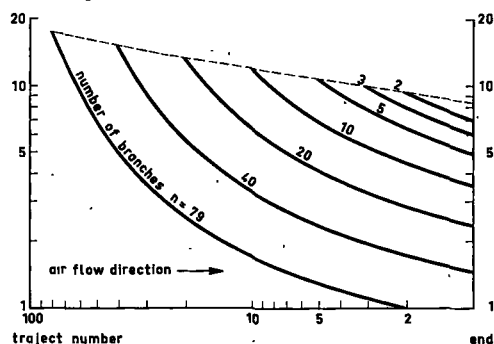
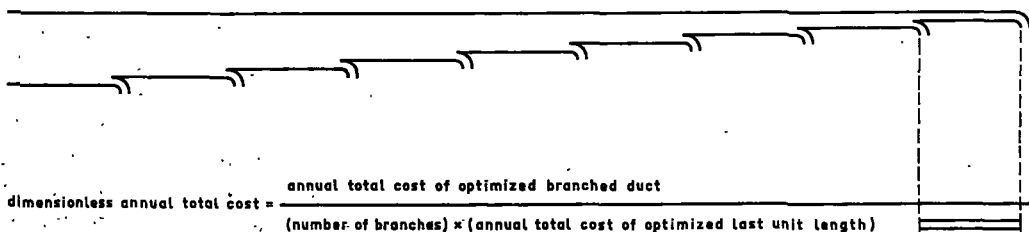


Fig. 14

Fig. 15



levels. But still we found only a small difference in annual total cost.

Annual total cost of an optimized branched duct can be compared with the cost of the optimum duct for transporting the air stream in the last section along a distance equal to the length of that last section of the branched duct. See Fig. 15. Comparison of numerous results of calculations reveals that the ratio of annual total cost of the branched duct to the annual total cost of the last section optimized individually, is largely independent of parameter values.

So it is possible to speak of the 'dimensionless annual total cost of a branched duct averaged per branch'.

In the following we shorten this mouthful of words to 'dimensionless annual total cost' which always means this cost *averaged per branch*.

Optimum dimensionless annual total cost is given in Fig. 16. We see that up to about 20 branches there is only some little difference caused by application of either of the two design methods.

It is also interesting to note that dimensionless duct cost of branched ducts designed at one certain *fixed* velocity, omitting the energy consumed, gives the lower line in the diagram.

At first sight it seems intolerable to work with results of calculations which neglect energy cost, include only the duct cost, and are obtained at always the same fixed velocity. But Fig. 16 shows that the difference between the results obtained with the 'wrong' method of fixed velocity, and the results obtained by the exact iteration method is far from dramatic. The calculation following the 'wrong' method is far faster and cheaper than the exact method. So the simple method was chosen to get a first insight in the tendencies which can be expected.

And in fact the data obtained are fairly close to the results of exact iterative calculation methods based on either the constant pressure drop or static regain concept.

Now we will see how some cost items

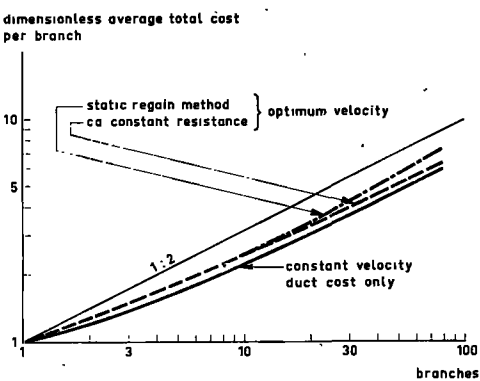


Fig. 16

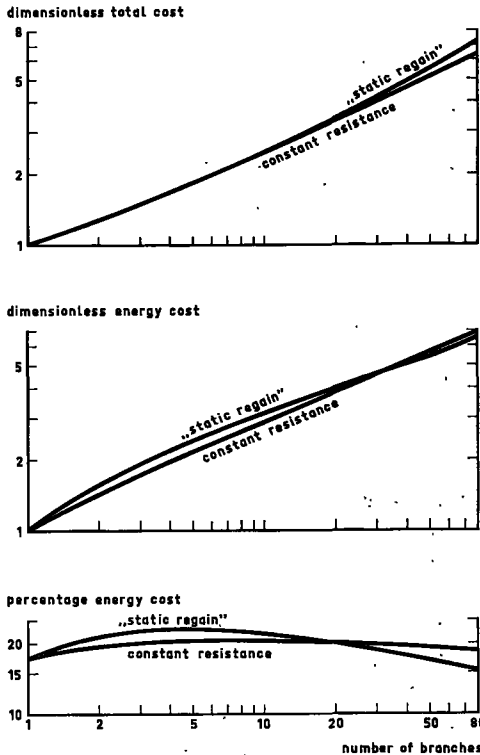


Fig. 17

vary with the number of branches. In Fig. 17, the exact dimensionless annual total cost is given in the upper part of the diagram. But it is also possible to give the dimensionless annual *energy* cost of branched ducts. These are given in the middle of the diagram. We see that, generally speaking, the absolute level of annual energy cost is slightly higher for

designs based on the static regain method.

At more than 30 branches the annual energy is less at the static regain design. But a number of 30 branches is already quite a lot: at a section length of 3 metres the branched duct is 90 metres long!

In the lower part of the diagram it can be seen that annual energy cost is 15 to 23% of annual total cost.

Up to about 20 branches, the static regain method gives a somewhat higher percentage of energy consumption than does the constant pressure drop design.

The pressure needed at the entry of optimized branched ducts increases only slightly with the number of branches. The pressure, p , increases according to the relation:

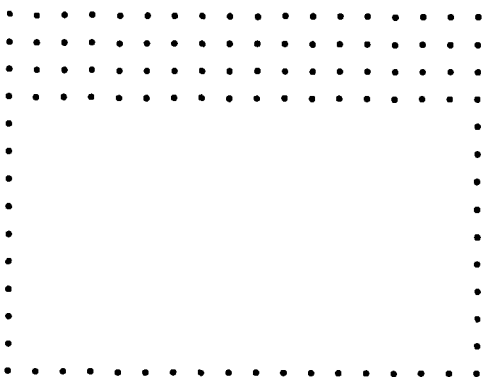
$$p \div (\text{number of branches})^{0.44}$$

3. OPTIMIZED RECTANGULAR DUCT NETWORKS

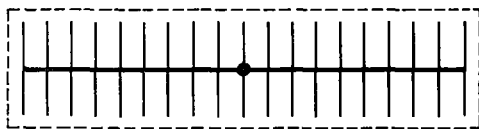
We have found little systematic information about the annual total cost of optimized networks of different sizes and aspect ratios, fed from different situations of the main supply point.

The problem we studied was: what is the best system to supply equal quantities of air to a number of points lying on a square network. Fig. 18. The duct systems studied consisted of one main duct

Fig. 18



how to bring air to the points of a square network ?



what total cost difference ?

Fig. 19

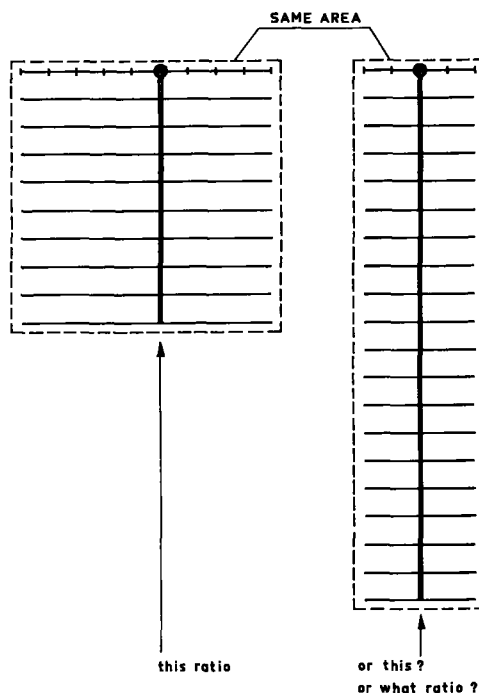


Fig. 20

feeding one type of branched ducts, see Fig. 19.

It is interesting to know what is the difference in annual total cost of the two systems in Fig. 19: the main duct parallel either to the long or to the short side of the field.

What aspect ratio of the field is giving lowest cost: long and narrow fields or nearly square fields? Fig. 20.

And how is total annual cost affected by

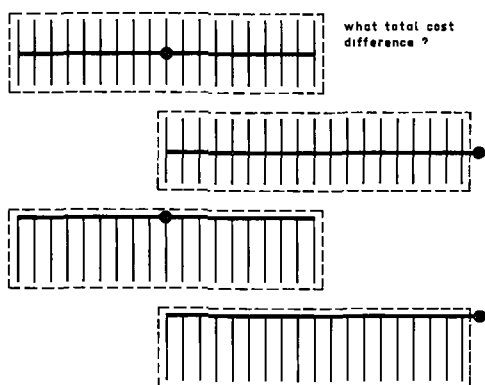


Fig. 21

DTC = dimensionless average annual total cost per branch

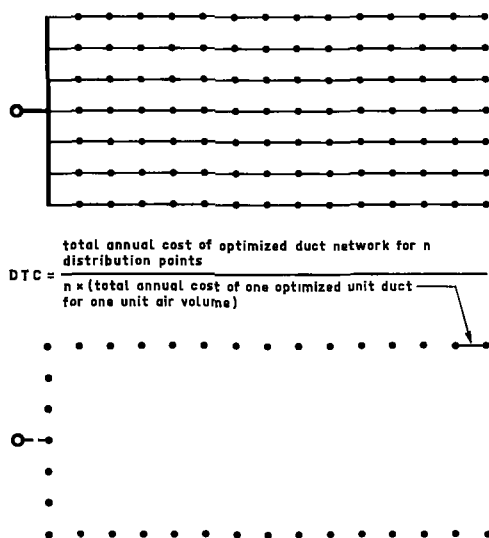


Fig. 22

the choice of the point of supply to the network? Fig. 21.

By studying the results of many optimized rectangular networks it turned out to be possible to define the dimensionless annual total cost per branch in the same way as was done with the branched ducts. See Fig. 22.

We calculated the costs with application of the simplified (constant velocity) method. We made some correction for pressure inequality.

A few duct systems were optimized by the exact calculation method. Comparing results from the simplified and exact

calculation methods we found differences in the order of 5 to 10%. Tendencies remained practically unaltered.

After this control we used the simplified method to calculate the dimensionless annual total cost figures of duct networks varying the following parameters:

- situation of main supply point: 4 situations
- area of the field: 960, 240, 60 and 15 squares
- aspect ratio of the field: all the aspect ratios possible between 0.15 and 6.67 but no branched duct longer than 80 branches.

The results are given in the diagrams Figs. 23 to 26. We see that annual cost of optimized networks is minimum at an aspect ratio somewhat lower than unity, the main duct parallel to the long side giving the lower cost.

The larger the field, i.e. the larger the number of unit squares, the higher the cost per branch.

The larger the field, the lower the aspect ratio should be chosen for minimum total cost.

Further we see to what extent total cost is affected by different situations of the main supply point of the network. See Figures 23/26.

To demonstrate the possible use of the graphs, we compared a few possible air distribution systems for an office building given in Fig. 27.

Dimensionless annual total cost for each of the systems can be found from the graphs directly or by interpolation. Fig. 28. The only configuration giving some difficulties is configuration E (and F). Here we must keep in mind that the central main duct network has to handle twice as much air as the networks lying in the façades.

But per distribution point of this network two points in the façade are supplied by air. So finally the cost of the central network per supply point in the façade is $(\sqrt{2}/2)$ times the cost of a network of equal lay-out for one façade. The cost for the transport from the center of the build-

dimensionless annual total cost

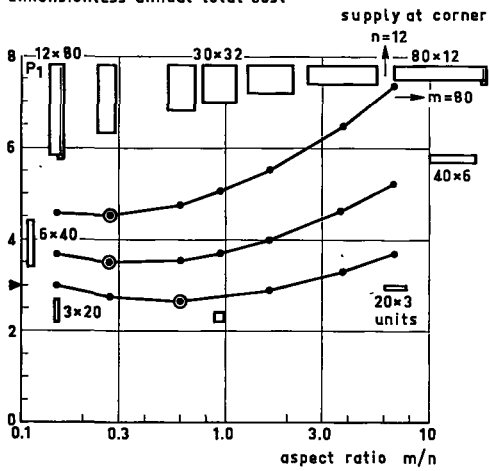


Fig. 23

dimensionless annual total cost

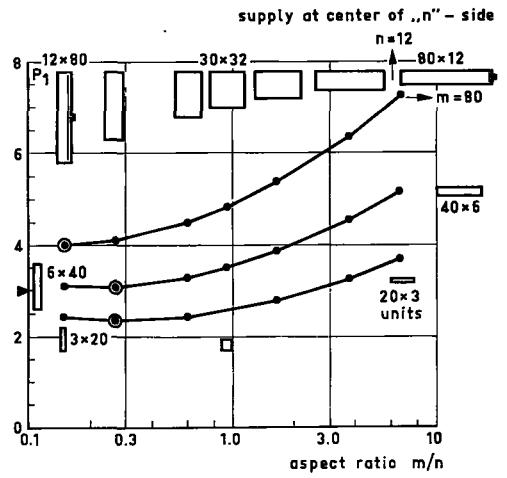
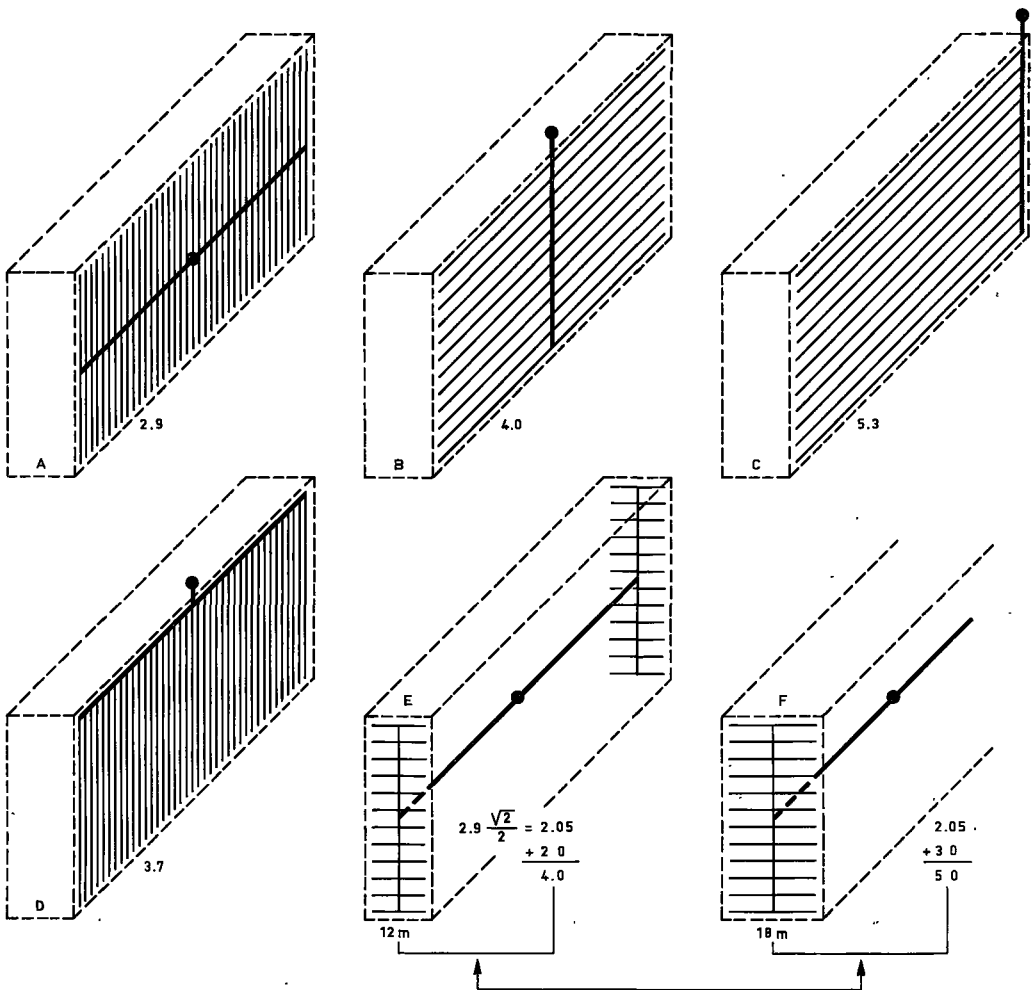
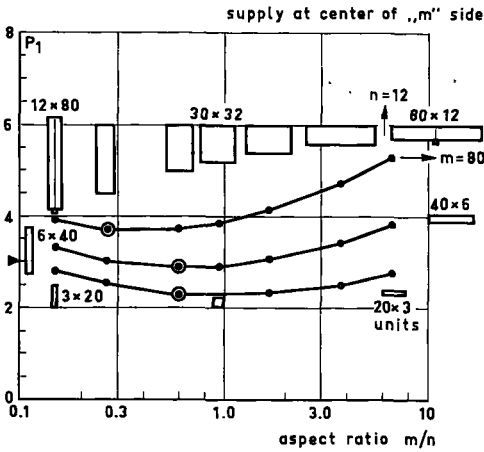


Fig. 24

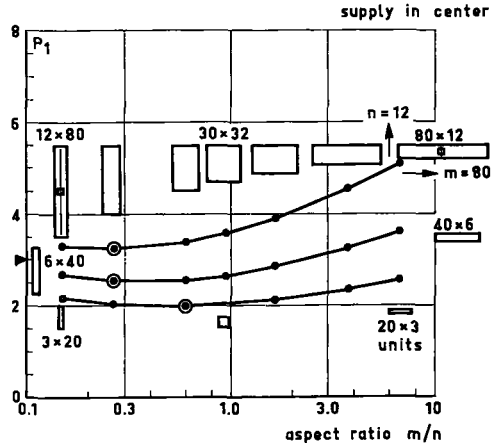
Fig. 28



dimensionless annual total cost



dimensionless annual total cost



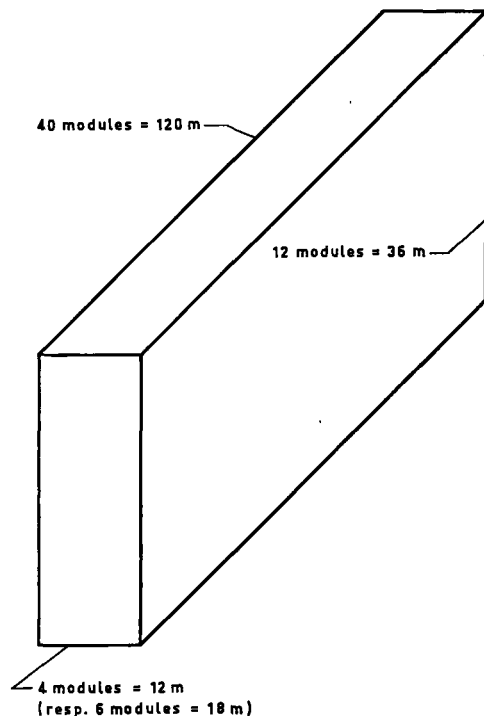
ing to the façade has to be added! This transport is obtained by two unit length unit air transport sections by definition each having a dimensionless annual total cost of unity. So for alternative *E* dimensionless annual total cost per branch will be $2.05 + 2.0 \approx 4.0$. By increasing the width of the building to 3 modules (alternative *F*), the dimensionless annual total cost will increase to $2.05 + 3.0 \approx 5.0$. Considering the first five cost data, we see that costs differ almost a factor of 2. Without systematical knowledge of the kind given in this paper it will be difficult to forecast the cheapest design and to give indications about the relative cost levels of different designs. With the aid of graphs of the kind given one does not need more than a pencil, the margin of a newspaper and a few minutes of time.

4 CONCLUSION

Some conclusions of the studies are:

- ~ It is possible to compare different optimized duct system designs by comparing the dimensionless annual total cost numbers.
- ~ The dimensionless annual total costs of optimized duct systems are largely

Fig. 27



- independent of parameter values and so can be used in different countries without knowing much of the specific local price situations.
- Larger fields cost more per supply point than smaller fields of the same aspect ratio.
 - Annual total cost of optimized branched ducts increases almost with the square root of the air supply per branch.
 - For lowest annual total cost, the main duct should be chosen parallel to the long side of the field.
 - The optimal aspect ratio is not unity (square) and differs more from unity when the number of supply points is larger.
 - Energy cost of optimized branched ducts or duct networks is about 17 to 23% of total cost.
- Comparing the constant pressure drop method with the static regain method, one finds that the latter implies slightly higher annual cost and a slightly higher energy to total cost ratio.

5 REFERENCES

- [1] Bouwman, H. B. – Optimum duct system design, presented at the Rehva Conference, CLIMA 2000, held at Milan, March 1975.
- [2] Swain, C. P. et al. – The choice of air conditioning systems J.I.H.V.E. **32** (1964) No. 4, Apr., 1–41, No. 11, Nov., 307–320.

The author's address:
 TNO Research Institute for Environmental Hygiene
 Indoor Climate Division
 Schoemakerstraat 97, Delft – Netherlands

DE MATE WAARIN VERSCHILLENDE DELEN VAN EEN MECHANISCH GEVENTILEERDE RUIMTE DEELNEMEN AAN DE LUCHTWISSELING

Ing. T. J. Kroes

1. INLEIDING

In gesprekken over ventilatie en klimatisering van werk- en woonruimten valt vaak te beluisteren dat de vrees bestaat voor het optreden van zogenaamde 'dode' hoeken. Hiermee bedoelt men dat delen van de ruimte niet worden geventileerd of althans veel minder dan op grond van de hoeveelheid ventilatielucht kan worden verwacht. Met name bestaat deze vrees indien de ingeblazen verse lucht niet ver de ruimte binnendringt zoals men bij diepe vertrekken kan verwachten. Soms is het echter noodzakelijk, bijvoorbeeld bij grote obstakels aan het plafond, om ten behoeve van de behaaglijkheid het inblaasverschijnsel te beperken tot een korte zone bij het venster.

Bij een discussie die werd gehouden tijdens de TVVL-TNO lezingendag 1973 kwamen - naar aanleiding van een onderzoek naar de inblaascondities voor inductie-units ten behoeve van een gebouw met cassette-plafonds - weer vele verschillende meningen over dit probleem naar voren. Dit was voor de Afdeling Binnenklimaat van het Instituut voor Milieuhygiëne en Gezondheidstechniek TNO. aanleiding om in de werkplanning een onderzoek in de proefkamer op te nemen naar de plaatselijk in een vertrek optredende ventilatievouden. Het meten hiervan kan geschieden door het inbrengen van een tracergas en het meten van de afname van de plaatselijke gasconcentratie. Dit is een reeds jaren bekende en gebruikte methodiek voor ventilatiemetingen.

2. DE MEETOPSTELLING

In de proefkamer van de afdeling Binnenklimaat werd een 2-moduuls-kantoorvertrek nagebootst, met een diepte van 5,55 m, een breedte van 3,85 m en een hoogte van 2,70 m.

De klimatisering werd uitgevoerd met behulp van een tweetal inductie-units, die werden opgenomen in een ca. 0,80 m hoge vensterbank. De units werden zowel lucht- als waterzijdig aangesloten. De naar de inductie-units toegevoerde hoeveelheid primaire lucht werd gemeten met behulp van een meetschijf in de centrale toevoerleiding. Bij alle proefnemingen bedroeg deze hoeveelheid per inductie-unit ca. 60 m³/h, hetgeen neerkomt op een berekend ventilatievoud van ca. 2,1 per uur.

In het plafond bevonden zich twee rijen zogenaamde licht-lucht-armaturen, waardoor de lucht eventueel afgezogen kon worden.

De warmtebelasting door zoninstraling werd toegevoerd door transmissie door een enkele ruit samen met een elektrisch verwarmde binnenzonwering. Hiervoor waren op de lamellen van de zonwering verwarmingsstrippen aangebracht.

Het tracergas werd geïnjecteerd in de toevoerleiding van de primaire lucht en dus tegelijk met de primaire lucht via de inductie-units in het vertrek gebracht.

In het vertrek werden, naast luchtsnelheids- en luchttemperatuurmetingen, op 2 × 5 plaatsen in de leefzone de gasconcentraties continu gemeten met behulp

van katharometers. Deze geven een elektrisch signaal dat – bij de toegepaste concentraties – evenredig is met de concentratie van het tracergas.

3. OPZET MEETPROGRAMMA

Zowel in een zomer- als in een wintersituatie werden een aantal proefnemingen gedaan waarbij de hoeveelheid uit het vertrek te voeren ventilatielucht steeds op een andere plaats werd afgezogen. Te weten:

- via de verlichtingsarmaturen
- via een afvoerrooster midden bovenin de achterwand
- via een afvoerrooster midden onderin de achterwand
- via een opening in de vloer midden voor de vensterbank.

De zomer- en wintersituatie werd gekozen omdat de in te brengen lucht dan resp. een onder- en een overtemperatuur diende te hebben, waardoor een tweetal totaal verschillende stromingspatronen gerealiseerd werden. De inblaascondities en het type inblaasrooster waren namelijk dusdanig gekozen dat in de winter de relatief warme lucht omhoog werd geblazen, bij het plafond gekomen omgebogen werd en dan langs het plafond verder bewoog tot ca. $1/2$ à $3/4$ vertrekdiepte. Er ontstond dus in de wintersituatie één door het gehele vertrek ronddraaiende luchtwervel. In de zomer daarentegen ontstond in de raamzone een kleine (primaire) wervel, die in de rest van het vertrek een tegengesteld draaiende secundaire wervel tot gevolg had.

Resumerend betekende dit dus het uitvoeren van een aantal metingen bij twee stromingsvarianten en een viertal varianten in de situering van de afvoeropening ten opzichte van de toevoeropeningen. Om te kunnen controleren of de luchtbeweging overeenkwam met het gewenste stromingspatroon werd, voordat met het toevoeren van tracergas begonnen werd, zowel het luchtstromingspatroon als de temperatuurverdeling in het vertrek be-

paald. Bij alle proefnemingen was de luchtstroming zoals hiervoor omschreven. De luchtsnelheden in de leefzone varieerden tussen 0,05 en 0,20 m/s, afhankelijk van de meetplaats. De luchttemperatuur werd op gemiddeld 23°C gehouden.

Als tracergas werd gebruik gemaakt van waterstof. De gasconcentratie in het vertrek werd laag gehouden (0,5–0,8 vol.%), onder andere om de mogelijke beïnvloeding van het stromingspatroon ten gevolge van het verschil in dichtheid tussen lucht en waterstof zo gering mogelijk te houden en ook uit veiligheidsoverwegingen. Immers een waterstoflucht-mengsel is onder bepaalde omstandigheden explosief. In woningen e.d. is om deze reden heliumgas beter geschikt. Een bepaalde hoeveelheid tracergas werd gedurende enige tijd in het vertrek gebracht. Indien aangenomen wordt dat een ideale menging van waterstof en lucht ontstaat neemt de concentratie exponentieel af met de tijd. Het concentratieverloop ten gevolge van de ventilatie wordt beschreven met de volgende differentiaalvergelijking:

$$-V \cdot \frac{dc}{dt} = \Phi \cdot C$$

Met de begincondities $c = c_0$ en $t = 0$ luidt de oplossing:

$$c = c_0 \cdot e^{-at}$$

Hierin betekenen:

V = volume van het vertrek

Φ = hoeveelheid ingeblazen lucht

a = ventilatievoud van het vertrek ($a = \Phi/V$)

t = tijdsverloop waarin de gasconcentratie daalt van c_0 tot c_t .

Uit bovenstaande formule volgt dat de concentratie-afname van het tracergas uitgezet tegen de tijd op enkel-logaritmisch papier een rechte is, waarvan de helling een maat is voor het ventilatievoud.

Bij de proefnemingen werden de elektrische signalen van de in het vertrek geplaatste katharometers gevoerd naar een meer-lijnschrijver met een lineair/logaritmische schaalverdeling, waardoor uit

de hellingen van de geschreven lijnen direct de optredende ventilatievouden te bepalen waren.

Door het vergelijken van de plaatselijk gemeten ventilatievouden met het theoretische ventilatievoud ontstaat een indicatie of een bepaalde plaats in de ruimte beter of slechter met verse lucht geventileerd wordt dan bij een ideale (volledige) menging kan worden verwacht.

Om de invloed van de diffusie zo gering mogelijk te houden werd het ventilatievoud bepaald uit de afname van de concentratie in een tijdsverloop van ca. 10 minuten, volgend op de periode waarin ten gevolge van de menging in de ruimte schommelingen in de concentratie optraden.

Uitwerking van de metingen in de mengperiode zou nl. tot onjuiste plaatselijke ventilatievouden leiden.

De dichtheid van waterstof ten opzichte van lucht is ongeveer 0,07. Om het effect van een eventuele beïnvloeding van het stromingspatroon door het lichtere waterstof te kunnen beoordelen werd bij een

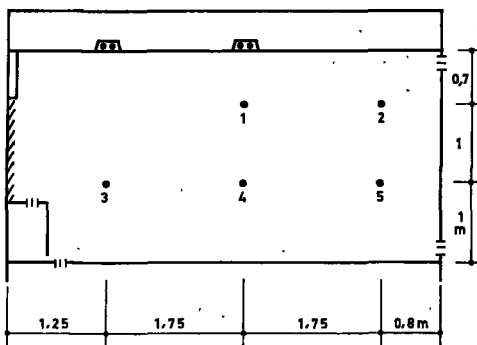
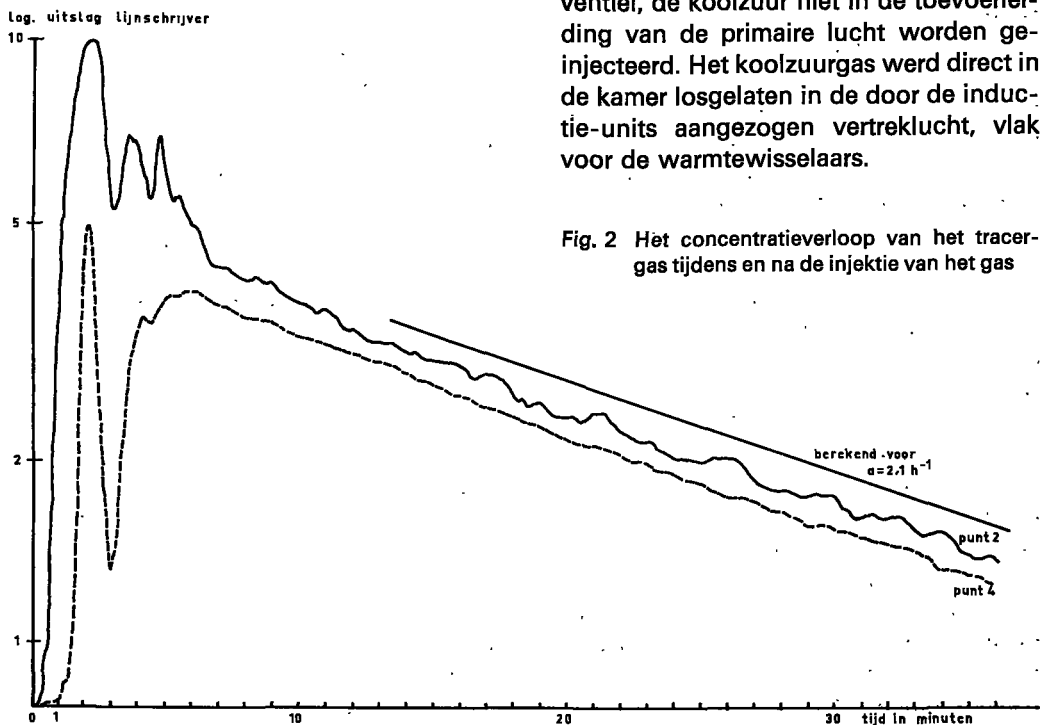


Fig. 1 Plaats van de meetpunten in een langsdoorsnede

aantal proefnemingen het zwaardere koolzuur als tracer gas gebruikt (dichtheid koolzuurgas ten opzichte van lucht is ongeveer 1,5). Koolzuur heeft o.a. als nadeel: de ca. 10-maal geringere gevoeligheid van de katharometers, het reeds in de lucht aanwezige koolzuur (0,03 vol. %) en, bij toepassing in bewoonde ruimten, de koolzuurproductie door de mens zelf. Bij het uitvoeren van de proefnemingen kon, in verband met het herhaaldelijk dichtvriezen van het reduceerventiel, de koolzuur niet in de toevoerleiding van de primaire lucht worden geïnjecteerd. Het koolzuurgas werd direct in de kamer losgelaten in de door de inductie-units aangezogen vertrekklucht, vlak voor de warmtewisselaars.

Fig. 2 Het concentratieverloop van het tracer gas tijdens en na de injectie van het gas



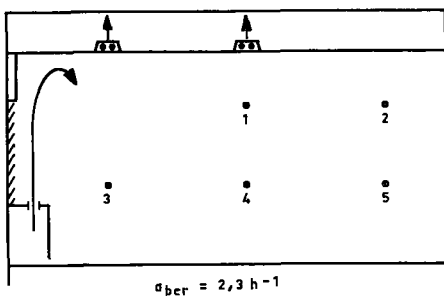
proefneming

plaats

doorsnede I

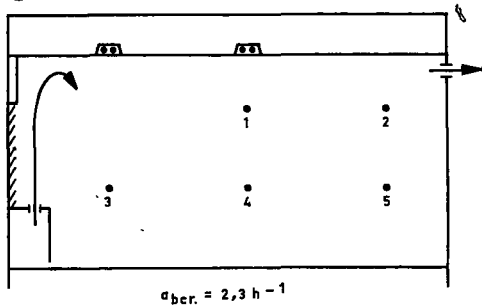
doorsnede II

a



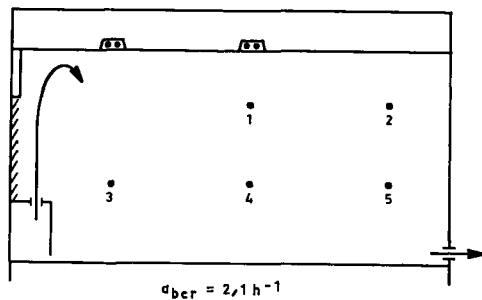
1	2,5	2,3
2	2,4	2,4
3	2,2	2,3
4	2,2	2,2
5	2,3	2,2

b



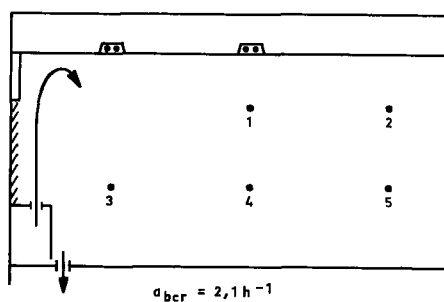
1	2,5	3,0
2	2,5	2,7
3	2,2	2,5
4	2,5	2,8
5	2,5	2,6

c



1	1,9	2,0
2	2,0	2,1
3	2,0	2,1
4	1,9	2,0
5	1,9	2,0

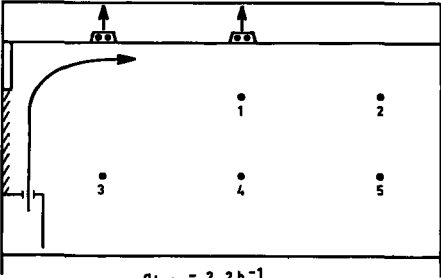
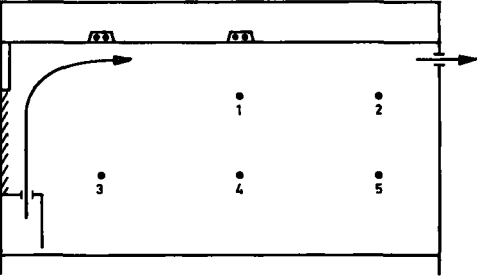
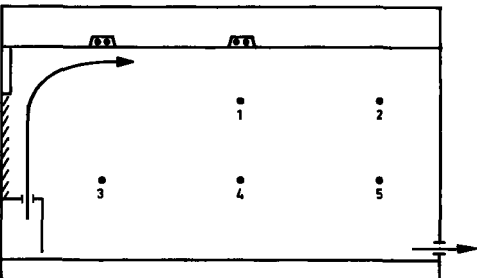
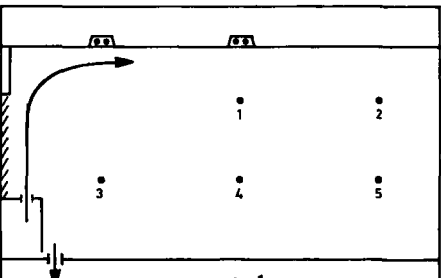
d



1	2,3	2,2
2	2,1	2,1
3	2,2	2,1
4	2,2	2,1
5	2,1	2,1

Tabel Overzicht van plaatselijk bepaalde ventilatievouden per uur voor vier afzuig-situaties in de zomer en voor dezelfde vier afzuigsituaties in de winter

ZOMER

proefneming	plaats	doorsnede I	doorsnede II	
c 				met CO ₂
	1	2,3	2,3	2,0
	2	2,2	2,1	1,9
	3	2,0	2,1	1,9
	4	2,2	2,2	2,1
	5	2,0	2,0	2,0
d 				met CO ₂
	1	2,5	2,5	2,2
	2	2,4	2,4	2,0
	3	2,4	2,4	2,3
	4	2,3	2,5	2,3
	5	2,2	2,3	2,0
e 				met CO ₂
	1	2,5	2,3	2,4
	2	2,2	2,1	2,2
	3	2,3	2,3	2,3
	4	2,3	2,3	2,3
	5	2,1	2,2	2,2
f 				met CO ₂
	1	2,2	2,4	2,6
	2	2,4	2,1	2,4
	3	2,2	2,2	2,5
	4	2,3	2,2	2,6
	5	2,0	2,0	2,5

WINTER

4. RESULTATEN VAN DE PROEVEN

Zoals reeds vermeld, werd op 2×5 plaatsen in het vertrek de afname van de tracergas-concentraties gemeten. De meetplaatsen bevonden zich in de leefzone van een langsdoorsnede over het hart van een inductie-unit (I) en een langsdoorsnede midden tussen beide units in (II) (zie figuur 1). Doordat de afdeling de beschikking heeft over vijf katharometers konden de metingen in de beide doorsneden niet tegelijk geschieden. Zij werden na elkaar verricht met tussen de meetseries een voldoende lange wachttijd.

Figuur 2 geeft een beeld van het concentratieverloop van de waterstof op een tweetal plaatsen in het vertrek. Uit deze en uit de andere waarnemingen blijkt dat binnen een tijdsverloop van 1,5 à 2 minuten alle katharometers een gasconcentratie registreerden. Daarna vond een periode van menging plaats, herkenbaar aan de sterke fluctuaties in de concentratie. De overige katharometers gaven

ongeveer hetzelfde beeld en deze lijnen zijn omwille van de duidelijkheid weggelaten.

De tabel geeft voor de acht verschillende onderzoeken een overzicht van de uit de metingen afgeleide ventilatievouden en het berekende ventilatievoud, indien wordt aangenomen dat een ideale menging wordt bereikt tussen de vertrek-lucht en de ingeblazen ventilatielucht.

De verschillen tussen de plaatselijke ventilatievouden en het berekende ventilatievoud bedroegen ca. 10%, behalve de metingen van proef b in doorsnede II en die van proef h (met CO_2), eveneens in doorsnede II, die om niet te achterhalen redenen gemiddeld 20% hoger waren.

5. CONCLUSIE

De proefnemingen op ware grootte toonden aan dat bij de onderzochte situaties de vrees voor het ontstaan van 'dode' hoeken in de leefzone ongegrond is.

EISEN TE STELLEN AAN VENTILATIE- EN AIRCONDITIONING-INSTALLATIES VOOR ZIEKENHUIZEN TER VERMINDERING VAN HET GEVAAR VOOR KRUISINFECTIES VIA DE LUCHT

Ir. H. B. Bouwman

De inhoud van de navolgende paragrafen is ontleend aan studies welke werden ver- richt in het kader van het werk van de Commissie Kruisinfectie. Deze Com- missie werd in 1970 ingesteld om ad- viezen uit te brengen ten behoeve van de Nieuwbouw van de Academische Zieken- huizen.

De taak van deze Commissie was vooral aandacht te besteden aan het vermijden van kruisinfecties via de lucht.

Voor zover deze studies ook van belang zijn voor ziekenhuizen in het algemeen zullen deze worden gepubliceerd in de herdruk van het rapport 'Richtlijnen ter preventie van ziekenhuisinfecties', uit te geven door de Gezondheidsraad.

Dank is in het bijzonder verschuldigd aan de leden van de Werkcommissie Dr. J. Bijlmer en J. Ris, arts († mei 1975), incidenteel aangevuld met andere des- kundigen op bepaalde gebieden. Gaarne noemen wij ook Dr. J. Wester die door zijn stimulerende kracht veel aan het tot- standkomen van de studies heeft bijge- dragen.

Een woord van dank is verder verschul- digd aan de Gezondheidsraad voor zijn toestemming ook in het voor U liggende boekje gebruik te maken van de uitge- brachte adviezen. Bij de bewerking daar- van voor de nu volgende verhandeling is door de samensteller (onderzoeker bij IG-TNO en secretaris van de Werkgroep van de Commissie Kruisinfectie) getracht een overzicht te geven van alle studies voor zover deze van meer algemene strekking zijn, waarbij de stof, die reeds

eerder enigermate uitvoerig op TVVL- TNO-dagen werd behandeld, sterk werd bekort.

1. INLEIDING

In een ziekenhuis kunnen patiënten op vele wijzen een zogenaamde zieken- huisinfectie oplopen. Een dergelijke infec- tie wordt volgens de definitie van de Gezondheidsraad kruisinfectie genoemd als sprake is van een zich tijdens of na het verblijf in het ziekenhuis manifesterend ontstekingsproces als gevolg van een be- smetting met micro-organismen die in het ziekenhuis op de patiënt is overgebracht. Het angelsaksische woord 'cross infec- tion' dekt niet het nederlandse woord kruisinfectie maar het nederlandse begrip 'kruisbesmetting', waarbij nog niet van een infectie sprake is.

Kruisinfecties kunnen op vele wijzen worden veroorzaakt, meestal door con- tact, eventueel via besmette goederen, maar ook door niezen, hoesten, of via de lucht. Bij kruisinfectie via de lucht blijkt dat er vrijwel altijd sprake is van een situatie waarin de kiemen via stofdeeltjes, ingedroogde hoestdruppeltjes, of huid- schilfers worden overgebracht. Kiemen, onverschillig of dit bacteriën of virussen zijn, komen zelden 'los' in de lucht voor. En als ze 'los' in de lucht voorkomen zijn ze meestal niet of nauwelijks levensvat- baar als ze weer in contact komen met een mens.

Deeltjes waarop nog levensvatbare bac-

teriën of virussen voorkomen zijn zelden kleiner dan $5\text{ }\mu\text{m}$. Men zou dus kruisinfecties goeddeels kunnen voorkomen als men zou kunnen verhinderen dat deeltjes in de lucht komen groter dan $5\text{ }\mu\text{m}$. Dit nu is nauwelijks bereikbaar. De mens beweegt zich, strooit onnoemelijk veel huidschilfers groter dan $5\text{ }\mu\text{m}$, geeft textieldeeltjes af, wervelt stof op van de vloer, neemt straatvuil aan zijn schoenen mee, enz.

Het voorkómen van kruisinfecties via de lucht komt dus in beginsel neer op de volgende maatregelen:

- voorkomen dat deeltjes worden afgegeven
- voorkomen dat stof kan worden opgewerveld of rondgewerveld
- voorkomen dat afgegeven of opgewerveld stof zich van één patiënt naar een andere patiënt kan verplaatsen
- zorgen dat de lucht die bij een patiënt komt, of in een patiëntenkamer wordt ingeblazen, 'schoon' is.

Dit is te bevorderen door het nemen van bepaalde maatregelen:

het afgeven van huidschilfers kan worden voorkomen met afsluitende kleding (operatieteam)

het opwervelen van stof kan bijv. worden verminderd door herhaaldelijk schoonmaken, toepassing van de juiste vloeren, en het dragen van stofdichte sloffen om de schoenen (operatiekamer)

ongewenste luchttransportrichtingen kunnen worden tegengegaan door keuze van juiste drukverhoudingen tussen de verschillende ruimten

de ingeblazen lucht kan kiemarm worden gemaakt door filtratie

optredend transport van kiemen naar de patiënt toe in een bepaalde ruimte kan worden verminderd door het realiseren van een gunstig luchtcirculatiepatroon in die ruimte (operatiekamer).

Hierna zullen de volgende aspecten worden behandeld:

- in hoeverre is recirculatie van de lucht in ziekenhuizen aanvaardbaar
- opmerkingen over onderdelen van airconditioning-installaties in verband met het voorkomen van kruisinfecties
- opzet van de klimaatcode
- luchtfilterspecificaties voor ziekenhuizen
- stromingsverschijnselen door open deuren
- isolatie van patiënten, in het bijzonder normale isolatie
- omgekeerde isolatie van patiënten
- algemene richtlijnen voor de keuze van een klimaatcodering
- algemene opmerkingen over het vermijden van infecties in de operatiekamer
- aanbevelingen voor het klimaat van een gehele operatie-afdeling
- aanbevelingen voor de ventilatie van operatiekamers.

2. RECIRCULATIE

In een vorige studie over recirculatie (publ. 438 van het IG-TNO), voorgedragen op de TVVL-TNO-dag 1972, is uitvoerig op dit onderwerp ingegaan. Uit de daar gegeven berekeningen blijkt dat wanneer in een bepaald vertrek 10^6 van een bepaald soort kiemen per uur vrijkomen, hiervan via het ventilatiesysteem slechts 6,6 kiemen per m^3 lucht terugkomen in een willekeurige andere kamer. Dit getal geldt als 20 kamers van 100 m^3 , aangesloten op één luchtcentrale, met vier luchtwisselingen per uur doorgespoeld worden, waarvan er twee uit verse lucht bestaan, zodat er 50% gerecirculeerd wordt, en wanneer de recirculatielucht een filter passeert dat 90% van die kiemen vangt. De verdunning is dan reeds 1 op 380!

Vangt het filter 99% van de kiemen dan komen er in een willekeurige kamer i nog slechts 0,63 kiemen per m^3 lucht binnen die afkomstig zijn uit een willekeurige andere kamer k. De verdunning is dan reeds ca. 1 op 4000.

Bij toepassing van een warmteregenerator die 3% recirculeert (hetgeen reeds zeer hoog is!) en een filter dat 90% vangt is het aantal kiemen dat in kamer i terugkomt uit kamer k nog slechts 0,38 kiem/m³, hetgeen een verdunning betekent van 1 op 6500.

Vagebonderende stromen door open deuren zullen veel grotere transporten kunnen opleveren (zie paragraaf 6). Toepassing van recirculatie houdt – mits men de juiste filters gebruikt – een verwaarloosbaar gevaar in voor de meeste ruimten in een ziekenhuis en wordt dus door de Commissie Kruisinfectie toelaatbaar geacht. Wel gaat de voorkeur uit naar een systeem met warmteterugwinning omdat in dat geval minder zware eisen aan de filters behoeven te worden gesteld, en een tijdelijk minder goed werkend filter dan ook een geringere toename van de risico's betekent.

Voor verdere getallen wordt naar de genoemde publikatie verwezen. De gekozen vangcijfers berusten op de overweging dat buitenlucht over het algemeen zeer weinig kiemen bevat, de recirculatielucht over het algemeen betrekkelijk veel, en vooral in de bevochtigingssectie zich kiemen kunnen vermeerderen.

3. KRUISINFECTIES

BIJ TOEPASSING VAN LUCHT-BEHANDELINGSINSTALLATIES

3.1 Inleiding

Om kruisinfecties als gevolg van de toepassing van luchtbehandelingsinstallaties te kunnen voorkómen is inzicht in de opbouw van luchtbehandelingsinstallaties uiteraard onmisbaar.

In het onderstaande wordt getracht aan te geven waar en welke gevaren er op dit punt denkbaar zijn en eventueel hoe deze kunnen worden voorkomen.

Voor dit laatste wordt tevens verwezen naar de beschrijving van de klimaatcode in paragraaf 4.

Alvorens tot bespreking van de verschil-

lende onderdelen over te gaan zijn de volgende opmerkingen van belang:

- bij de bespreking van luchtfilters wordt in deze paragraaf hun functie kort besproken. De aanbevolen basiseisen zijn vermeld in paragraaf 4, de specificaties in paragraaf 5
- de beschouwingen welke leiden tot de aanbeveling voor de richting (niet de grootte) van de drukverschillen voor een kamer met sluis zijn behandeld in paragraaf 7
- de aanbevelingen in paragraaf 4 voor de grootte van de drukverschillen tussen ruimten berusten op beschouwing van de luchtbewegingen bij open deuren in paragraaf 6
- het besluit van de Commissie Kruisinfectie op de vergadering van 2 maart 1971 te Utrecht om recirculatie in ziekenhuizen onder bepaalde voorwaarden toe te laten berust op de beschouwingen in paragraaf 2.

3.2 Onderdelen van luchtbehandelingsinstallaties

Indien wij de lucht volgen op zijn weg van buiten naar de luchtbehandelingsinstallatie (Fig. 1) tot deze lucht weer wordt afgevoerd naar buiten, ontmoeten wij achtereenvolgens de meeste van de volgende elementen:

buitenluchtrooster	luchtdistributiekanalen
buitenluchtfILTER	inblaaselementen
luchtvoorverwarmer	afzuigroosters
klepsectie	afzuigkanalen
toevoerventilator	afzuigventilator
koeler	klepsectie (3.2.4.)
bevochtigingssectie	recirculatieluchtfilters
naverwarmer	eventueel warmteregenerators
geluiddemper	
nafiltersectie	afvoerrooster

Varianten op de volgorde, welke in figuur 1 is aangegeven, zijn in beperkte mate mogelijk, bijv. zoals in figuur 2.

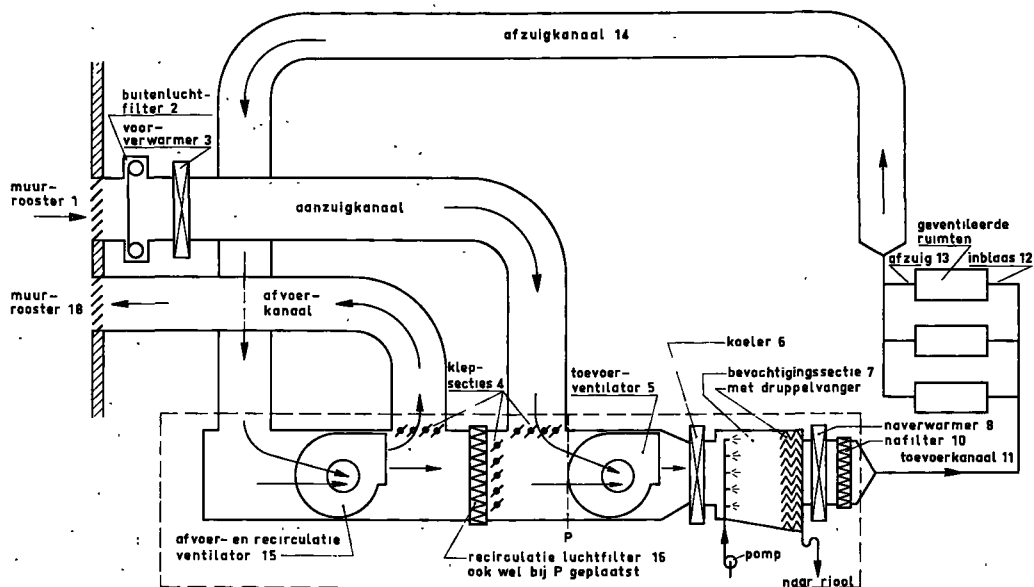
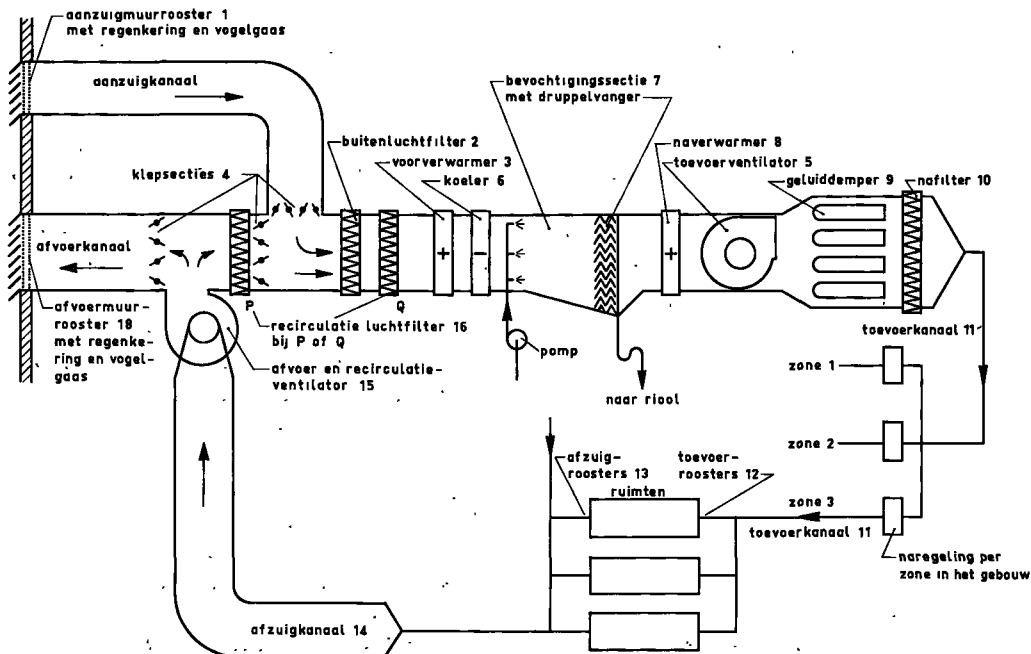


Fig.1 Schema van een luchtbehandelingsinstallatie

Fig. 2 Alternatief schema van een luchtbehandelingsinstallatie



3.2.1 Buitenluchtrooster

Dit moet regeninslag tegengaan. Tevens is in het rooster gaas ingebouwd met het doel vogels, muizen, bladeren e.d. tegen te houden.

3.2.2 Buitenluchtfilter

Dit dient het fijnere stof grotendeels tegen te houden, zoals vezeltjes, straatstof, roetvlokken, pluisjes e.d.

3.2.3 Luchtvoorverwarmer

Deze wordt soms vrij dicht bij het buitenluchtrooster en het buitenluchtfilter aangebracht om te voorkomen dat 's winters zeer koude lucht over grotere afstand naar de luchtcentrale getransporteerd moet worden, hetgeen tot – vooral in een ziekenhuis ongewenste – condens aan de buitenzijde van deze leiding aanleiding kan geven.

3.2.4 Klepsectie

Door manoeuvreren met de twee of drie klepregisters wordt de verhouding tussen verse buitenlucht en recirculatielucht geregeld.

3.2.5 Toevoerventilator

Deze transporteert de lucht door de luchtcentrale en de luchtdistributiekanaal tot in de ruimten waarvoor de lucht bestemd is.

3.2.6 Koeler

Deze koelt de lucht niet alleen, maar is tevens in staat, wanneer de buitenlucht veel vocht bevat, vocht uit de lucht uit te koelen en op die wijze te drogen. Men droogt dan niet verder dan nodig is, zodat nabevochtiging overbodig is. 's Winters zal de koeler meestal wel buiten bedrijf zijn.

De lucht is dan ook meestal te droog en wordt dan in de bevochtigungssectie bevochtigd.

In de literatuur wordt op een aantal plaatsen gewezen op het gevaar van de aanwezigheid van min of meer stilstaand water, als de behandelde of te behandelen lucht hiermede in aanraking komt.

Solberg [1] bericht dat als condens op een luchtkoeler is ontstaan, bij het weer opdrogen van de koeler, deeltjes loslaten welke kiemen bevatten, die in de natte periode zijn opgezameld.

Ook Williams e.a. [2] citeren op pag. 209 van hun boek *Hospital Infection* 1966 dat *pseudomonas* is aangetroffen op gekoelde oppervlakken waarop zich condens had gevormd. Hoewel de Commissie Kruisinfectie deze gevaren voor goed uitgevoerde installaties gering acht, meent zij toch op grond van deze literatuur een nafilter te moeten eisen na een koeler waarop condensvorming kan optreden.

Koelen is ook mogelijk door de lucht rechtstreeks in contact te brengen met gekoeld versproeid water. Aangezien men bij dit systeem het koude water zal recirculeren, hetgeen niet voldoende veilig wordt geacht (zie bijv. Whyte [3]), wordt dit systeem van koelen voor een ziekenhuis niet toelaatbaar geacht.

3.2.7 Bevochtigungssectie met druppelvanger

Voor de bevochtiging van lucht worden verschillende methoden gevolgd welke meestal neerkomen op één der volgende systemen.

De Commissie Kruisinfectie meent dat in alle gevallen waarin met water bevochtigd wordt (3.2.7. 1/3), recirculatie van het water niet toelaatbaar is, ook niet wanneer aan het water een desinfectans wordt toegevoegd.

Bevochtiging met water is wel aanvaardbaar als geen recirculatie van het water wordt toegepast en geen stilstaande plassen water kunnen ontstaan die niet voortdurend verversd worden. Ook in dit geval mag geen desinfectans aan het bevochtigingswater worden toegevoegd.

3.2.7.1 Sproeikamer

Water regent door de kamer (Fig. 3). De lucht neemt vocht op bij zijn weg door de sproeikamer. De lucht bereikt meestal geen hogere relatieve vochtigheid dan 70 à 80%. De druppels zijn groot, de

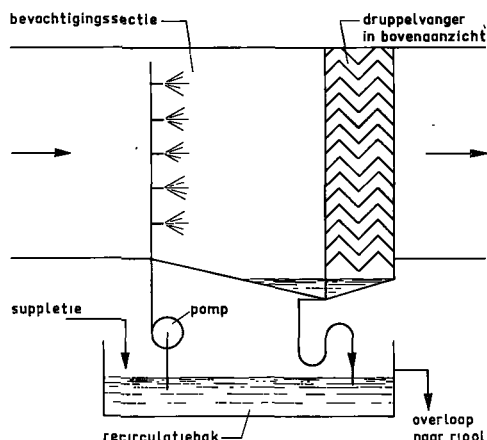


Fig. 3 Bevochtigingssectie met waterrecirculatie

vochtopname door de lucht is gering, d.w.z. in de orde van 1% van de hoeveelheid water welke wordt rondgepompt. Om het water 'vers' te houden en teveel indikking van de zouten te voorkomen wordt meer water gesuppleerd dan er verdampt; er is dus een continu verloop. De grotere druppels vallen snel naar beneden; de kleine druppeltjes worden meegedragen door de lucht en worden gevangen in een druppelvanger. Deze bestaat meestal uit een serie zigzagschotten en/of een pakket sponsachtig materiaal. De hoeveelheid water die de druppelvanger toch nog in druppelvorm passeert is meestal zeer gering, terwijl de druppeltjes zo klein zijn dat deze reeds kort na het passeren van de druppelvanger zijn verdampt. Daarbij worden de zouten zover geconcentreerd dat geen verdere verdamping meer optreedt.

Aangezien voor een ziekenhuis de recirculatie van water in een bak niet voldoende veilig wordt geacht (zie bijv. Whyte [3]), zou bij éénmalig gebruik van het water (Fig. 4) een onaanvaardbaar hoog waterverbruik ontstaan; d.w.z. dat – bij 1% rendement – voor de verdamping van elke kg water 99 kg water moet worden weggegooid.

3.2.7.2 Verstuivingskamer

Deze werkt op overeenkomstige wijze als de sproeikamer, echter met als belangrijk

verschil dat het water zeer fijn wordt verstoven, zodat met een veel geringere hoeveelheid water een betere bevochtiging van de lucht wordt bereikt, nl. in de orde van 85 à 92%. Hierbij kan worden bereikt dat van het water bij één passage 10%, 20% en meer verdampt (i.p.v. ca. 1% volgens het systeem beschreven onder 3.2.7.1).

De verstuuving kan nog op verschillende wijzen geschieden:

Directe verstuuving

Het water wordt onder verhoogde druk door verstuuvers geperst waardoor het water in zeer fijne druppeltjes wordt verdeeld.

Nadeel: de fijne verstuuvergaatjes zijn aan slijtage onderhevig en kunnen gemakkelijk verstoppingen. Regeling kan geschieden door groepsgewijs meer of minder verstuuvers te laten werken.

Bij regeling via de druk zou de druppelgrootte en het verdampingsrendement te sterk gaan variëren.

Luchtdrukverstuuving

Hierbij wordt water met behulp van luchtdruk verstoven: minder kans op verstoppingen, maar meer energieverbruik.

Roterende verstuuver

Hierbij wordt water op een zeer snel draaiende schijf gebracht waardoor het water eveneens zeer fijn wordt verdeeld.

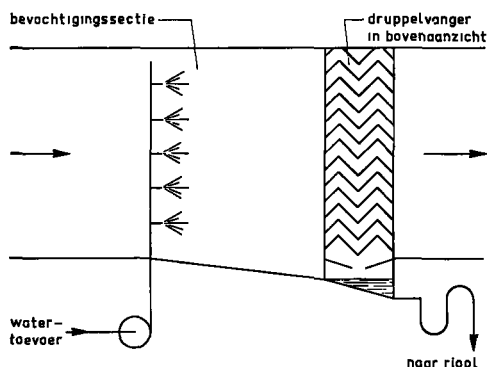


Fig. 4 Bevochtigingssectie zonder waterrecirculatie

Er is geen verstoppingsgevaar. Bij hoeveelheidsregeling blijven de druppeltjes fijn.

Toepassing van deze bevochtigingswijzen, in hoofdopzet volgens het schema van figuur 4, is onder bepaalde voorwaarden toelaatbaar. Bij wisselende mate van bevochtiging zullen de natte plekken in de druppelvanger van grootte wisselen (groter worden, opdrogen, groter worden, enz.).

Dit wordt in bacteriologisch opzicht niet als gevaar beschouwd zolang het sproeiwater maar niet wordt gerecirculeerd (in figuur 4 is recirculatie vermeden) en zolang geen stilstaande plassen water kunnen voorkomen die niet steeds door vers water worden vervangen.

Ook een uiterst geringe doorslag van de druppelvanger wordt niet als gevaar beschouwd zolang daardoor maar geen natte plekken in de kanalen ontstaan. De eventueel doorgelaten druppeltjes zijn zeer fijn, verdampen snel tot zoutstofjes en worden dan gevangen in het nafilter.

3.2.7.3 Bevochtigingspakket

Hierbij stroomt water over een pakket dat doet denken aan een soort honingraat (Fig. 5). Dit pakket wordt door de lucht doorstroomd. De lucht neemt vocht op uit het natte oppervlak van het pakket. Hierdoor komen geen fijne druppeltjes in de

lucht. Een druppelvanger is dan ook niet nodig.

Indien het bestaan van een min of meer stilstaande plas water in het pakket kan worden vermeden, moet ook deze methode voor ziekenhuisgebruik geheel aanvaardbaar worden geacht. Ook het beurtelings wat opdrogen en bevochtigt worden van het oppervlak van het bevochtigingspakket wordt in bacteriologisch opzicht niet als gevaarlijk beschouwd. Een praktijkonderzoek op dit punt wordt evenwel noodzakelijk geacht. Recirculatie van het water kan echter ook hier niet worden toegestaan.

3.2.7.4 Kathabar-systeem

Bij dit systeem wordt de bevochtiging geregeld door de lucht in contact te brengen met een recirculerende sterk hygroscopische zoutoplossing; kiemen blijven in deze oplossing niet leven. De Commissie Kruisinfectie acht dit systeem voor ziekenhuizen in bacteriologisch opzicht geheel aanvaardbaar.

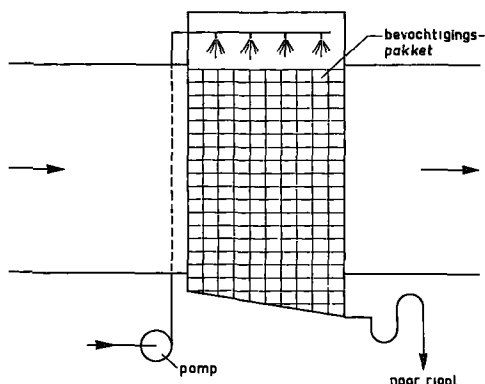
3.2.7.5 Stoombevochtiging

Hierbij wordt via een verdeelpijpsysteem stoom in de lucht gebracht. Bij de afkoeling van de stoom tijdens de vermenging met de lucht, kan over korte afstand nevelvorming worden waargenomen, welke stroomafwaarts evenwel vrij snel verdwijnt. Condens uit de stoomleiding dient vlak voor de regelklep en de 'sproei pijp' afgevoerd te worden om te voorkomen dat ook water (condens) in de lucht wordt geblazen (Fig. 6).

Een zeer geringe hoeveelheid in de lucht verstoven condens is echter geen bezwaar omdat deze een temperatuur heeft van ruim 100°C en dit water dus als steriel mag worden beschouwd. Bij juiste dimensionering kan worden voorkomen dat de nevel vaste delen treft, waarop anders natte plekken zouden kunnen voorkomen.

Onder juiste dimensionering dient te worden verstaan het kiezen van een stoombevochtiger van gerenommeerd fabrikaat welke geheel overeenkomstig de

Fig. 5 Bevochtigingssectie met bevochtigingspakket



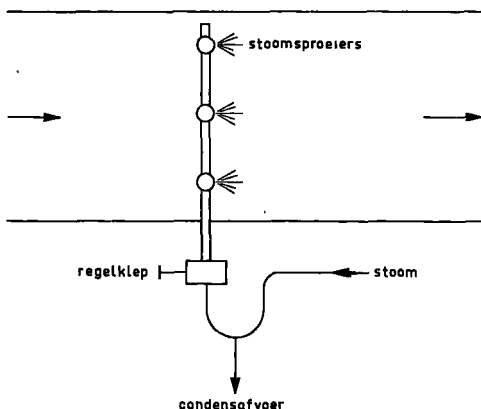


Fig. 6 Bevochtigingssectie met stoom'sproeiers'

aanwijzingen van de fabrikant wordt gemonteerd, aangesloten en gebruikt. Dit houdt o.a. in dat de stoom'sproeier' op een plaats in het luchtsysteem wordt aangebracht waar de luchtstroom gelijkmatig over de doorsnede is verdeeld en dat ook aan de afstroomzijde geen plotselinge richtingveranderingen aan de luchtstroom worden gegeven in de vorm van bochten, klepregisters of andere obstakels in het luchtkanaal.

Alleen dan kan de vorming van condensplassen, die ontoelaatbaar zijn, worden voorkomen.

Een druppelvanger wordt bij stoombevochtiging niet toegepast.

Bij stoombevochtiging wordt de lucht bij voorkeur reeds tot dicht bij de gewenste eindtemperatuur gebracht, opdat een snelle opname van de stoom (kort neveltraject) wordt bevorderd.

Dat de opwarming van de lucht door de stoom meestal gering is moge blijken uit het volgende voorbeeld:

Wordt per kg lucht van 14°C 5 gram vocht (een gemiddelde hoeveelheid) in de vorm van stoom van 100°C toegevoegd, dan stijgt daardoor de temperatuur van de lucht tot 14,8°C.

De gewenste eindtemperatuur kan vrij laag liggen als wij denken aan de zomer-toestand, waarbij de gewenste eindtemperatuur voor één der luchtkanalen van een tweekanaalsysteem bijv. bij 12°C

à 15°C kan liggen. Dit kan 's winters door de voorverwarmer (3.2.3) of 's zomers door de koeler (3.2.6) geschieden.

3.2.8 Naverwarmer

Na de bevochtigingssectie met waterverstuiving met evt. druppelvanger volgt de naverwarmer, om de lucht op inblaas-temperatuur te brengen. Bij systemen waarbij water versproeid of verstoven wordt, wordt de lucht bijv. van 14°C op 18°C of meer gebracht, om afhankelijk van het seizoen, de lucht te gebruiken voor koeling of verwarming. Bij stoombevochtiging wordt de lucht, voordat deze bevochtigd wordt, reeds vlak bij de gewenste eindtemperatuur gebracht, zodat dus bij de stoombevochtiging geen naverwarmer na de bevochtigingssectie wordt toegepast.

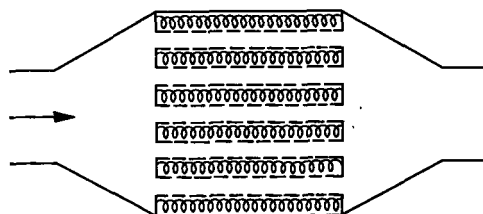
3.2.9 Geluiddemper

Als regel geldt dat de luchtbehandelingscentrale teveel lawaai in de vertrekken zal veroorzaken als geen geluiddempende maatregelen worden genomen. Deze kunnen bestaan in het aanbrengen van geluiddempende bekleding in de kanalen en/of het aanbrengen van een geluiddemper tussen de ventilatoren en de vertrekken. Wordt een geluiddemper toegepast dan wordt deze meestal in of vlakbij de luchtbehandelingscentrale geplaatst.

Betreft het de toevoer naar de vertrekken dan kan de demper na de naverwarmer (3.2.8) worden geplaatst; en tevens bij voorkeur vóór het nafiliter (3.2.10).

De meeste geluiddempers bestaan nl. in beginsel uit een aantal min of meer evenwijdige platte dozen van geperforeerd

Fig. 7 Schema van een mengdoos op een dubbel luchtkanaalsysteem



plaatmateriaal gevuld met geluidabsorberend vezelmateriaal.

Eén der mogelijkheden is in figuur 7 aangeduid. Op den duur bestaat er enige kans dat als gevolg van drukwisselingen wat vezeltjes in de luchtstroom komen. Bij plaatsing van de geluiddemper vóór het nafilter worden deze gevangen.

Indien het nodig is om ook verderop in de leidingen geluiddempers te plaatsen, bijv. om 'overspreken' tussen vertrekken via de luchtkanalen te voorkomen, dient het uitreden van vezelmateriaal van de dempers te worden belet door middel van een dunne, maar stevige folie op de plaatsen in de leidingen, waar de hoogste eisen aan de reinheid van de lucht worden gesteld.

3.2.10 Nafiltersectie

Deze wordt na de luchtverwarmer en bij voorkeur ook na de geluiddemper geplaatst, teneinde druppeltjes die door de druppelvanger geslipt zijn, gelegenheid te geven om alsnog te verdampen. Deze verdamping verloopt snel voor deze kleine druppeltjes, nl. binnen enkele honderdsten van een seconde, zodat deze druppeltjes verdampt zijn voordat deze op het filter kunnen komen. Het filter blijft dan droog. In vele installaties voor kantoren wordt het nafilter achterwege gelaten. In luchtcentrales welke lucht leveren voor inductiesystemen wordt door sommige firma's een nafilter toegepast o.a. om afzetting van zoutstof aan de tuitjes van de inductieunits te voorkomen. Na een bevochtigingsectie die goed blijft werken is een nafilter uit oogpunt van kruisinfecties niet noodzakelijk. Er zijn echter enkele gevallen bekend (uit persoonlijke mededelingen) dat de goede werking door welke oorzaak dan ook is verloren gegaan en dat tengevolge daarvan zich ernstige infecties hebben voorgedaan. Ook de literatuur noemt enkele gevallen: Whyte [3] en Williams [2] pag. 209.

Uit veiligheidsoverwegingen moet een nafilter dan ook noodzakelijk worden geacht. Overigens kan om een zeer fijn kalkzoutneerslag in de ruimten te voorkomen een nafilter wenselijk zijn.

3.2.10.1 Filters centraal of decentraal

Onder centrale opstelling van filters wordt verstaan dat de filters zijn ondergebracht in één groep die door de totale luchtstroom van één luchtcentrale doorstroemd wordt.

Onder decentrale opstelling van filters wordt verstaan dat de filters zijn ondergebracht in aftakkingen van de hoofdstroom naar de afzonderlijke vertrekken en dichtbij of vlakbij deze vertrekken.

Bij eerste beschouwing lijkt het of plaatsing van in het bijzonder de laatste filters in de luchtstroom het beste zou kunnen geschieden zo dicht mogelijk bij het vertrek waarvoor zij bestemd zijn.

Deze decentrale opstelling heeft echter de volgende nadelen:

- de verwisseling van de filters moet vertrek voor vertrek geschieden, hetgeen deze verwisseling tot een omvangrijk werk maakt, met hinder voor de betreffende vertrekken
- voor een goede toegankelijkheid van de filters zal bij decentrale opstelling meer ruimte nodig zijn dan bij centrale opstelling
- de moeilijke toegankelijkheid bij decentrale opstelling zal het feilloos inzetten van nieuwe filters bemoeilijken
- de controle van de filters op rendement, op inbouwfouten en beschadigingen, door middel van metingen op zoveel uiteenliggende punten wordt aanzienlijk meer werk en veroorzaakt meer storing in de vertrekken
- bij ongelijke vervuiling van deze verschillende decentrale filters bestaat er grote kans dat de aanvankelijk goed ingestelde drukverhoudingen in het systeem verloren gaan
- wijziging van de bestemming van ruimten kan het veranderen van de filterhouders voor deze ruimten noodzakelijk maken
- decentrale opstelling is duurder dan centrale opstelling van de filters.

Een centrale filterbank heeft al deze nadelen niet. Een nadeel van de centrale

filterbank lijkt dat men de lucht voor alle vertrekken, aangesloten op één luchtcentrale, door het nafilter moet sturen, terwijl mogelijk niet alle vertrekken nagefiltereerde lucht nodig hebben.

Een blik op tabel 1 in paragraaf 4 leert echter dat het nodig zijn van een nafilter meer door de opbouw van de luchtcentrale wordt bepaald, dan door bepaalde extra eisen die het vertrek dan nog zou stellen.

Een tweede nadeel van de centrale filterbank lijkt dat bij storing in de drukverdeling van het luchttoevoersysteem terugstroming in de toevoerkanalen gevreesd zou moeten worden.

Nu moet terugstroming in een toevoerkanaal tijdens het bedrijf al als bijzonder extreem worden beschouwd, temeer daar bij een centrale filterbank veel meer zekerheid bestaat dat de gewenste eenmaal ingestelde drukverdeling in de tijd niet meer zal veranderen. Bovendien zal de lucht dag en nacht in dezelfde richting door de kanalen gestuurd moeten worden, 's nachts evt. op verlaagde snelheid.

3.2.10.2 Vangrendementen van luchtfilters

Zoals wij in paragraaf 4 zullen zien zijn de grenzen van 98% voor het recirculatiefilter en 99% voor een nafilter naast elkaar gehandhaafd op grond van verschillende overwegingen.

Ten eerste geldt dat het filter van 98% vangst tweemaal zoveel doorlaat als het filter van 99%. Het filter van 99% vangt dus in wezen tweemaal zo goed en zal reeds daarom duidelijk duurder zijn.

Ten tweede zal men met het iets eenvoudiger recirculatiefilter (98%) het nafilter reeds in belangrijke mate ontlasten, hetgeen voor dit duurdere nafilter zal leiden tot een aanmerkelijk langere standtijd. Het toepassen van een nafilter met een vangst van 99% voor deeltjes van 5 μm met lange standtijd vindt reeds thans ook voor kantoorgebouwen meer en meer ingang en kan dus ook voor ziekenhuizen geen buitengewone eis worden genoemd.

Voor bepaalde afdelingen, zoals de operatie-afdeling, worden hogere eisen aan het nafilter gesteld.

3.2.11 Distributiesysteem

Voor de luchtkanalen worden vele materialen gebruikt. Veel toegepast worden verzinkt plaatstalen kanalen, maar ook aluminium en andere materialen komen in aanmerking.

Bij het transport van koude lucht bestaat kans op condensatie aan de buitenzijde van de kanaalwand, maar zolang de relatieve vochtigheid en de temperatuur in het gebouw tot een dauwpunt leiden dat beneden de temperatuur van de lucht in het kanaal ligt, is geen condensatie te vrezen op de buitenzijde van het kanaal. Het is echter mogelijk dat als gevolg van vochtontwikkeling in bepaalde ruimten daar een hoger vochtgehalte en bijgevolg een hoger dauwpunt aanwezig is. In deze gevallen kan het nodig zijn om de kanalen van een warmte-isolerende laag te voorzien, afgewerkt met een dampdichte laag, om condens op de buitenzijde van de leiding (of zelfs in de isolatie) te voorkomen.

In de luchtkanalen kan zich in de loop der jaren stof verzamelen op de bodem van de kanalen. Vlak bij de kanaalwand zijn de luchtsnelheden zeer laag, zodat het stof daar niet meer door de luchtstroom wordt meegenomen, hetgeen oorzaak is dat zich op den duur een stoflaagje kan vormen. Dit laagje zal niet opnieuw in de lucht geraken. De meeste kiemen in dit stoflaagje zullen op den duur hun levensvatbaarheid verliezen.

Williams e.a. [4] zijn van mening dat er 'no evidence' is dat het stof in de toevoerkanalen een reëel gevaar inhoudt, ook al is stroomafwaarts geen filter meer aanwezig.

3.2.12 Luchtinblaaselementen

Hier zijn vele mogelijkheden aanwezig.

Er kan sprake zijn van:

- luchtroosters alleen, of roosters in combinatie met ervoor gelegen inductie-apparaten

- inductie-apparaten
- mengdozen
- naverwarmers en/of koelers.

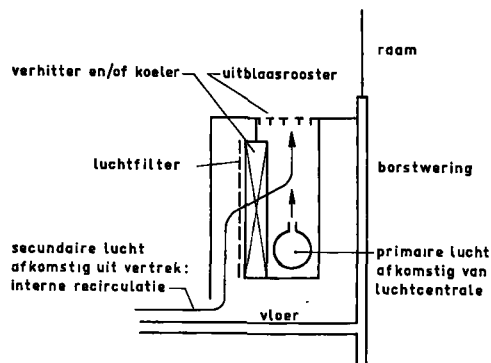
3.2.12.1 Inblaasroosters

Bij luchtroosters kan zich, ondanks de filtrering van de lucht, op den duur stof afzetten op de schoepen. Dit moet onvermijdelijk worden geacht, tenzij men alle lucht door absoluutfilters zou voeren, hetgeen onbetaalbaar is. Het stof op de roosters zal moeten worden geaccepteerd. De kans op vermenigvuldiging van gevaarlijke kiemen in dit stof moet verwaarloosbaar worden geacht zolang het stof droog blijft. Een beperkte filtrering van de lucht moet dan ook voor de meeste ruimten in het ziekenhuis voldoende worden geacht. Inblaasroosters zal men meestal vrij hoog aanbrengen. Aan de plaatsing van de inblaasroosters in een vertrek zijn echter, zowel uit luchttechnisch als hygiënisch oogpunt, zoveel aspecten verbonden dat daar in dit bestek niet verder op kan worden ingegaan.

3.2.12.2 Inductie-apparaten

Deze werken in beginsel volgens figuur 8. Bij een inductie-apparaat is de primaire lucht in beginsel buitenlucht, die via de luchtbehandelingsinstallatie aan het inductie-apparaat wordt toegevoerd. Deze lucht wordt door kleine openingen in de vorm van straaltjes uitgeblazen. Deze zuigen lucht aan uit het vertrek welke

Fig. 8 Schema van een inblaasdoos waarmee naverwarming en nakoeling van de inblaaslucht mogelijk is



lucht daarbij gedwongen wordt een koeler of verhitter te passeren. Soms wordt een filter voor het koeler-/verhitterelement geplaatst. Een nadeel van een inductie-apparaat is dat stof uit het vertrek zich in de loop der tijd op het element of op het filter kan afzetten. Dit kan dan bijv. staphylococcon en tubercelbacteriën bevatten van patiënten welke achtereenvolgens in het vertrek hebben vertoefd. Bij het loslaten van het stof op het element of bij het uitnemen van het filter (om het schoon te maken) kunnen stofplukken loslaten die dan in recirculatie komen in het vertrek, hetgeen niet gewenst is. Het schoonmaken van de filters (en de elementen) door schoonzuigen wordt alleen toelaatbaar geacht, indien dit geschiedt met een centraal stofzuigstelsel waarbij tevens de filters van de inductie-unit niet uit het apparaat behoeven te worden genomen. Voorts dient in ieder geval te worden voorkomen dat zich op de koeler incidenteel condens vormt, aangezien dit broedplaatsen voor kiemen zou kunnen opleveren.

Men dient de installatie zo te ontwerpen dat condensvorming op de koeler niet zal voorkomen; in dat geval worden koelers in inductie-apparaten acceptabel geacht. Het centrale stofzuigstelsel kan uiteraard ook elders voor huishoudelijk gebruik worden toegepast, indien dit toch op welke gronden dan ook, een noodzakelijke voorziening wordt geacht.

De ASHRAE meldt dat sinds 1974 inductie-units in gevoelige ruimten zoals de intensive care worden toegelaten, o.a. op voorwaarde dat de opening van de omkasting waardoor de secundaire lucht wordt aangezogen zich op tenminste 30 cm boven de vloer bevindt.

3.2.12.3 Mengdozen

Hierbij wordt de lucht vlak voordat deze in het vertrek treedt, samengesteld door menging van twee soorten lucht welke afkomstig zijn van twee afzonderlijke kanaalsystemen: één voor koudere lucht en één voor warmere lucht. De verhouding van de hoeveelheid koudere en

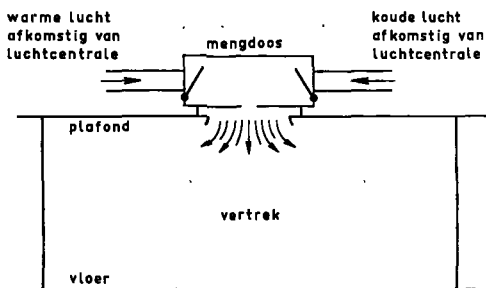


Fig. 9 Schematische doorsnede van een roterende warmteregenerator

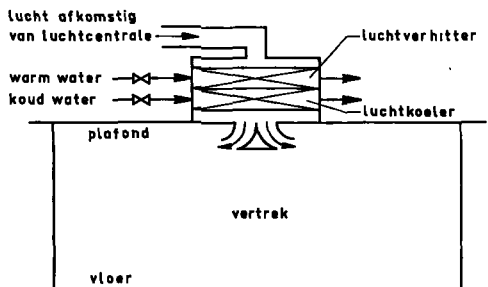
warmere lucht wordt automatisch naar behoefte geregeld (Fig. 9).

In deze mengdozen komen geen verhitters of koelers voor. Op den duur kan zich hierin wat stof afzetten omdat onder omstandigheden in bepaalde delen van de doos de luchtsnelheden laag zijn. Dit stof wordt door de Commissie Kruisinfectie niet als een reëel gevaar beschouwd.

3.2.12.4 Decentrale naverwarmers en/of koelers

Wanneer slechts één soort lucht in het gebouw wordt gedistribueerd, d.w.z. lucht met één temperatuur, kan men de temperatuur in een vertrek bijregelen door de lucht vlak voordat deze het vertrek binnentreedt wat na te verwarmen of na te koelen (Fig. 10). Hierbij is stofafzetting op de koelers en/of verhitters denkbaar. Dit stof zal echter niet afkomstig zijn uit het ziekenhuis, tenzij recirculatie wordt toegepast. Maar dan passeert de lucht recirculatieluchtfilters en soms ook het nafilter en zal dus nog geen gevaar opleveren.

Fig. 10 Doorsnede van een geluiddemper van het coulissen-type



3.2.13 Afzuigroosters.

Deze kunnen zich bevinden in de vertrek-wanden of in het plafond. In de gevallen waar de warmte-afvoer van belang is, kan men overwegen de afzuigroosters vrij hoog in het vertrek te plaatsen. Afzuiging wat dicht bij de vloer, zou het voordeel hebben dat opgewerveld stof wordt afgevoerd:

tegenover het nadeel van een verhoogde vervuilingkans van de afvoerroosters staat het voordeel dat wat meer zwevende deeltjes uit de kamer worden afgevoerd. Indien de afgezogen lucht voor recirculatie zou worden gebezigd zou afzuiging wat hoger boven het vloerniveau de hoeveelheid te vangen stof in de recirculatielucht beperken. Uit oogpunt van de vermindering van de kansen op kruisinfecties via de lucht kan de vraag of lagere of hogere plaatsing van de afzuigroosters beter is, niet worden beantwoord: het algemene patroon van de luchtbeveiligingsverdeling kan soms zowel worden bereikt met hooggelegen als met laaggelegen afzuigroosters.

3.2.14 Afzuigkanalen

Hiervoor gelden overeenkomstige opmerkingen als voor de toevoer(=distributie)-kanalen. Indien de afgezogen lucht niet voor recirculatie wordt gebruikt zou vervuiling van de afzuigkanalen niet ernstig behoeven te zijn. Indien deze lucht wel voor recirculatie wordt gebruikt moet men bedenken dat deze lucht toch eerst gefiltreerd wordt voordat deze opnieuw behandeld en in recirculatie wordt gebracht. De mogelijkheid van omkering van de luchtstroom in de afzuigkanalen moet in een ziekenhuis worden voorkomen. Maar aangezien de installaties in een ziekenhuis voor ruimten waar patiënten komen dag en nacht moeten blijven doorlopen – 's nachts eventueel op lagere snelheid – is kans op omkering alleen denkbaar ingeval van een bedrijfsstoring. In Engeland worden vaak terugslagkleppen toegepast. Deze veroorzaken soms geluid (klapperen, fluiten). Bij matig onderhoud blijven ze op den duur door

vervuiling hangen, zodat ze hun functie dan niet meer vervullen.

3.2.15 Afzuigventilator

De ingebrachte lucht stroomt niet vanzelf naar buiten.

Zonder afzuigventilator zou de overdruk in het gebouw waarschijnlijk ook te hoog worden, hetgeen onnodig lekverliezen zou opleveren door ondichtheden in de gevel.

De afzuigventilator dient voor het overwinnen van de weerstand in het afvoersysteem. Deze ventilator kan er tevens voor zorgen dat de druk in het gebouw en de diverse ruimten slechts iets hoger is dan de atmosferische druk, om binnentrekken van (bijv. koude) buitenlucht door de spleten in de gevel te voorkomen. De afzuigventilator kan tevens dienen om het deel van de lucht dat gerecirculeerd moet worden door het recirculatiefilter te voeren.

3.2.16 Recirculatieluchtfilter

Als ná de bevochtigingssectie een nafilter nodig is als gevolg van de gekozen bevochtigingsmethode, mag men het recirculatiefilter toch niet weglaten op grond van de overweging dat de recirculatielucht toch ook door de nafilter gaat. Men moet nl. voorkómen dat kiemen uit de recirculatielucht in de bevochtigingssectie kunnen komen en daar geactiveerd kunnen worden. Bij toepassen van recirculatie zal het recirculatieluchtfilter altijd nodig zijn, ongeacht het feit of er na de bevochtigingssectie een nafilter nodig is. Bij installaties voor kantoorgebouwen ontbreekt soms het recirculatiefilter, maar in een ziekenhuis is – als er sprake is van recirculatie – een recirculatiefilter een vereiste.

3.2.1/10 + 3.2.15/16 Luchtcentrale

Met een streeplijn is in figuur 1 omraamd hetgeen meestal samengebouwd is tot luchtcentrale. Deze luchtcentrale wordt tegenwoordig vrijwel altijd als geprefabriceerd apparaat vervaardigd. Daarbij komt zowel de uitvoering voor waarbij de

centrale in delen wordt aangevoerd, als de uitvoering waarbij de gehele centrale met een kraan op zijn plaats wordt gezet.

Vroeger werden de elementen, zoals ventilator, verhitters, koelers, sproeiers en druppelvangers, vaak in een bouwkundig uitgevoerde ruimte gemonteerd; deze bouwwijze is thans grotendeels verlaten.

3.2.17 Warmteterugwinning

Hieronder wordt verstaan het terugwinnen van warmte uit de naar buiten afgevoerde lucht om daarmee de van buiten aangezogen lucht op te warmen.

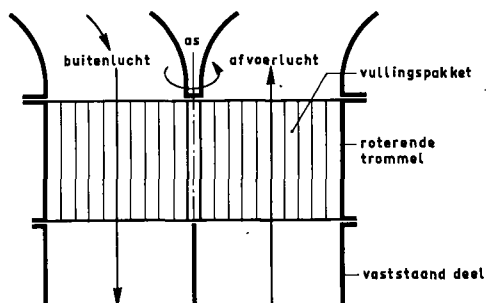
Er zijn verschillende systemen op de markt. Deze laten zich in twee groepen verdelen: de warmteregeneratoren, waarbij beurtelings afvoerlucht en buitenlucht langs eenzelfde oppervlak strijken, en de warmterecuperatoren waarbij de afvoerlucht en de buitenlucht niet met eenzelfde oppervlak in aanraking komen. Het eerste type zouden wij ook het 'open type' kunnen noemen en het tweede het 'gesloten type'.

3.2.17.1 Roterende warmteregeneratoren – open type

Van de meeste op de markt verkrijgbare regeneratoren bestaat het werkzame deel uit een vulling van materiaal met veel oppervlak.

Dit oppervlak wordt beurtelings in de ingaande en de uitgaande luchtstroom gebracht (Fig. 11). Daardoor wordt het materiaal bijv. eerst opgewarmd om daar-

Fig. 11 Schema van de werking van een zogenaamde inductie-*unit*



na in de andere luchtstroom weer af te koelen. Bij dit type is het altijd nodig de afvoerluchtstroom tot vlak in de buurt van de toevoerluchtstroom te brengen. Men onderscheidt nog regeneratoren die alleen de voelbare warmte uitwisselen en regeneratoren die ook de latente warmte (vocht in dampvorm) uitwisselen. Bij deze laatste zijn de oppervlakken bedekt met een stof welke in staat is waterdamp te adsorberen uit de vochtige lucht en weer af te staan (desorptie) aan droge lucht.

Bij de adsorptie komt warmte vrij, die het oppervlak op een hogere temperatuur brengt dan de langsstrijkende lucht, terwijl bij desorptie warmtetoevoer nodig is die aan de langsstrijkende lucht zelf wordt onttrokken.

De vochtadsorptie, welke geschiedt zonder dat natte plekken ontstaan, houdt geen gevaren in uit oogpunt van kruisinfecties.

Als een bepaald vak van de regenerator overgaat van de uitgaande naar de ingaande luchtstroom (Fig. 11) komt dus éénmaal de inhoud van dit vak weer in de ingaande luchtstroom, hetgeen (ten hoogste enkele procenten) recirculatie betekent.

Dooreen tussentijdsespoeling metschone lucht in te bouwen, welke lucht niet in het gebouw komt, kan men dit percentage recirculatie verder terugdringen tot ver beneden 1%. Dit gaat nauwelijks ten koste van enig nuttig effect van de warmteterugwinning. Bij toepassing van een regenerator kan het recirculatieluchtfilter en de tussenspoeling van de regeneratortrommel achterwege blijven als aan het volgende is voldaan:

- de recirculatiestroom van de regenerator is kleiner dan een bepaald bedrag
- tussen de regenerator en de luchtbehandelingscentrale wordt de aangezogen buitenlucht gefiltreerd met een buitenluchtfilter zoals verlangd in paragraaf 4
- na de luchtbehandelingscentrale wordt een nafilter toegepast zoals verlangd in paragraaf 4.

Warmteregeneratoren worden nog niet zo lang in ziekenhuizen toegepast. In ziekenhuizen in Zweden dateert het eerste gebruik van omstreeks 1965. In Nederland waren ze in 1975 nog niet ingebouwd. Daardoor is er nog slechts weinig kennis in hoeverre de recirculatie toeneemt in de loop der tijden, als gevolg van de slijtage van de verschillende onderdelen, zoals bijv. de lagers en de afdichting, en als gevolg van het verlopen van de drukverhoudingen in het systeem. De druk in het toevoerdeel van de regenerator moet nl. hoger blijven dan de druk in het afvoerdeel. Op dit punt is nader inzicht noodzakelijk.

3.2.17.2 Warmterecuperatoren – gesloten type

In hun eenvoudigste vorm stroomt de afvoerlucht permanent langs één zijde van een wand, en de buitenlucht langs de andere zijde van de wand. Bij dit type is het nodig de afvoerluchtstroom tot vlak bij de toevoerluchtstroom te brengen.

Men kent echter ook het systeem waarbij de afvoerluchtstroom zijn warmte eerst – via een gesloten warmtewisselaar – afgeeft aan een tussenmedium (bijv. water, of een condenserende damp) en vervolgens het tussenmedium zijn warmte uitwisselt met de aanvoerluchtstroom. Hierbij is het niet nodig de afvoerluchtstroom en de aanvoerluchtstroom in elkaars onmiddellijke nabijheid te brengen. Door de grotere vrijheid die men heeft bij de opzet van de installatie kan dit bepaalde voordelen hebben, zoals bijv. besparing op ruimte en kanaalkosten door het wegvallen van een deel van juist de grote luchtkanalen.

De systemen van het gesloten type hebben als nadeel dat de latente warmte (vocht) niet wordt uitgewisseld, maar als voordeel dat de aan- en afvoerluchtstromen streng gescheiden blijven.

Voor de meeste ruimten in ziekenhuizen acht de Commissie Kruisinfectie dit laatste echter geen zodanig voordeel dat zij enige voorkeur zou hebben voor, hetzij het gesloten, hetzij het open type.

Alleen voor die ruimten waar toepassing van het open type niet is toegestaan (d.w.z. waar code U wordt verlangd; zie par. 4) is toepassing van warmtewisselaars van het gesloten type wel geheel toelaatbaar.

3.2.17.3 Conclusie

De Commissie meent dat vanwege de hygiënische en warmte-economische voordelen toepassing van warmteterugwinning – hetzij volgens het open, hetzij van het gesloten systeem – ernstige overweging verdient.

Opmerkingen ten aanzien van het voorkomen van oncontroleerbare luchttransporten in het gebouw:

bij natuurlijke ventilatie (te openen ramen) heeft men de luchttransportrichting nergens in de hand, en kan men kruisinfecties via de lucht nauwelijks voorkomen. Recirculatie is daar principieel de normale toestand.

bij mechanische ventilatie (of airconditioning) kan men de luchttransportrichtingen wel in de hand houden zolang de installaties tenminste in bedrijf blijven. Alleen dan kunnen de drukverhoudingen en de luchttransportrichtingen tussen de verschillende ruimten worden gehandhaafd en kan terugstroming in luchtkanalen als gevolg van windinvloed en thermische krachten worden voorkomen. De installaties zullen dus dag en nacht ononderbroken in bedrijf moeten zijn. Er is geen bezwaar tegen dat 's nachts met een verlaagd luchtkwantum wordt gewerkt, mits de drukverhoudingen en de luchttransportrichtingen aan de eisen blijven voldoen.

4. KLIMAATCODE MET TABEL VAN BIJBEHORENDE EISEN.

De code die per vertrek of ruimte wordt gegeven bestaat – zoals gehanteerd door de Commissie Kruisinfectie – achtereenvolgens uit:

- een getal, dat globaal het aantal luchtwisselingen per uur aangeeft
- een hoofdletter, waaraan men kan zien voor welk deel de toegevoerde lucht ten minste uit buitenlucht moet bestaan, en in hoeverre de afgezogen lucht voor recirculatie mag worden gebruikt
- een kleine letter, die de gewenste drukligging aangeeft t.o.v. de druk in de gang van de betreffende afdeling
- een getal (de aanhangcode), dat nog naar aanvullende opmerkingen verwijst.

Bij de hierna volgende bespreking wordt telkens verwezen naar het overzicht in tabel 2, pag. 75.

Eerste getal

Dit is, zie kolom 1 in tabel 2, altijd een 3, 5, 8, 12 of 20. Het geeft globaal het aantal luchtwisselingen per uur aan, los van de vraag welk gedeelte daarvan verse buitenlucht is. De bijbehorende grenzen van het aantal luchtwisselingen zijn aangegeven in kolom 3.

Eerste hoofdletter

Hiervoor komen alleen de letters U, R of X in aanmerking. De hoofdletter U geeft aan, dat alle toegevoerde lucht uit buitenlucht moet bestaan (zie kolom 4) en dus geen gerecirculeerde lucht mag bevatten. De letter U betekent tevens, dat de afgezogen lucht naar buiten moet worden afgevoerd. Men zal dit eisen waar de recirculatie van afgevoerde lucht bijzondere risico's met zich zou kunnen brengen. Voorbeeld: de Afd. Microbiële ziekten. De hoofdletter R geeft aan dat de toegevoerde lucht recirculatielucht mag bevatten. De lucht moet echter tenminste een hoeveelheid verse buitenlucht bevatten aangegeven in kolom 4. De afgevoerde lucht mag men voor recirculatie gebruiken. Voor vele ruimten is dit toelaatbaar. De hoofdletter X geeft aan dat de afgevoerde lucht in zijn geheel naar buiten moet worden gevoerd en dus niet mag worden gebruikt voor recirculatie. De toevoerlucht mag geheel bestaan uit lucht van naburige ruimten. Voorbeelden: toi-

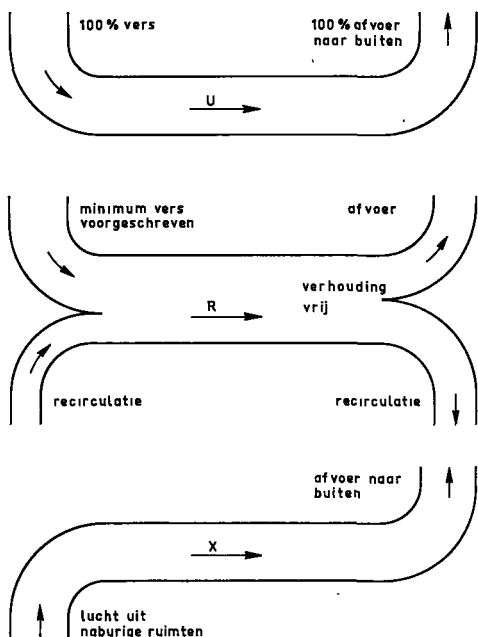


Fig. 12 Schematische verklaring van de betekenis van de code-letters U, R en X.

letten, badkamers, 'vuile' spoelruimten, werkkasten.

De betekenis van de letters U, R en X is verduidelijkt in figuur 12.

De al of niet toelaatbaarheid van recirculatie is ook nog eens in woorden vermeld in tabel 2 kolom 6.

In de tabel is in de kolommen 5, 7 en 8 tevens aangegeven aan welke eisen het buitenluchtfilter, het recirculatiefilter en het nafilter na de eventuele luchtbehandelingsinstallatie uit het oogpunt van het vermijden van kruisinfecties normalerwijze moeten voldoen.

Soms wordt nog een tweede hoofdletter, de letter F, toegevoegd aan de eerste hoofdletter, hetgeen extra filtereisen betekent eveneens aangegeven in tabel 2.

Kleine letters

Deze geven het drukniveau in de betreffende ruimte ten opzichte van de gang. Hoe verder de gebruikte letter in het alfabet staat hoe hoger het vereiste drukniveau is. De letters b, c, d enz. geven drukniveau's aan hoger dan de druk in

de gang van de afdeling. De letter a geeft een drukniveau aan lager dan de druk in de gang. In gevallen dat een nog lagere druk gewenst is wordt dit aangegeven door twee of meer letters a te gebruiken, bijv. aa = twee drukverschilniveau's lager dan de druk in de gang.

Het verschil tussen twee opeenvolgende drukniveau's dient op halve vertrekhoogte tenminste 0,2 Pascal (= ca. 0,02 mmWK) te bedragen bij gesloten deuren.

Wanneer tussen de vertrekken een temperatuurverschil Δt van meer dan 2°C kan ontstaan dient het verschil tussen twee desbetreffende opeenvolgende drukniveau's tenminste

$$0,1 \cdot \Delta t \text{ Pascal}$$

te bedragen.

Ter wille van de uitvoerbaarheid zijn hogere waarden toegelaten, waarbij echter waarden groter dan driemaal de genoemde minima worden ontraden. Een en ander is verduidelijkt in figuur 13.

Getallen na de letter(s)

Deze getallen, de zogenaamde aanhangcode (zie pagina 76), verwijzen naar aanvullende aanbevelingen of opmerkingen, die van toepassing kunnen zijn in de vele combinaties met de voorafgaande codeaanduidingen.

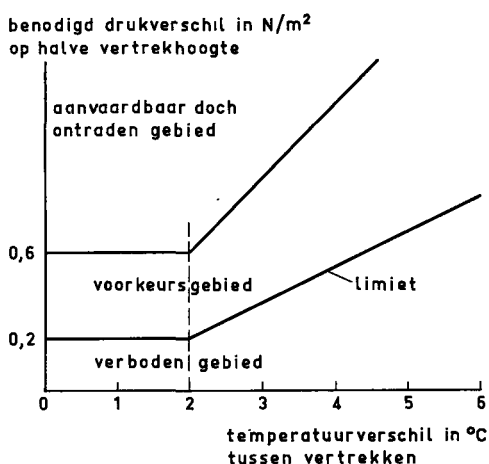


Fig. 13 Diagram voor de bepaling van de minimaal benodigde grootte van één drukniveauverschil (0,1 N/m² = 0,1 Pa = 0,01 mmWK)

Tabel 1

Combinatie	recirculatie		koeling		bevochtiging			luchtfILTER	
	geen	wel	geen	wel	geen	wel stoom	water	recirculatie	nafilter
1	+		+		+			-	-
2	+		+			+		-	-
3	+		+				+	-	+
4	+			+	+			-	+
5	+			+		+		-	+
6	+			+			+	-	+
7		+	+		+			+	-
8		+	+			+		-	+
9		+	+				+	+	+
10		+		+	+			+	+
11		+		+		+		+	+
12		+		+			+	+	+
							+		+
									+

Tabel 2

Kolom 1	2	3	4	5	6	7	8
code	bijz. opm.	totaal aantal luchtw/h	min. buitenlucht per uur	vangst % buitenl.-filter bij 5 µm	toelaatb. recirculatie	vangst % recirc.-filter bij 5 µm	vangst % nafilter bij 5 µm
3U		3 à 4	100%	90	nee	n.v.t.	99
5U		4 à 6	100	90	nee	n.v.t.	99
8U		6 à 10	100	90	nee	n.v.t.	99
12U		10 à 15	100	90	nee	n.v.t.	99
20U		> 15	100	90	nee	n.v.t.	99
20UF		> 15	100	99	nee	n.v.t.	99,9 en 99 bij 1 µm
3R		3 à 4	2 lw/h	90	ja	98	99
5R		4 à 6	3	90	ja	98	99
8R		6 à 10	4	90	ja	98	99
12R		10 à 15	5	90	ja	98	99
20R		> 15	6	90	ja	98	99
20RF		> 15	6	99	ja	99	99,9 en 99 bij 1 µm
3X		3 à 4	0%	n.v.t.	nee	n.v.t.	n.v.t.
5X		4 à 6	0	n.v.t.	nee	n.v.t.	n.v.t.
8X		6 à 10	0	n.v.t.	nee	n.v.t.	n.v.t.
12X		10 à 15	0	n.v.t.	nee	n.v.t.	n.v.t.
20X		> 15	0	n.v.t.	nee	n.v.t.	n.v.t.
F	ver-zwaring filter-eisen	n.v.t.	n.v.t.	99	n.v.t.	n.v.t. hangt af van situatie	99,9 en 99 bij 1 µm

De letters geven de druk aan t.o.v. de druk in de gang, welke als nuldruk wordt aangehouden.

code

aa = - 2 drukniveaus

a = - 1 drukniveau

gangdruk in het algemeen 0 als referentieniveau, tenzij anders opgegeven.

b = + + 1 drukniveau

c = ++ + 2 drukniveaus

d = +++ + 3 drukniveaus

e = ++++ + 4 drukniveaus

f = +++++ + 5 drukniveaus

enz.

Deze codering met vermelding van het aantal drukniveaus is om twee redenen gevolgd:

- Deze codering in letters is reeds voor een groot aantal programma's van eisen opgegeven voordat bekend was hoe de grootte van de benodigde drukniveaus zou uitvallen.
- Mochten de inzichten t.a.v. de benodigde grootte van één druktrap zich wijzigen, dan behoeft de codering van de letters niet te worden veranderd. Slechts de grootte van één druktrap behoeft dan als wijziging te worden opgegeven.

4.1 De klimaatcode in tabelvorm

Tabel 1 geeft aan wanneer een recirculatiefilter en wanneer een nafilter nodig is voor 12 combinaties van wel of geen recirculatie, wel of geen koeling en wel of geen bevochtiging met stoom of water.

De tabellen 1 en 2 staan met elkaar in verbinding via de kolommen 7 en 8 van tabel 2, zie pagina 75

1 = Om redenen van geurverspreiding, druk -

2 = Kamer + t.o.v. de gang, sluis - t.o.v. de gang.

De W.C. mag niet bereikbaar zijn vanuit de sluis; de W.C. mag alleen bereikbaar zijn vanuit de box of de kamer.

Deuren niet tegelijk open.

Wastafel en gelegenheid voor het verwisselen van werkkleding in de sluis.

3 = Gang, onderdruk t.o.v. overige afdelingen met sluis ertussen of sluis met onderdruk tussen de afdelingen.

4 = Sluis noodzakelijk, verder geheel volgens 2.

5 = In sanitair zorgen voor mogelijkheid van een bedpanspoeler.

Elke patiënt eigen bedpan.

6 = Gang op gelijke druk met overige afdelingen.

Wel sluis tussen gang en overige afdelingen.

In sluis gelegenheid tot verkleeden.

7/8 = Deze getallen staan nog open voor nieuwe opmerkingen

9 = Evt. tijdens activiteiten tijdelijke extra afzuiging, met de extra afvoer naar buiten.

10 = Plaatselijke afzuiging bij de apparatuur.

11 = Alleen koeltechnische eisen.

12 = Indien de temperatuur beneden de 15°C komt moet de relatieve vochtigheid beneden 70% worden gehouden. Zonder vochtbeheersing zou de relatieve vochtigheid hoger kunnen worden.

13 = Constante relatieve vochtigheid, dus ook de temperatuur ongeveer constant.

14 = Kritisch vulwerk in een 'laminar flow'-kast.

15 = Vloeistofdichte drempel, metalen afzuigkanalen, enige tijd bestand tegen hoge temperaturen (brand).

16 = Indien regelmatig onderzoeken op Australië-antigeen worden gedaan, wordt aanbevolen hiervoor een aparte ruimte met afzuiging te reserveren. Hierin dan een lagere druk dan in overige laboratoria.

17 = De ventilatie moet behoudens aan comforteisen tevens voldoen aan de eisen die eventueel gesteld moeten worden door de aard van de ioniserende straling waarmede wordt gewerkt.

4.2 Voorbeelden

12Uc17 betekent:

12 – Aantal luchtwisselingen 10 à 15 (kolom 3).

U – Recirculatie niet toegestaan ('nee' in kolom 6), dus 100% buitenlucht (kolom 4)

BuitenluchtfILTER 90% 5 μm (kolom 5).

Nafilter 99% 5 μm (kolom 8), als een nafilter volgens tabel 1 nodig is.

c – Het drukniveau van het vertrek moet zijn ++ t.o.v. de gang, dus twee drukniveau's hoger dan de gang van de afdeling.

17 – De ventilatie moet tevens voldoen aan de eisen die eventueel nog gesteld moeten worden met het oog op de aard van de ioniserende straling waarmede wordt gewerkt.

5Rc2 betekent:

5 – Aantal luchtwisselingen 4 tot 6 (kolom 3).

R – Buitenluchtaandeel hierin tenminste 3 (kolom 4): recirculatie is dus toegestaan. Dit is nog eens verduidelijkt door het 'ja' in kolom 6.

De buitenlucht moet worden gefiltreerd met een buitenluchtfILTER dat deeltjes van 5 μm voor tenminste 90% vangt (kolom 5). Indien van de mogelijkheid om met recirculatielucht te werken gebruik wordt gemaakt, moet de recirculatielucht worden gefiltreerd met een filter dat deeltjes van 5 μm voor tenminste 98% vangt (kolom 7).

Als een nafilter nodig is volgens tabel 1, dient dit filter deeltjes van 5 μm voor tenminste 99% te vangen (kolom 8).

c – Het drukniveau in het vertrek moet tenminste twee drukniveau's hoger zijn dan de druk in de gang van de betreffende afdeling.

2 – Kamer + t.o.v. de gang, sluis – t.o.v. de gang. De W.C. mag niet direct bereikbaar zijn vanuit de sluis; de W.C. mag alleen bereikbaar zijn vanuit de box of de kamer.

Deuren niet tegelijk open. Wastafel en gelegenheid voor het verwisselen van werkkleding in de sluis.

5. LUCHTFILTERSPECIFICATIES VOOR ZIEKENHUIZEN

5.1 *Eisen Commissie Kruisinfectie*

Door de Commissie Kruisinfectie zijn eisen gesteld aan luchtfilters in zeven toepassingsgevallen. Voor de toepassingsgebieden en de te stellen eisen, zie tabel 3.

5.2 *'Vertaling' van deze eisen in specificaties voor in de handel verkrijgbare filters; meer algemene informatie*

De leveranciers van filters beschikken over specificaties voor hun filters die berusten op standaard testmethoden. De

Tabel 3

Omschrijving van het filter		Vangstefficiency voor deeltjes van		
		5 μm	1 μm	0,3 μm DOP test
normaal	BuitenluchtfILTER	90 %	—	—
	Recirculatiefilter	98 %	—	—
	Nafilter	99 %	—	—
bijzonder	Voorfilter voor OK toevoerlucht	99 %	—	—
	Nafilter voor OK toevoerlucht	99,9%	99%	—
	Isolatiefilter	—	—	99,97%
	Radio-actief (RA) lab. afvoerfilter (250°C)	—	—	99,97%

installatietechnicus en in het bijzonder de filtertechnicus, komen voor het probleem te staan een keuze te maken welke filters moeten worden toegepast, om aan deze medische eisen te voldoen.

In de literatuur [1, 2] zijn enkele richtlijnen aangegeven om tot een verantwoord filterkeuze te geraken als de medische eisen zijn geformuleerd. De medische en de test-specificaties zijn soms zeer moeilijk vergelijkbaar. Dit is het gevolg van het feit dat het vangrendement van een bepaald filter voor deeltjes met een bepaalde maximum afmeting – bijv. $5\text{ }\mu\text{m}$ – mede afhangt van o.a.:

- de bruto snelheid van de lucht die op het filter toestroomt
- de vorm van de deeltjes: bolletjes (nevel), onregelmatige korrels (zand, organisch stof), plaatjes (huidschilfers), staafjes of vezeltjes (textielstof).
In de stofvangtechniek is gebleken dat men voor de deeltjesgrootte beter kan werken met een fictieve afmeting die samenhangt met de valsnelheid van deeltjes in rustige lucht (aerodynamische middellijn)
- de dichtheid van de deeltjes
- de eventuele elektrische lading van de deeltjes
- de relatieve vochtigheid van de lucht, die vooral invloed heeft op de standtijd van een filter
- de stofconcentratie: hoe meer stof per m^3 hoe meer er gevangen wordt; als de hoeveelheid stof in de lucht een factor twee toeneemt wordt meestal meer dan twee keer zoveel stof gevangen, en dus minder dan twee keer zoveel doorge laten
- de mate waarin het filter reeds vervuild is; meestal vangt een vuil filter beter dan een nieuw filter, maar na sterke vervuiling kan de vangst weer slechter worden. De weerstand neemt namelijk toe, waardoor de kans op doorslag groter wordt.

In Amerika is voor het testen van buitenlucht- en recirculatieluchtfilters, d.w.z. de betrekkelijk grove tot middenklasse fil-

ters, de 'dust spot test' methode ontwikkeld. Hierbij wordt gebruik gemaakt van het stof dat zich normaal in de buitenlucht bevindt. Het te testen filter wordt ingebouwd in een proefstand. Door het filter wordt de buitenlucht gevoerd. Men zuigt voor en na het te testen filter een luchtmonster af. De afgezogen luchtmonsters worden door een bepaald soort filtreerpapier geleid. Het atmosferische stof dat op dit filtreerpapier wordt gevangen veroorzaakt een zekere verkleuring. Men bepaalt de verhouding van de grootten van de af te zuigen luchtmonsters die tot een gelijke verkleuring aanleiding geven. Uit deze verhouding wordt de zogenaamde efficiency van het filter afgeleid.

Men belast daarna het te testen filter enige tijd met synthetisch stof. Dit bestaat voor 23% uit carbonblack $0,08\text{ }\mu\text{m}$, voor 72% uit zandstof en voor 5% uit katoenvezels, met een lengte van maximaal $4000\text{ }\mu\text{m}$. Men bepaalt opnieuw de 'efficiency' met atmosferisch stof.

De maximaal toelaatbare stofbelasting of weerstand wordt bepaald door de fabrikant op grond van een te sterk teruglopen van het vangrendement, of een te sterk oplopen van de luchtweerstand.

Gebleken is dat deze test, uitgevoerd op verschillende plaatsen, vrij goed reproduceerbare uitkomsten oplevert en bruikbaar is voor het karakteriseren van een filter. Maar een rechtstreekse bepaling van het vangrendement voor deeltjes van bepaalde grootte is het niet.

Daardoor is aangegeven van de dust-spot-testspecificaties voor handelsfilters welke voldoen aan de eisen van de Commissie Kruisinfectie niet anders dan bij benadering mogelijk.

De testmethoden waarbij met stof van bepaalde afmetingen wordt gewerkt lijken theoretisch beter verantwoord, maar blijken bij de uitvoering vele voorzorgen te vereisen; het teststof moet tijdens de proef worden gemaakt. Tijdens het bewaren van het stof zouden de eigenschappen kunnen veranderen, o.a. door samenklontering.

Ook bij het maken van het stof tijdens de proef met een maalmolen met bepaalde voorzieningen blijft de spreiding in deeltjesgrootte meestal toch nog vrij groot. De meeste grote Europese luchtfilterfabrikanten willen voor het testen van de matig efficiënte filters overgaan op de hierboven kort beschreven Amerikaanse dust-spot-testmethode volgens ASHRAE Standard 52-68; reprint 1972. Daarom is aan deze testmethode hier zo veel aandacht geschonken. Voor de efficiënte en zeer efficiënte filters zal in Europa de Engelse sodium-flame-test als standaard worden aanvaard.

Om de weg open te houden tot het maken van globale vergelijkingen zijn ook enkele andere testmethoden in tabel 3 opgenomen (zie pag. 77).

5.2.1 U.S.A.

Een buitenluchtfilter waar de Commissie Kruisinfectie een vangst van 90% bij 5 μm verlangt, zal met de Amerikaanse dust-spot-test een efficiency van 50% moeten halen.

Het recirculatiefilter, waar 98% bij 5 μm wordt verlangd, moet met de Amerikaanse dust-spot-test een efficiency van 80% bereiken.

Het nafilter en het operatiekamervoorfilter, welke bij 5 μm een vangst van 99% moeten bereiken, moeten met de dust-spot-test een efficiency van 90% halen. Voor het operatiekamernafilter wordt tegelijk een vangst van 99,9% bij 5 μm en 99% bij 1 μm verlangd. Een filter dat hieraan voldoet zal dan, getest met een nevel van *di-octyl-phtalaat* van 0,3 μm (de DOP test), een rendement van tenminste 95% moeten bereiken.

Het isolatiefilter en het filter voor radioactief stof moeten met de DOP-test een rendement van 99,97% behalen.

5.2.2 Duitsland

Tests kunnen worden uitgevoerd door het Staubforschungs Institut in Bonn (SFI). Voor de filters 1 t/m 4 van de Commissie Kruisinfectie kan met kwartsstof A van het SFI worden gewerkt. De

deeltjesgrootte varieert daarin van 0,05 tot 5 μm . Gravimetrisch is de helft van het stof kleiner dan 1,5 μm . De meting berust op lichtverstrooiing. Het operatiekamerluchtfilter en het isolatiefilter kunnen met de olieneveltest (0,3 tot 0,5 μm) worden beproefd. De meting berust op lichtverstrooiing.

5.2.3 Engeland

De grovere filters kunnen worden getest volgens de British Standard 2831/2 met Al_2O_3 stof met een deeltjesgrootte van 2 tot 15 μm met een gravimetrisch gemiddelde afmeting van 5 μm . De methode berust op weging.

Het operatiekamerfilter en het isolatiefilter kunnen worden getest met zoutdeeltjes (NaCl) volgens de sodium-flame-test, overeenkomstig British Standard 3298.

Gravimetrisch is de helft van de deeltjes, die 0,02 tot 2 μm groot zijn, kleiner dan 0,6 μm . De methode berust op vlamfotometrie.

5.2.4 Frankrijk

De tests worden uitgevoerd volgens het Institut National de Recherche Chimique Appliqué (IRCHA). De filters 1 t/m 4 kunnen worden getest met IRCHA kwartsstof. Dit heeft een deeltjesgrootteverdeling van 1 tot 15 μm . Gravimetrisch is de helft van de deeltjes kleiner dan 5 μm . De methode berust op weging.

De filters 5 t/m 7 kunnen worden getest met de methyleenblauwtest, welke vergelijkbaar is met de methyleenblauwtest volgens British Standard 2831/2. De methode berust op colorimetrie.

5.3 *Vergelijking met de ASHRAE-specificaties*

In de ASHRAE Guide 1974, hoofdstuk 7, 'Health Facilities' worden in ziekenhuizen voor verschillende doeleinden verschillende soorten filters aanbevolen.

(De ASHRAE Guide, welke mogelijkheden en aanbevelingen geeft voor installaties, moet men niet verwarren met de ASHRAE Standard 52-68, reprint

Tabel 4

kolom 1	2	3	4
soort filter	vangst bij 5 μ m	ASHRAE filterspecificatie die voldoet aan de eisen: v/d Comm. Kruisinfectie	v/d ASHRAE Guide 1974
buitenluchtfiler	90%	50% dust spot test	80% dust spot test
recirculatiefilter	98	80 dust spot test	90 dust spot test
nafilter	99	90 dust spot test	90 dust spot test
operatiekamervoorfilter	99	90 dust spot test	90 dust spot test
operatiekamernafilter	99,9	95 DOP test	95 DOP test
isolatiefilter	—	99,97 DOP test	99,97 DOP test
RA filter	—	99,97 DOP test	99,97 DOP test

1972, die alleen filtertestprocedures vastlegt.)

De aanbevelingen van de Commissie Kruisinfectie laten zich met die van de ASHRAE Guide 1974 op overzichtelijke wijze vergelijken in tabel 4.

Bij vergelijking van de kolommen 3 en 4 blijkt dat er alleen verschil in eisen is bij de eerste twee filters: de ASHRAE Guide 1974 eist voor het buitenluchtfiler en het recirculatiefilter een betere vangst dan de Commissie Kruisinfectie. Vermoedelijk berusten de hogere eisen van de ASHRAE niet op bacteriologische, maar op andere overwegingen (bijv. beperking van de zichtbare vervuiling).

Verder blijkt uit het overzicht dat het schijnbaar kleine verschil in vangst van het recirculatiefilter en het nafilter voor deeltjes van 5 μ m (98 resp. 99%) een sprekender verschil in efficiency oplevert bij de dust-spot-test (80 resp. 90%).

Het feit dat de ASHRAE Guide voor deze filters dit onderscheid maakt kan als aanwijzing worden gezien niet al te licht uit standaardisatie-overwegingen de eisen voor het recirculatiefilter op te trekken tot die voor het nafilter.

Met het operatiekamervoorfilter bedoelt de ASHRAE een filter dat ten doel heeft de standtijd van het nafilter te vergroten. De ASHRAE heeft dit voorfilter nog in 1971 voorgeschreven. In de uitgave 1974 beperkt de ASHRAE zich tot slechts het noemen van de mogelijkheid. Wellicht vindt dit zijn grond in het feit dat het eventueel toepassen van zulk een voor-

filter thans meer door economische overwegingen bepaald wordt. Het is nl. niet zeker dat de extra kosten voor het voorfilter, de daarvoor benodigde ruimte en het energieverbruik veroorzaakt door de voorfilterweerstand opwegen tegen de besparing als gevolg van de langere standtijd van de nafilter.

De Commissie Kruisinfectie bedoelt met het operatiekamervoorfilter een filter dat vóór de luchtbehandeling van de operatie-afdeling aanwezig moet zijn, onverschillig of sprake is van het gebruik van 100% buitenlucht of van het gebruik van recirculerende lucht. Het operatiekamervoorfilter in de betekenis van de Commissie Kruisinfectie kan dan ook niet worden gemist.

5.4 Controle van geïnstalleerde filters tijdens bedrijf

Na het installeren van de filters is het van belang te controleren of de filters voldoen aan het verlangde vangrendement, of er geen lekken in de filters zijn, en of de filters lekvrij in de filterkasten zijn gemonteerd. Deze controle wordt helaas nog maar zelden verricht.

5.4.1 Controle vangrendement filtermateriaal

Als men weet dat veel van de standaardtestmethoden berusten op metingen in een laboratoriumopstelling, zal het duidelijk zijn dat men het filtermateriaal na montage in een installatie niet met deze standaardtestmethoden zal kunnen con-

troleren. Er is echter apparatuur op de markt gekomen waarmee de filters in situ gecontroleerd kunnen worden, onder meer de 'Royco Particle Counter'.

Deze zuigt een luchtmonster aan en telt dan continu het aantal passerende deeltjes in dit luchtmonster voor zover deze deeltjes in een bepaalde deeltjesgrootte-klasse vallen. Een exemplaar van dit instrument is aanwezig o.a. in de Afd. Binnenlucht van het Instituut voor Milieuhygiene en Gezondheidstechniek TNO te Delft. Dit exemplaar is uitgerust met voorzieningen om deeltjes te tellen in de volgende grootteklassen:

0,3 – 0,5 μm

0,5 – 1,4 μm

1,4 – 3 μm

3 – 5 μm

> 5 μm

Met het apparaat kan beurtelings voor en na het filter het aantal deeltjes per volume-eenheid lucht worden geteld, waaruit dan het vangrendement volgt. In tabel 5 is in de laatste kolom aangegeven welke vangrendementen in bepaalde deeltjesgrootte-klassen moeten worden gehaald om zeker te zijn dat aan de eisen van de Commissie Kruisinfectie is voldaan.

In de laatste kolom van tabel 5 zijn voor de eerste vijf filters twee eisen gegeven. Om het bij de deeltjesteller benodigde aantal meethulpmiddelen te beperken is de bepaling opgenomen dat het voldoende is als aan één der eisen voldaan is. Men kan dan voor het testen van alle filtertypen volstaan met twee meetgebieden:

3 – 5 μm en 0,3 – 0,5 μm , of

1,4 – 3 μm en 0,3 – 0,5 μm .

Voor de filters 1 t/m 4 zullen in vele gevallen van nature reeds voldoende deeltjes in de lucht aanwezig zijn om de metingen te kunnen uitvoeren.

Voor de filters 5 t/m 7 zal men als regel gebruik moeten maken van een olienevel-generator. Een dergelijke generator is in de handel. Hiermede wordt een olienevel vóór het te testen filter in het luchtkanaal toegevoerd.

5.4.2 Controle op lekken van de filters

Een deeltjesteller kan uiteraard ook worden gebruikt om lekken op te sporen. De luchtsnelheid in de aanzuigkap moet dan bij voorkeur gelijk zijn aan de luchtsnelheid bij het filter. Tast men met de kop het filter af aan de afstroomzijde van het filter dan zal bij een lek de uitslag enorm toenemen.

Controle op lekken is ook mogelijk met een Tyndallometer die goedkoper is. Dit instrument levert een tot bijna een punt convergerende lichtbundel. De lichtverstrooiing in het convergentiepunt kan worden gemeten. Als men, bijv. via een kijkvenster of fotomultiplier met versterker de bundel kan waarnemen is het vinden van een belangrijk lek niet moeilijk.

5.5 Enkele belangrijke punten

- Door het gebrek aan standaardisatie van filtertestmethoden over de wereld ontbreekt een goede vergelijkingsmogelijkheid. Hieraan wordt echter in Europees verband gewerkt.
- In de tabel 4 is, ondanks deze soms grote onzekerheden, naar beste weten een keuze gedaan die in ieder geval *een filterkeuze mogelijk* maakt.
- Controle voor filters in situ wordt veel te weinig gedaan, dient sterk te worden gestimuleerd, en is met geschikte apparatuur goed uitvoerbaar.
- Het verdient aanbeveling deze controles met geschikte apparatuur regelmatig te laten uitvoeren door een onafhankelijke instantie, zoals een overheidsinstantie of een streeklaboratorium voor de volksgezondheid.

6. DE DRUKVERSCHILLEN NODIG TUSSEN VERSCHILLENDE RUIMTEN

Wil men ongewenste luchttransport-richtingen tussen ruimten voorkomen dan zal men tenminste een bepaald drukverschil tussen deze ruimten moeten handhaven.

In een vroegere studie van Ir. H. B. Bouw-

Tabel 5

Filtereisen van de Commissie Kruisinfectie			FILTERSPECIFICATIES WELKE VOLDOEN AAN DE EISEN VAN DE COMMISSIE KRUISINFECTIE			Test in situ met deeltjesteller ³ % d in µm
Filterbenaming	%	Minimum vangsteis d in µm	U.S.A. ASHRAE standard 52-68 1972	Duitsland Staub Forschungs Institut	United Kingdom British Standard	Frankrijk IRCHA
1 Buitenluchtfilter ¹	90	5	50% Dust spot test Medium efficiency grade filter	50% SFI kwartsstof A 1,5 µm filterklasse A2	90% BS 2831/2 Al ₂ O ₃ teststof 5 µm	90% Ircha-kwarts J 5 µm
2 Recirculatiefilter ²	98	5	80% Dust spot test Medium efficiency grade filter	80% SFI kwartsstof A 1,5 µm filterklasse B2	98% BS 2831/2 Al ₂ O ₃ teststof 5 µm	98% Ircha-kwarts J 5 µm
3 Nafilter	99	5	90% Dust spot test Medium efficiency grade filter	90% SFI kwartsstof A 1,5 µm filterklasse C	99% BS 2831/2 Al ₂ O ₃ teststof 5 µm	99% Ircha-kwarts J 5 µm
4 Operatiekamer voorfilter	99	5	90% Dust spot test Medium efficiency grade filter	90% SFI kwartsstof A 1,5 µm filterklasse C	99% BS 2831/2 Al ₂ O ₃ teststof 5 µm	99% Ircha-kwarts J 5 µm
5 Operatiekamer nafilter	99,9 en 99	5 1	95% DOP test High efficiency filter	98% SFI olieneveltest Schwebstoffilter Sonderstufe S	BS 3298 98% Sodium flame test 0,6 µm	98% methyleenblauw- test
6 Isolatiefilter	99,99 of 99,97	0,5 0,3	Ultra high efficiency filter 99,97% DOP test 0,3 µm	99,99% SFI olienevel- test Schwebstoffilter Sonderstufe S	BS 3298 99,99% Sodium flame test 0,6 µm	99,99% methyleen- blauwtest
7 RA filters bestand tegen 250 °C	99,99 of 99,97	0,5 0,3	Ultra high efficiency filter 99,97% DOP test 0,3 µm	99,99% SFI olienevel- test Schwebstoffilter Sonderstufe S	BS 3298 99,99% Sodium flame test 0,6 µm	99,99% methyleen- blauwtest

¹ Een dust spot test efficiency van 80%, overeenkomstig de ASHRAE aanbevelingen, verdient op andere dan bacteriologische gronden overweging.

² Een dust spot test efficiency van 90%, overeenkomstig de ASHRAE aanbevelingen, verdient op andere dan bacteriologische gronden overweging.

³ Indien in deze kolom twee eisen genoemd staan kan het filter geacht worden te zijn goedgekeurd als aan een der beide eisen voldaan is. De teller moet voldoen aan ASTM standard F50.

man (publ. 437 van het IG-TNO), voorgedragen op de TVVL-TNO dag 1972, is uitvoerig op dit onderwerp ingegaan.

Voor een deur van $0,8 \times 2 \text{ m}^2$ werden de luchttransporten voor een aantal situaties berekend. Eerst werd het transport berekend in het geval dat op elke hoogte boven de vloer het temperatuurverschil ter weerszijden van de open deur 1°C bedraagt, waarbij van buitenaf geen lucht wordt toe- of afgevoerd. In dit geval passeert door de bovenhelft van de deuropening een luchtstroom van ca. $350 \text{ m}^3/\text{h}$ in de ene richting, en een even-grote stroom door de benedenhelft in de andere richting. Zie figuur 14.

Wordt aan een der vertrekken lucht toegevoerd dan ontstaat tussen de stroom door de deuropening in de ene richting en de stroom in de andere richting een verschil, gelijk aan de toevoer in een der vertrekken. Om over de gehele deur-

opening één richting te verkrijgen is bij 1°C temperatuurverschil reeds een luchtstroom van ca. $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ nodig. Zie figuur 15.

Door verstoringen, bijv. als gevolg van restsnelheden van de luchtinvoer, is in werkelijkheid een nog grotere luchtstroom nodig, zoals Whyte [2] ook experimenteel heeft aangetoond.

De conclusies uit de studies kunnen dan ook zijn:

- er treden reeds bij kleine temperatuurverschillen grote luchtstromen door een open deur op
- in een ziekenhuis moeten de deuren daarom gesloten worden gehouden
- éénrichtingsstroming in de deuropening kan slechts worden bereikt met zeer grote luchtstromen, d.w.z. in de orde van $2000 \text{ m}^3/\text{h}$, welke voor algemene toepassing economisch niet verantwoord zijn

Fig. 14 De drukverdeling en de luchtstroming over een deuropening bij een temperatuurverschil van 1°C , in het geval dat van buitenaf geen lucht aan de vertrekken wordt toe of afgevoerd

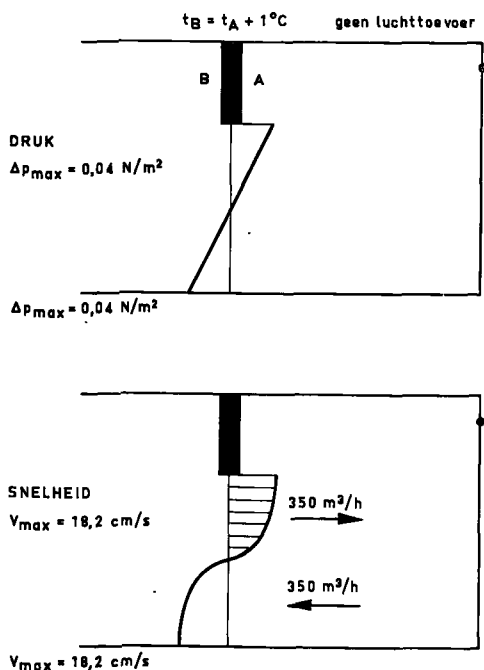
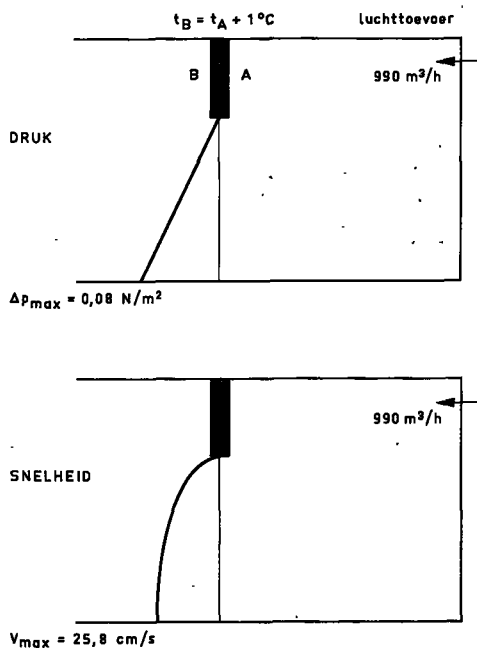


Fig. 15 De drukverdeling en de luchtstroming over een deuropening bij een temperatuurverschil van 1°C , in het geval dat aan één der vertrekken van buitenaf zoveel lucht wordt toegevoerd dat juist geen terugstroming in de deuropening meer optreedt



- indien men ook bij gesloten deuren een luchtstroom in ongewenste richting door kieren in deurkozijnen, wanden, plafonds wil voorkomen is een drukverschil nodig dat af te lezen is uit figuur 13 in paragraaf 4.

Het zodanig ontwerpen van een installatie dat de gewenste minimale drukverschillen juist worden gehandhaafd zal op praktische gronden nauwelijks mogelijk zijn. Bovendien biedt het meten van een drukverschil van 0,2 Pa reeds praktische moeilijkheden.

Daarom zijn ook grotere drukverschillen toegelaten. Drukverschillen welke veel meer dan drie maal zo groot zijn dan het vereiste minimum zijn aanvaardbaar, maar verhogen het transport van ruimte tot ruimte hetgeen minder gewenst is.

In ontwerp en uitvoering van de installaties dienen voorzieningen te zijn opgenomen, die het mogelijk maken de in de praktijk altijd enigszins schommelende drukverschillen tussen de ruimten waarvoor drukverschillen zijn voorgeschreven, incidenteel of voor kritische afdelingen zelfs continu, tegelijkertijd te kunnen vaststellen.

Voor het ontwerp van de installaties waarmee de gewenste drukverschillen moeten worden gehandhaafd, zal het gebruik van een digitale computer of een analoge computer (ventilatie-analogon) noodzakelijk kunnen zijn.

Uit het voorgaande volgt dat grotere temperatuurverschillen tussen naast elkaar liggende ruimten ook grotere drukverschillen tussen deze ruimten nodig maken. Dit betekent, dat bij grotere temperatuurverschillen de bouw lekdichter dient te worden uitgevoerd en/of dat met grotere luchthoeveelheden moet worden gewerkt. Grotere drukverschillen leiden tevens tot grotere luchttransporten door lekken in wanden, hetgeen uit oogpunt van het voorkomen van kruisinfecties via de lucht niet gewenst is.

Gestreefd dient dus te worden naar het benaderen van de aanbevolen drukverschillen per druktrap.

Op grond van deze overwegingen moet

dus ook worden gestreefd naar beperking van de temperatuurverschillen (tot max. ca. 2°C), hetgeen o.a. betekent dat men niet moet streven naar verschillende temperaturen voor de gangen en vertrekken. Goed samenspel tussen de verwarmings-technici en luchttechnici bij ontwerp, uitvoering en bedrijf (technische dienst) is noodzakelijk.

Bij sterke temperatuurschommelingen in het gebouw over een etmaal zullen de temperaturen in de verschillende vertrekken niet in fase verlopen, hetgeen zal leiden tot hogere maximale temperatuurverschillen, hetgeen – zoals reeds gezegd – niet gewenst is.

Deze schommelingen kan men binnen de perken houden door de installaties te voorzien van een niet te beperkt vermogen met een goed werkende regelinstallatie. Ook het toepassen van aanmerkelijk lagere temperaturen in de nacht (meer dan 3°C lagere) is op grond van dezelfde overwegingen ongewenst.

De drukken in de code zijn aangegeven, *er van uitgaande dat de druk in de gang als nuldruk wordt gekozen*. Indien voor bepaalde afdelingen als geheel een hogere druk is gekozen ten opzichte van andere afdelingen, is de gangdruk hoger gekozen; in dat geval is de grootte van de gangdruk t.o.v. de gangdruk van deze andere afdelingen afzonderlijk vermeld. Bij natuurlijke ventilatie (te openen ramen) heeft men de luchttransportrichting nergens in de hand, en kan men kruisinfecties via de lucht nauwelijks voorkomen.

Bij mechanische ventilatie (of airconditioning) kan men de luchttransportrichtingen wel in de hand houden zolang de installaties tenminste in bedrijf blijven. Alleen dan kunnen de drukverhoudingen en de luchttransportrichtingen tussen de verschillende ruimten worden gehandhaafd en kan terugstroming in luchtkanalen als gevolg van windinvloed en thermische krachten worden voorkómen. De installaties zullen dus dag en nacht ononderbroken in bedrijf moeten zijn.

Er is geen bezwaar tegen dat 's nachts met

een verlaagd luchtkwantum wordt gewerkt, mits de drukverhoudingen en de luchttransportrichtingen aan de eisen blijven voldoen.

7. DE PLATTEGROND VAN EEN ISOLATIEKAMER

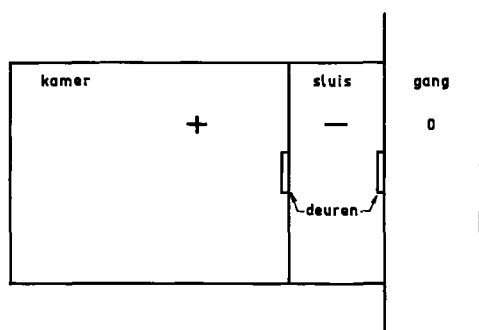
Hierbij kan sprake zijn van 'normale' of van 'omgekeerde' isolatie.

In een vroegere studie van ing. W. F. de Gids (publ. 435 van het IG-TNO) voorgedragen op de TVVL-TNO-dag 1972, is een uitvoerige analyse gegeven hoe de plattegrond van een isolatiekamer er uit moet zien. Daarbij bleek dat ook als men een ingewikkelde plattegrond accepteert men toch geen strikte isolatie kan bereiken. Onder strikte isolatie dient te worden verstaan dat geen enkele overdracht meer kan plaatsvinden van kiemen van de patiënt naar andere personen of van de omgeving naar de patiënt.

Wel bleek het mogelijk met éénzelfde plattegrond en éénzelfde drukligging van de ruimten tegelijk een redelijke mate van 'normale' en 'omgekeerde', d.w.z. universele, isolatie te bereiken.

Dit is het geval met de situatie in figuur 16 waarin de gangdruk nul is, in de sluis een onderdruk wordt onderhouden en in de kamer een overdruk. Voor verdere bijzonderheden zie genoemde publikatie.

Fig. 16 Aanbevolen drukverdeling voor een kamer met sluis aan de gang.
Een toilet mag alleen rechtstreeks vanuit de kamer bereikbaar zijn, niet vanuit de sluis. In de sluis gelegenheid tot wisselen van kleding, en wasgelegenheid



8. PARTIËLE EN STRIKTE ISOLATIE VAN PATIËNTEN

In de meeste gevallen is een zekere mate van isolatie (partiële isolatie) voldoende. Er zijn echter ook gevallen waarin de overdracht van reeds weinig kiemen een ernstige infectie tot gevolg kan hebben.

Een hoge mate van normale isolatie zal gewenst zijn voor patiënten die een gevaarlijke besmettelijke ziekte hebben, bijv. pokken.

Een hoge mate van omgekeerde isolatie zal gewenst zijn voor patiënten die door bepaalde omstandigheden zeer vatbaar zijn: patiënten wier weerstand moet worden weggenomen om een orgaantransplantatie mogelijk te maken, of bij ziekten (leucaemie) of ongevallen (ernstige brandwonden) waarbij de weerstand door andere oorzaken sterk verlaagd is. Voor deze patiënten komt een patiëntisolator in aanmerking. Lucht- en kiemtechnisch gesproken ligt de patiënt hierin volledig van de buitenwereld geïsoleerd, achter doorzichtige wanden en gordijnen. De verpleging geschiedt via in de isolator ingebouwde handschoenen.

Dergelijke isolatoren hebben hun eigen luchtcirculatiesysteem met hoogwaardige luchtfilters. Een dergelijke isolator kan in een (ruime) verpleegkamer worden geplaatst. Het is dan wel zaak dat in deze ruimte het aantal luchtwisselingen groter dan normaal is om een aanvaardbaar binnenklimaat in het vertrek en in de isolator te kunnen handhaven.

9. KEUZE VAN DE KLIMAATCODE

In deze paragraaf is aangegeven welke gedachtengang is gevolgd bij de keuze van de klimaatcode voor de vele verschillende ruimten in een ziekenhuis.

Een juiste keuze van de klimaatcode voor een ruimte is pas mogelijk als *geïnventreerd* is wat er normalerwijs gesproken *te verwachten is dat er in die ruimte zal gebeuren*.

Bijvoorbeeld:

Zijn er veel of weinig mensen?

Zijn die er slechts kort of langere tijd?

Wat voor mensen zijn er te verwachten?

Zullen daar regelmatig 'strooiers' bij kunnen zijn?

Moet de ruimte meer als een schone of meer als een vuile ruimte worden beschouwd?

Kunnen er geuren ontstaan?

Is er dampontwikkeling te verwachten?

Wordt er meer dan normaal warmte ontwikkeld?

In het algemeen wordt voor patiëntenruimten een aantal van 3 à 4 luchtwisselingen per uur voldoende geacht, waarvan er tenminste twee uit verse lucht dienen te bestaan.

Gedeeltelijk recirculeren is dus toegestaan: ventilatiecode 3R.

Verder zullen patiëntenruimten meestal onder lichte overdruk t.o.v. de gang worden gehouden: code b. Totaal dus: 3Rb.

Als de patiënten strooiers zijn van ongewenste kiemen wordt een hoger aantal luchtwisselingen verlangd, 4 à 6 maal per uur, maar recirculatie blijft toegestaan: ventilatiecode 5R.

Vanwege het strooien wordt echter een lichte onderdruk verlangd: drukcode a. Zo nodig wordt gewerkt met een sluis tussen gang en kamer, in welk geval de kamer dan toch een lichte overdruk houdt: drukcode b, en de sluis op onderdruk wordt gehouden t.o.v. de gang: totaal 5Rb2.

Door de onderdruk in de sluis werkt de sluis isolerend naar twee kanten (sluis aanhangcode 2; zie ook paragraaf 7). Absolute of strikte isolatie is dit overigens nog geenszins.

Betreft het ruimten met strooiers van zeer ongewenste kiemen (bijv. Afd. Microbiële Ziekten) dan blijft een 4 à 6 voudige luchtwisseling voldoende, maar recirculatie is dan niet meer toegestaan. Er moet dus met 100% buitenlucht worden ge-

werkt. Onderdruk is dan nodig om verspreiding van kiemen tegen te gaan, totaal 5Ua.

Als het handhaven van een bepaalde drukligging belangrijk is zal dit meestal alleen mogelijk zijn met wat meer lucht, zodat dan in vele gevallen tenminste ventilatiecode 5R of anders 8R of 12R wordt verlangd, dus 4 à 6, 6 à 10 of zelfs 10 à 15 luchtwisselingen per uur.

Voor behandelkamers zal men meestal onderdruk kiezen: drukcode a. Omdat er telkens verschillende patiënten worden behandeld, waarbij strooiers kunnen zijn, waarbij vaak kleding gedeeltelijk of geheel wordt uitgetrokken, wordt een aantal luchtwisselingen van 4 à 6 verlangd: ventilatiecode 5Ra. Recirculatie wordt niet bezwaarlijk geacht omdat de verdunning groot is en de te recirculeren lucht toch nog tenminste één filter passeert voordat deze opnieuw in een ruimte terugkomt.

Ook voor een opnamekamer voor een patiënt die nog moet worden onderzocht, van wie de artsen dus nog niet weten wat hij heeft, wordt code 5Ra gekozen.

Is er ernstige vrees voor besmettelijkheid, dan de patiënt rechtstreeks opnemen in een isolatiekamer met sluis: code 5Ua2.

Bevat de lucht, afgezogen uit ruimten, in vrij grote hoeveelheden ongewenste geuren, vocht, en/of min of meer gevaarlijke kiemen, dan deze lucht naar buiten afvoeren: code X.

Voorbeelden: toiletten, badkamers, spoelruimten, pantries, kleine keukens. Voor grote keukens, waar geen recirculatie wordt toegepast, is 100% toevoer van verse lucht nodig, bijv. 12Ua of 20Ua.

De onderdruk voor de ruimten met code X mag men bewerkstelligen door alleen af te zuigen. Voldoende luchttoevoer kan worden verkregen uit belendende ruimten door bijv. een rooster in de wand of de deur, of voldoende ruimte tussen de onderkant van de deur en de vloer.

Toiletten en badkamers worden afgezogen, in het algemeen met lucht uit de belendende ruimte of ruimten, d.w.z. meestal met lucht uit de gang, de garde-

robe of de aansluitende patiëntenkamers, terwijl de afgezogen lucht naar buiten wordt afgevoerd, d.w.z. niet wordt gerecirculeerd, dus bv. code 5Xa of 8Xa.

Spoelruimten zullen meestal ook onder onderdruk worden gehouden. Is de spoelruimte klein, en bijv. als het ware opgenomen in een patiëntenruimte, dan kan de spoelruimte worden geventileerd volgens 5Xa, of als toilet: 8Xa. Is de spoelruimte groter, en kan deze als aparte ruimte worden gezien en is recirculatie toelaatbaar, dan kan drukcode a worden gekozen, terwijl het aantal luchtwisselingen ook meestal hoger dan het minimum zal worden gekozen, dus tenminste ventilatiecode 5Ra, d.w.z. 4 à 6 luchtwisselingen per uur.

Betreft het een 'vuile' spoelruimte, d.w.z. waar bijv. wel ongewenste kiemen, geuren en/of dampontwikkeling verwacht moeten worden dan is recirculatie niet toegestaan en moet de afgezogen lucht dus rechtstreeks naar buiten worden gevoerd: code Xa, ten minste 5Xa.

Voor kleine keukens of pantries, waar geen warme maaltijden worden bereid, maar wel incidenteel een kant-en-klaar-maaltijd wordt opgewarmd of waar warme dranken worden bereid, is matige ventilatie en onderdruk voldoende: code 5Ra. Overwogen kan worden via een drukknop-tijdrelais incidenteel extra af te zuigen tijdens damp- en geurverwekkende activiteiten. (aanhangcode 9). Ook voor incidenteel gebruikte ruimten, zoals een kantine of conferentieruimte, zou men toepassing van dit systeem kunnen overwegen. Bij tijdelijk verblijf van personeel, bijv. maximaal een half uur, is code 3R meestal voldoende: voor rokers drukligging a kiezen, voor niet-rokers drukcode b; eventueel tijdelijk extra afzuigen: aanhangcode 9.

Lucht, ingeblazen in de schoonste ruimte zal men vaak zonder bezwaar van daar naar minder schone ruimten kunnen laten overstromen. Een voorbeeld van een schone ruimte is bijv. de opslag van schone goederen.

Voor enigszins vuile ruimten – ook vochtige ruimten moeten als zodanig worden beschouwd – onderdruk kiezen. Hoe vuiler hoe meer onderdruk.

Voorbeelden:

behandelkamer: code a

toiletten en werkkasten: code Xa of Xaa.

Voor spreek-, administratieve, studie- en andere werkrumten voor artsen, assistenten, verplegend personeel e.d., kan men meestal volstaan met code 3Rb, tenzij er ook behandelingen van patiënten te verwachten zijn die een andere code wenselijk maken.

Voor de drukligging van naast elkaar gelegen via een deur of luik met elkaar in verbinding staande ruimten kan men stellen: hoe schoner de ruimte moet zijn, hoe hoger de druk. Voor alle betrekkelijk schone ruimten overdruk kiezen.

Het heeft zin de luchthoeveelheid, die voor een bepaalde ruimte volgt uit een bepaalde ventilatiecode, te vergelijken met enkele dikwijls gehanteerde minimum verse luchthoeveelheden per persoon.

Voor patiënten wordt vaak $70 \text{ m}^3/\text{h}$ als basis gehanteerd; ligt een patiënt in een vertrek van bijv. $3 \times 4 \times 3 = 36 \text{ m}^3$, dan is daarmee het aantal luchtwisselingen wat aan de krappe kant, nl. minder dan 2, hetgeen leidt tot bijna stilstaande lucht en soms tot een niet geheel frisse atmosfeer. Aangezien men deze atmosfeer niet kan verdrijven door het even openen van een raam (de ramen kunnen niet worden geopend) is het juister om te streven naar het aantal luchtwisselingen van 3 à 4 overeenkomend met ventilatiecode 3R.

Voor conferentieruimten wordt wel gehanteerd $30 \text{ m}^3/\text{h}$ verse lucht per persoon als niet gerookt wordt en $50 \text{ m}^3/\text{h}$ per persoon als wel gerookt wordt.

Bij een dichte bezetting in lagere ruimten kan dan 6 à 10-voudige ventilatie over langere tijd nog te krap zijn. Bij korter gebruik van de ruimte, max. een half uur, kan ventilatiecode 3R echter aanvaardbaar blijken; eventueel aangevuld met tijdelijke extra afzuiging: aanhangcode 9.

10. MAATREGELEN TER BEPERKING VAN WONDBESMETTING IN OPERATIEKAMERS VIA DE LUCHT

Op twee vorige TVVL-TNO-dagen is reeds veel over ventilatie van operatiekamers naar voren gebracht door Bossers [1 en 2].

Belangrijke punten zijn: het beperken van het vrijkomen van verontreinigingen en het beperken van het ongewenst transport van verontreinigingen naar de wond van de patiënt. Het transport kan door contact, maar ook via de lucht plaatsvinden. Wij beperken ons in onze beschouwingen tot transport via de lucht.

Kiemen worden voornamelijk door het operatieteam in de lucht gebracht; ze zijn dan aan deeltjes gebonden, bijv. aan druppeltjes uit de ademhalingswegen maar meestal aan huidschilfers. Het merendeel van schilfers is afkomstig van de onderste helft van het lichaam; verder van het hoofd met de haren. Het aantal verontreinigingen dat in de lucht komt kan dan ook sterk worden beperkt door het dragen van goed afsluitende kleding, met gesloten broekspijpen, in-kapseling van het hoofd inclusief het hoofdhaar en baard, en het gebruik van een effectief masker. Vele maskers blijken nl. maar matig effectief.

De Commissie blijft van oordeel dat in een operatiekamer de medische discipline, waartoe o.a. het dragen van doelmatige kleding behoort, belangrijker is dan welk ventilatiesysteem dan ook. Sommige publikaties geven de indruk dat de wijze van ventilatie en vooral de verdringingsstroming een belangrijke reductie geeft van het aantal postoperatieve infecties; zie bijv. [3].

Het is echter volgens Laufman [4] en Whyte [5] nog steeds nauwelijks aangetoond dat met het verbeteren van alleen het ventilatiesysteem het aantal postoperatieve infecties duidelijk afneemt. Beiden als spreker aanwezig op het Internationaal Chirurgencongres te Amsterdam, juni 1975, lieten blijken dat ze

nog steeds geen redenen hadden dit standpunt te herzien.

Dit neemt niet weg dat met ventilatie en koeling betere werkomstandigheden worden geschapen, die het mogelijk maken moeilijker en langduriger operaties uit te voeren.

Als men op die grond tot kunstmatige ventilatie en koeling besluit, is het uiteraard wel verstandig een systeem te kiezen, waarmee ongewenst transport van kiemen zoveel mogelijk wordt vermeden. Wij geven een kort overzicht van de belangrijkste voorkomende systemen.

10.1 *Parapluvormig inblazen*

Hierbij wordt de lucht ongeveer boven de operatietafel in de OK gebracht, zodanig dat de lucht eerst langs het plafond stroomt, vervolgens langs de wanden omhoog komt, en tenslotte over de vloer de operatietafelvoet bereikt. Bij de operatietafel ontstaat dan een opwaartse luchtstroom welke versterkt wordt door de warmte-afgifte van het operatieteam. Nadeel van dit systeem is dat verontreinigingen onder de tafel omhoog worden gevoerd en op de tafel, d.w.z. in de wond, kunnen belanden.

Het systeem is een zogenaamd mengend systeem: de verlaging van de concentratie van verontreinigingen berust op vermenging van de verontreinigde lucht met de ingeblazen schone lucht. Het systeem is maar matig effectief.

10.2 *Inblazen door geperforeerd plafond*

Hiermede kan een wat beter luchtstromingspatroon worden verkregen.

Belangrijk is dat door alle gaatjes van alle gaatjespanelen lucht in de OK binnentreedt. Meermalen is echter aan uitgevoerde installaties vastgesteld dat plaatselijk terugstroming door de panelen optreedt, zodat lucht uit de operatiekamer plaatselijk door de gaatjespanelen boven deze panelen komt, hetgeen ontoelaatbaar is. Bij zorgvuldig ontwerp, en zorgvuldig inregelen is dit te voorkomen.

De constructie van het geperforeerde

plafond moet een goede reinigbaarheid mogelijk maken.

In de meeste gevallen kan niet worden voorkomen dat opgaande en neergaande luchtstromen voortdurend van plaats veranderen, zodat ook dit systeem dan tot de mengende systemen moet worden gerekend. De conventionele operatielamp kan daarbij verdere wervels in de lucht veroorzaken.

Ook bij goed ontwerp is slechts een beperkte graad van verdringing te bereiken waardoor de mate van verontreiniging van de lucht boven de operatietafel slechts enigszins lager kan zijn dan bij het systeem van parapluvormig inblazen.

10.3 *Het systeem met 'afsluitende' luchtgordijnen*

Men vindt soms het systeem van het gaatjesplafond gecombineerd met verticale luchtgordijnen welke uit spleten komen, die het geperforeerde plafonddeel boven de operatietafel omsluiten. De uitblaasspleten voor de luchtgordijnen zijn meestal smal, in de orde van één cm.

De uittredende vlakke luchtstraal verliest vrij snel zijn snelheid, vermengt zich met de omringende lucht en verliest daarmee een deel van zijn afsluitend effect.

In de meeste gevallen zullen deze 'luchtgordijnen' dan ook niet het afsluitende effect hebben dat de ontwerpers ervan verwachten.

10.4 *Horizontale verdringingsstroming door de gehele ruimte*

Hierbij wordt de lucht door een verticale wand, opgebouwd uit luchtfilters, binnengevoerd, en door de tegenoverliggende doorlatende wand afgevoerd.

Om menging te voorkomen, d.w.z. volledige verdringing te bereiken, is een snelheid in de orde van 0,45 m/s nodig. Dit leidt tot ventilatievouden van 200 à 300 maal per uur, afhankelijk van het doorlatende deel van de inblaaswand en de afstand tot de tegenoverliggende wand. Om meevoeren van deeltjes, afgegeven door leden van het operatieteam, in de richting van de patiënt te voorkomen mo-

gen zich stroomopwaarts van de patiënt geen leden van het operatieteam of andere personen bevinden. De opstellingsvrijheid van de tafel en van het operatieteam is bij dit systeem daardoor enigszins beperkt.

10.5 *Horizontale verdringingsstroming door een deel van de ruimte*

Hierbij wordt slechts een deel van de verticale wand als filterwand uitgevoerd. Om voortijdige vermenging van de ingeblazen lucht met de lucht uit de omgeving te voorkomen wordt de luchtstroom geleid tussen twee verticaal afhangende doorzichtige kunststof gordijnen.

Ook is het mogelijk een apparaat in de ruimte te plaatsen dat een stuk filterwand bevat door welke de lucht wordt ingeblazen. De filterwand kan bijv. een oppervlak hebben van $3,2 \times 2,8 \text{ m}^2$ en de luchtstroom een waarde van ca. 15 000 m³/h. De volgende drie opmerkingen gelden ook voor de verdringingsstroming door de gehele ruimte:

stroomopwaarts van de patiënt mogen zich geen leden van het team of andere personen bevinden. Dit betekent dat de patiënt gelegd moet worden met zijn voeten het meest nabij de filterwand, zodat de anesthesist geheel stroomafwaarts van de patiënt kan plaatsnemen

de normale operatielamp kan worden gebruikt

gebleken is dat aan de lijzijde van leden van het team de lucht kan opstijgen en dat door wervels aan genoemde lijzijde toch deeltjes van onder de tafel op de tafel kunnen komen.

Door het Radiobiologisch Instituut TNO is voorgesteld rondom de tafel een buis ('sproei pijp') aan te brengen, welke vanuit gaatjes lucht in benedenwaartse richting uitblaast. Hiermede wordt het opstijgen van lucht aan de lijzijde van leden van het operatieteam tegengegaan. Proeven van het genoemde TNO-Instituut melden dat dan geen deeltjes meer op de tafel terechtkomen. De benodigde lucht-hoeveelheid is geringer.

10.6 *Verticale verdringsstroom door de gehele ruimte*

Hierbij wordt de lucht via het als filter uitgevoerde plafond toegevoerd en meestal door openingen onder in de verticale wanden afgevoerd.

Om opstijgende convectiestromen van het warmte-afgevend team te voorkomen is een neergaande snelheid van ten minste ca. 0,3 m/s nodig. Met dit systeem komt men op een nog hoger ventilatievoud uit, nl. in de orde van 350 tot 500 maal per uur.

De opstelling van de leden van het operatieteam om de operatietafel is hier vrij.

Tot dit systeem kan ook worden gerekend de opstelling waarbij de verticale luchtstroom wordt omhuld door doorzichtige wanden ('greenhouse') of kunststof gordijnen. Het gehele operatieteam bevindt zich binnen deze omhulling. De benodigde luchtstroom is dan enigszins beperkt. Maar ook de beschikbare ruimte om de operatietafel, de bewegingsvrijheid van leden van het operatieteam, en de toegankelijkheid van het operatiegebied is beperkt.

Whyte [5] vond bij vergelijkende metingen dat met het verticale systeem de lucht in het operatiegebied belangrijk schoner is dan met het horizontale systeem.

10.7 *Verticale verdringsstroom door een beperkt deel van de ruimte*

Hierbij wordt alleen boven de operatietafel lucht verticaal naar beneden geblazen over een oppervlak van bijv. $1,8 \times 2,8 \text{ m}^2$. De luchtstroom wordt vanaf het plafond over enige afstand verticaal geleid door een koker welke op ca. 2 m boven de vloer eindigt, zodat men er vrij onderdoor kan lopen. De vereiste luchtstroom ligt in de orde van $6000 \text{ m}^3/\text{h}$. De normale operatielamp mag niet in de luchtstroom worden geplaatst. Toepassing van een ander type operatielamp moet dan ook noodzakelijk worden geacht. Aan dit systeem, ontwikkeld door het IG-TNO, zijn vele metingen verricht.

Ook door Whyte werd veel onderzoek aan een dergelijke opstelling verricht. Whyte is van mening dat met dit verticale systeem alle denkbare operaties voldoende veilig kunnen worden uitgevoerd [6].

Een overzicht van de belangrijkste van de genoemde systemen geeft tabel 6.

Voor alle systemen geldt dat om economische redenen de lucht grotendeels moet worden gerecirculeerd. Na elke passage door de OK moet de lucht opnieuw het filter passeren waarvoor ventilatorvermogen nodig is. Het ventilatorvermogen komt daarbij als warmte in de lucht terecht. Om het langzaam oplopen van de temperatuur in de operatiekamer te voorkomen is dus koeling nodig. Het vereiste koelvermogen zal bij eerste benadering evenredig zijn met de grootte van de toegepaste luchtstroom.

De Commissie wil nog eens benadrukken dat alle verbeteringen aan het ventilatiesysteem slechts tot hun recht kunnen komen als aan alle eisen van discipline en afsluitende kleding voldaan is. Er zou ook geen verschil meer moeten worden gemaakt in de operatiekleding voor mannelijk en vrouwelijk personeel. Met andere woorden het dragen van broeken voor vrouwelijk personeel moet evenzeer noodzakelijk worden geacht als het dragen van kleding die het hoofdhaar geheel afsluit voor mannelijk personeel.

11. DE KLIMAATCODE VOOR EEN OPERATIE-AFDELING

11.1 *Inleiding*

We geven een voorbeeld van het gebruik van de klimaatcode voor een operatieafdeling met 20 OK's, ontleend aan het programma van eisen zoals door dr. J. Wester (Ministerie van Onderwijs en Wetenschappen) is vastgesteld. Een zo hoog aantal zal men zelden aantreffen, maar als voorbeeld is het goed bruikbaar. Het schema van de plattegrond is zo gekozen dat het aan vrijwel alle, zo niet alle, functionele eisen voldoet. Een andere schema-inde-

Tabel 6 Overzicht van ventilatiesystemen voor een operatiekamer

type	m ³ /h ca.	venti- latie- voud ca.	berust op	reinheid op de tafel	mate van vrijheid op- stelling tafel	mate van vrijheid op- stelling team	operatie- lamp
a 'paraplu'	2 000	20	vermen- ging	matig	groot	groot	normaal
b geperforeerd plafond	3 000 à 4 000	30 à 40	hoofdz. vermen- ging	matig tot redelijk	groot	groot	evt. aan- passen
c geperforeerd plafond met luchtgordijnen	3 000 à 4 000	30 à 40	hoofdz. vermen- ging	matig tot redelijk	groot	groot	evt. aan- passen
d horizontaal verdringings- systeem, hele kamer	25 000	250	verdrin- ging	goed	beperkt	beperkt	normaal
e horizontaal verdringings- systeem, beperkt syst. Radiobiol. Inst. TNO	15 000 7 200	150 70	verdrin- ging	zeer goed *	zeer beperkt	beperkt	normaal
f1 verticaal verdringings- systeem hele kamer	50 000	500	verdrin- ging	zeer goed *	groot	groot	aan- passen
f2 verticaal verdringings- systeem, beperkt (Greenhouse)	30 000	300	verdrin- ging	zeer goed *	beperkt	enigs- zins beperkt	aan- passen
g verticaal verdringings- systeem, beperkt IG-TNO en Whyte	6 000	60	verdrin- ging	zeer goed *	beperkt	groot	aan- passen

* maar mede afhankelijk van de kwaliteit van de afsluitende kleding

ling die aan dezelfde functionele eisen voldoet is wellicht eveneens mogelijk. Het schema is niet bedoeld als bouwplaattegrond, maar geeft de relaties tussen de diverse ruimten goed weer.

11.2 Uitwerking

11.2.1 De verkeersstromen

In het eerste plattegrondscha (Fig. 17) zijn de mogelijke verkeersrichtingen met pijlen of andere symbolen aangegeven. In sommige ruimten is uitsluitend of hoofdzakelijk éénrichtingsverkeer, in andere ruimten is tweerichtingsverkeer regel. De gehele operatie-afdeling met alle bijbehorende hulp ruimten is als één gesloten afdeling gedacht. Een groot deel van de omwandeling wordt niet door toegangen doorbroken. De belangrijkste barrière is in de figuur met een dubbele lijn aangegeven. Waar deze barrière van

buiten de gehele afdeling af gepasseerd moet worden, is steeds een tussenruimte aanwezig met sluiskarakter. Patiënten komen als regel via de overdrachtruimte 6.07 naar de wachtruimte 6.08, van waaruit zij via de overdrachtruimte 6.10, 6.11 of 6.12 in de 'schone gang' komen.

In de schone gang zijn vijf operatieblokken aanwezig met elk 4 OK's. In elk blok is tussen twee van de vier OK's een ruimte voor hulpverrichtingen. De berging steriele goederen kan centraal gelegen zijn tussen de vier OK's. Telkens tussen twee OK's is een regieruimte aanwezig.

De patiënt komt bijv. via de inleidingsruimte 1.19 in de OK 1.17. Ruimte 1.21 om zich te wassen grenst aan de OK. Vuile goederen kan men afvoeren via ruimte 1.23. Hulpverrichtingen zijn mogelijk in 1.24. Steriele goederen betreft men van 1.13. De patiënt wordt uitgeleid via 1.15, schone gang en 6.19 naar de ver-

CENTRALE OPERATIE AFDELING (schema verkeer)

- = eenrichtingverkeer
 ↔ = tweerichtingverkeer
 — = loket of doorgeefkast
 x = sluis berging steriele goederen (toegevoegd)
 zh = ziekenhuis
 wr = wachtruimte
 ok = operatiekamer
 vk = verkoopruimte

N.B. = dit schema is geen bouwplaattegrond !

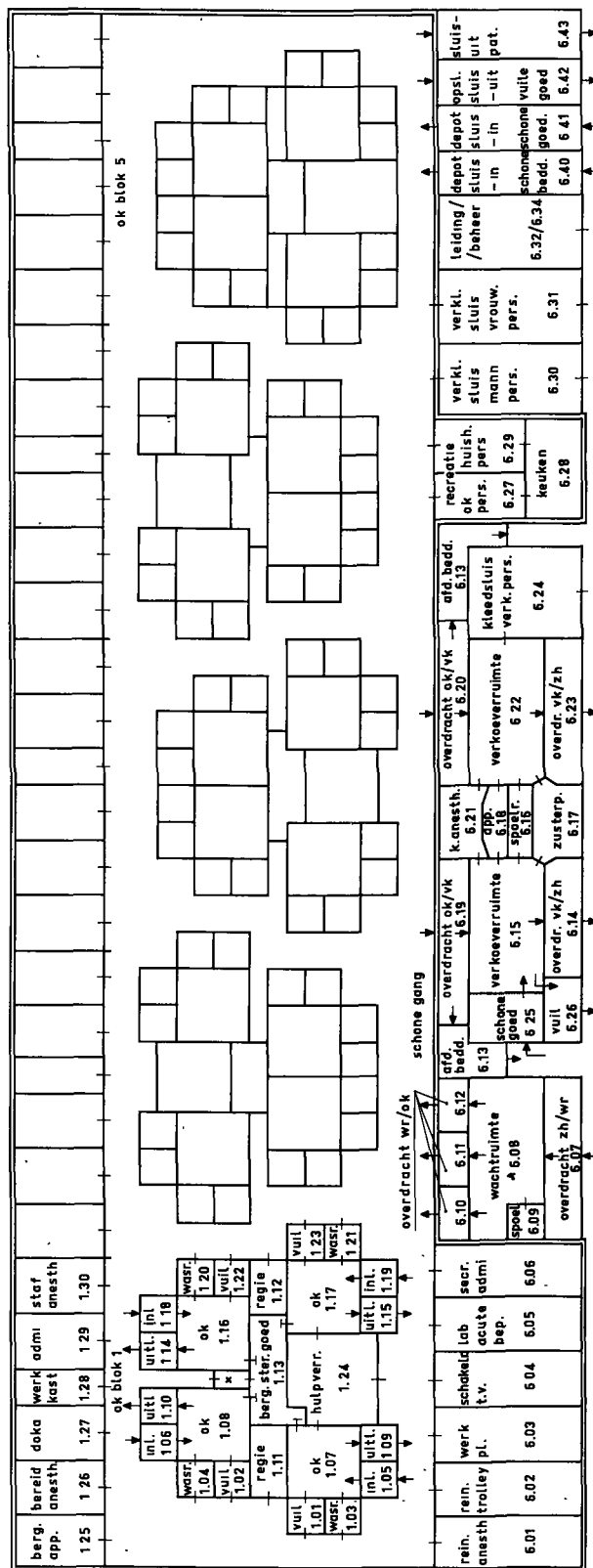


Fig. 17 Schema van de aanbevolen verkeersrichtingen in een operatie-afdeling.

CENTRALE OPERATIE AFDELING (schema drukverdeling)

zh = ziekenhuis

wr = wachtruite

ok = operatiekamer

vk = verkoopruimte

b.g.t.e.d.c.b.o.g. = afnemende druk

o = nul{druk

N.B. = dit schema is geen bouwplattegrond !

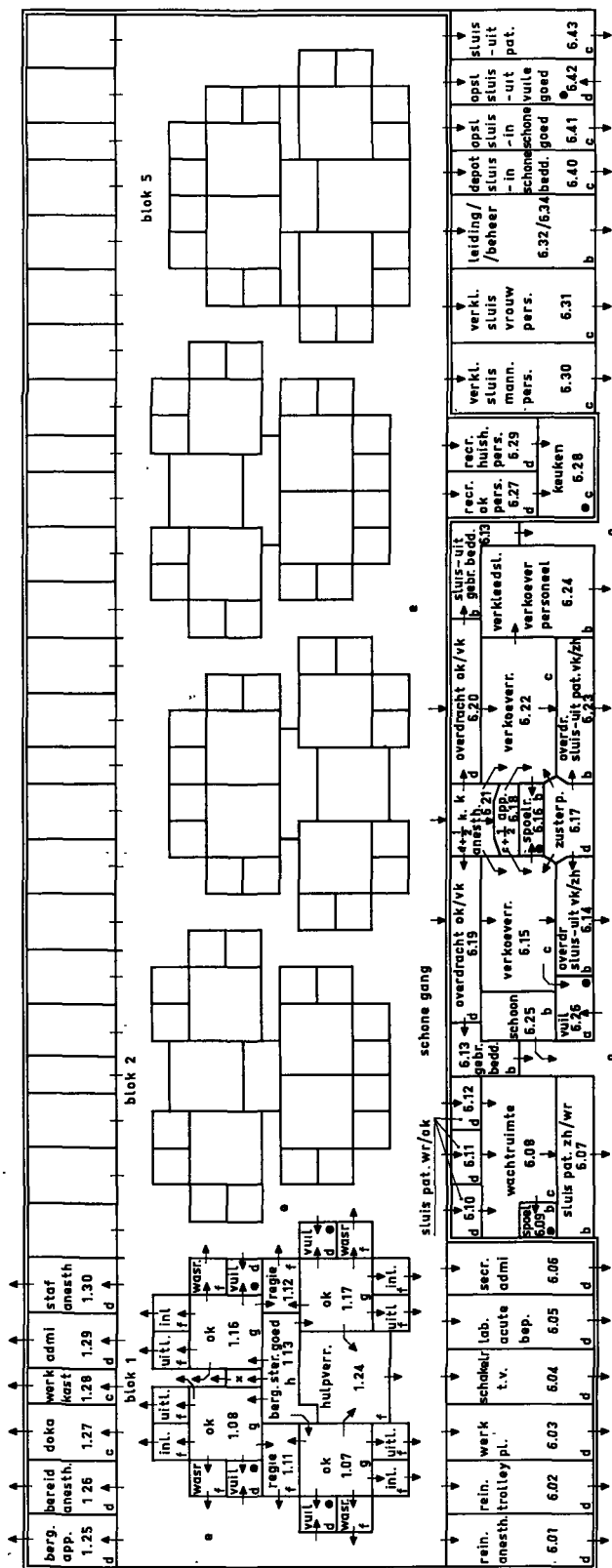


Fig. 18 Schema van de aanbevolen drukverdeling in een operatieafdeling.

koeverruimte 6.15, en vandaar via de overdrachtsluis 6.14 naar de verpleegafdeling.

Links boven in de figuur ligt een aantal hulpruimten welke bij het blok 1 behoren. Elk operatiekamerblok heeft een dergelijke groep ruimten. Bovendien hebben alle blokken gezamenlijk een groep alleen vanuit de schone gang toegankelijke hulpruimten, welke onder in de figuur zijn gelegen. Personeel dat in de OK-blokken werkzaam moet zijn kan via de verkleedruimten 6.30 en 6.31 in de schone gang komen. Deze verkleedruimten bevatten nog een onderverdeling welke de scheiding tussen 'schoon' en 'vuil' helpt bevorderen. De inschriften en bijschriften in het plattegrondschematische geven verdere informatie over de hierboven niet genoemde ruimten.

11.2.2 De drukverdeling en de luchtrichting in de afdeling

Het principe volgend dat men wil verhinderen dat de schoonste ruimten verontreinigd raken, is een drukval resp. luchtstroomrichting gekozen van 'schoon' naar 'vuil'. De ruimte buiten de operatieafdeling wordt dan als 'vuil' gezien, de berging steriele goederen als de schoonste ruimte.

Deze gedachtengang volgend komt men voor de berging steriele goederen tot de hoogste druk h , voor de OK's op g , voor de verdere aan de OK grenzende ruimten op f , behalve de 'vuile' ruimte 1.23, welke men een druk d zal willen geven, dus lager dan die van de schone gang aan welke druk e is toegedacht. Deze drukverdeling zal aanwezig moeten zijn bij gesloten deuren.

Het openen van één deur mag geen omkering in de volgorde van heersende drukken geven van binnen naar buiten. Daarom is in de toegang tot de berging steriele goederen een sluisruimte x nodig.

De deuren in de sluis mogen niet tegelijk kunnen worden geopend. Zou slechts één deur aanwezig zijn dan zou de druk in de berging steriele goederen bij het

openen van de deur lager worden dan in de OK, hetgeen niet toelaatbaar is.

Ook het openen van één of twee doorgeefkotten van 1.13 naar de OK's mag de drukhiërarchie langs de verbindingen naar de schone gang niet verloren doen gaan.

De druk e in de schone gang veroorzaakt overal door alle randruimten een luchtstroom naar de ruimte buiten de afdeling of naar de afzuigpunten in de randruimten. Waar pijltjes in het tweede schema (Fig. 18) de barrière (dubbele lijn) doorkruisen is niet overal een deur aanwezig; daar is dan wel een afstroomrooster denkbaar.

Op deze wijze komen de ruimten tussen de schone gang en de buitenomtrek van de afdeling vanzelf op een lagere druk dan de schone gang en een hogere druk dan de 'vuile' buitenomgeving van de operatieafdeling.

Spoelruimten in de perifere ruimten worden afgezogen om deze op een lagere druk te houden dan de ermede in verbinding staande ruimten. Van de afdeling is een analogon in studie om na te gaan hoeveel en welke deuren nog geopend kunnen worden zonder de drukhiërarchie te verstoren.

Het ziet er voorlopig naar uit dat dit met een bepaald ontwerp tamelijk vergaand te verwezenlijken is zonder regelapparatuur. Uit dit onderzoek zal kunnen volgen voor welke deurcombinaties een tegelijk openen voorkomen moet worden.

11.2.3 De luchthoeveelheden en luchtkwaliteiten

In de tabellen zijn de klimaatcodes aangegeven. De betekenis is in paragraaf 4 behandeld. Wij bespreken er enkele.

In de ruimte 1.01/02, opslag vuile goederen: 5Xd; 5 betekent 4 à 6 luchtwisselingen per uur, X betekent afvoerlucht naar buiten, de lucht wordt eventueel uit naburige ruimten aangezogen, d betekent één drukverschilniveau lager dan de schone gang (die drukniveau e heeft).

1.07 Operatiekamer: 20 RFg.

20 betekent tenminste 15 luchtwisselingen per uur. R betekent: tenminste 6

van de luchtwisselingen zijn verse lucht; recirculatie is dus toegestaan (maar niet verplicht!).

F betekent extra filteren: 99% vangst bij 5 µm voor de lucht die naar de luchtbehandeling gaat en na de luchtbehandeling een nafilte, dat tenminste 99,9% vangt bij 5 µm en 99% bij 1 µm.

Narcosegassen worden zoveel mogelijk ter plaatse van de dosering rechtstreeks afgezogen en naar buiten afgevoerd.

Sluis 6.07: 8Rb. Getal 8 betekent 6 à 10 luchtwisselingen per uur. 8R = hiervan tenminste 4 luchtwisselingen verse lucht; recirculatie dus toegestaan. Letter b betekent in dit geval een druk die één drukniveau hoger is dan de omgeving buiten de afdeling.

De code voor wachtruimte 6.08 is gelijk aan die voor 6.07, doch één drukniveau hoger. De sluis 6.10: 8Rd weer hetzelfde aantal luchtwisselingen, hetzelfde aandeel verse lucht, recirculatie toegestaan en een druk gelegen tussen schone gang en wachtruimte.

De ruimte 6.21 voor de anesthesist bij de overdrachtruimte voor patiënten die van de OK terugkomen, heeft (5Rd + 1/2) wat betekent 4 à 6 luchtwisselingen per uur, waarvan tenminste 3 verse lucht, recirculatie toegestaan, een druk gelegen tussen die van de schone gang en die van de overdrachtruimte. Dit is gedaan om tegen te gaan dat er narcosegassen die door patiënten worden uitgeademd binnendringen in de kamer van de anesthesist. Dezelfde gedachtengang is gevolgd voor de zusterpost 6.17: 5Rd. De druk in de zusterpost is hoger dan die in de verkoeverruimte. De spoelruimte 6.16: 8Xb krijgt afzuiging en een lagere druk dan de omringende ruimten.

Hoe de ventilatie voor de operatiekamer zelf ontworpen kan worden is beschreven in paragraaf 12.

De genoemde voorbeelden worden als toelichting voldoende geacht:

1 t/m 5 Operatieblokken		Klimaat-code
01/01	opslag vuile goederen	5Xd
03/04	wasruimte	8Rf
05/06	inleidingskamer	8Rf
07/08	operatiekamer (11 pers.)	20RFg*
09/10	uitleidingskamer	8Rf
11/12	regiekamer (2 pers.)	8Rf
13	berging steriel goed	5Rh**
14/15	uitleidingskamer	8Rf
16/17	operatiekamer (11 pers.)	20RFg*
18/19	inleidingskamer	8Rf
20/21	wasruimte	8Rf
22/23	opslag vuile goederen	5Xd
24	kamer hulpverrichtingen	12Rf
—	schone gang ('cléan corridor') e	
25	berging apparatuur	5Rd
26	bereidingskamer anesthesie	8Rd
27	doka/hulpruimte	5Xc
28	werkkast	5Xc
29	kamer administratie enz.	5Rd
30	stafkamer anesthesie	5Rd
	technische ruimte per blok	p.m.

* Zie paragraaf 12.

** Toegang met vergrendelde sluis nodig

6 Centrale ruimte (t.b.v. operatieblokken)		
01	reiniging anesthesie app.	8Rd
02	reiniging trolleys	8Rd
03	werkplaats	8Rd
04	schakelkamer tv ¹⁾	5Rd
05	lab. acute bepalingen	8Xd
06	secretariaat/administratie	5Rd
07	overdrachtssluis zh/wr	8Rb
08	wachtruimte (8 verpl.k + 2 pat.)	8Rc
09	spoelruimte	8Xb
10/12	patiëntensluis-in wr/ok	8Rd
13	depot gebruikte afd.-bedden	5Rb
14	overdrachtssluis vk/zh	8Rb
15	verkoeverkamer	8Rc
16	spoelkamer	8Xb
17	zusterpost	5Rd
18	apparatenberging*	5Rc+1/2
19/20	overdrachtssluis ok/vk	8Rd
21	kamer anesthesist*	5Rd+1/2
22	verkoeverkamer	8Rc
23	overdrachtssluis vk/zh	8Rb
24	kleedsluis personeel vk (ca. 20 pers.)	8Rb
25	berging/sluis schoon goed	5Rb

¹⁾ Afkortingen: tv = televisie

zh = ziekenhuis

wr = wacht- en verkoeverruimte

ok = 'schone gang'

vk = verkoeverruimte

* druk c+1/2 drukkiveau-eenheid, resp. druk d+1/2 drukkiveau-eenheid.

6	<i>Centrale ruimte (t.b.v. operatieblokken) (vervolg)</i>	<i>Klimaat-code</i>
26	berging/sluis vuil goed	5Xa
27	recreatie personeel (ca. 11 pers.)	8Xd
28	keuken	8Xc
29	recreatie huish. personeel (ca. 25 pers.)	8Xd
30	verkleedsluis mannen (ca. 15 pers.)	8Rc
31	verkleedsluis vrouwen (ca. 15 pers.)	8Rc
32/34	kamer leiding/beheer	5Rb
35/39	spectatorium (aantal pers. 20)	8Xa
40	depot/sluis-in schone bedden	8Rc
41	opslag/sluis-in schone goederen	8Rc
42	opslag/sluis-uit vuile goederen	5Xa
43	sluis-uit patiënten	8Rc

12. AANBEVELINGEN VOOR DE VENTILATIE VAN OPERATIEKAMERS

Reeds in paragraaf 11 is een aantal aanbevelingen vermeld: een ventilatievoud van ten minste 15 maal per uur, waarvan ten minste 6 maal per uur buitenlucht. Het nafilte met een vangst van 99,9% voor deeltjes van 5 μm en 99% voor deeltjes van 1 μm .

Altijd overdruk toepassen ten opzichte van de minder schone omringende ruimten. De overdruk wordt ook voor de zogenaamde septische OK verlangd. Deze bepaling berust op de volgende overwegingen. Voor het niveau van de verontreinigingen welke in de OK ontstaan maakt het geen verschil of men met overdruk of onderdruk werkt. Het niveau van de verontreinigingen van buiten de OK is meestal hoger. Met onderdruk in de OK zuigt men deze verontreinigingen aan, met overdruk houdt men ze buiten de deur. Bovendien is bij onderdruk in de OK minder goed bekend welke kiemen men binnenhaalt. Vandaar de eis altijd met overdruk in de OK te werken. Deze moet gedurende het gehele etmaal worden gehandhaafd, ook in de perioden dat de OK niet in gebruik is. Het ventilatie-

voud mag dan verminderd worden mits voldoende overdruk gehandhaafd blijft. Narcosegassen moeten plaatselijk worden afgezogen met afvoer naar buiten. Goed afsluitende kleding is noodzakelijk: zowel voor mannen als vrouwen worden broeken noodzakelijk geacht; hoofdkappen moeten al het haar inclusief baard bedekken; maskers moeten effectief zijn en bij voorkeur van het reflecterende type. Dit zijn maskers waarbij de uitademde lucht door het masker langs het hoofd naar achteren wordt geleid.

Voor de ventilatie wordt voorkeur gegeven aan een verdringingssysteem in een beperkt deel van de ruimte, waardoor bij een beperkte luchthoeveelheid toch een goede toegankelijkheid van de operatietafel en het operatieteam blijft bestaan.

13. LITERATUUR

Paragraaf 3

- [1] Solberg, e.a., The collection of airborne micro-organisms, The Ohio Journal of Science, sept. 1956.
- [2] Williams, R.E.O., e.a., Hospital Infection 1966, pag. 209.
- [3] Whyte, W., Bacteriological aspects of air-conditioning plants, J. Hyg. Camb. **66**, (1968), pag. 567/584.
- [4] Williams, R.E.O., e.a., Hospital Infection 1966, pag. 211.

Paragraaf 5

- [1] Van der Wal, J. F. De theorie van het vangen van deeltjes door luchtfilters. Verwarming en Ventilatie **28** (1971), p. 220-222.
- [2] Van der Wal, J. F. Luchtfilters voor toepassing in ziekenhuizen. Publ. no. 439 van IG-TNO, 1972.
- [3] Stokes, E. A., Mulcaster, K. D. Air filtration (artikelenreeks). Steam and Heating Engineer (1969) **38**.
- [4] Dorman, R. G. European and American methods of testing of air conditioning filters. Filtration/Separation (1968), p. 24-28.
- [5] Hasenclever, D. Filter zur Luft- und Gasreinigung in kerntechnischen Anlagen. Staub-Reinh. Luft **31** (1971), p. 45-51.
- [6] Strausz, H. J. Bemerkungen zur gegenwärtigen Situation auf dem Gebiet der Luftfilter-Prüfungen. Staub-Reinh. Luft **28** (1968), p. 391.

- [7] ASHRAE Guide 1974, Applications. Hoofdstuk 7, p. 7.4 en 7.5.
- [8] ASHRAE Guide 1972, Equipment. Hoofdstuk 10, p. 83-94.

Paragraaf 10

- [1] Bossers, P. A. – Luchtverdeling in operatiekamers Publ. 398 van IG-TNO, 1971.
- [2] Bossers, P. A. – De beoordeling van reinheid en comfort in operatiekamers Publ. 434 van IG-TNO, 1972.
- [3] Intag, C. E., H. A. Wiebe en C. L. Partain – An investigation of the importance of air flow in control of post operative infections. ASHRAE J. Febr. 1975, p. 27-35.
- [4] Laufman, H. – Confusion in application of clean air systems to operating rooms. Airborne Transmission and Airborne Infection (ed. J. F. Ph. Hers and K. C. Winkler), Oosthoek Publishing Co., Utrecht, 1973, p. 575-580.
- [5] Whyte, W. en B. H. Shaw – A bacteriological evaluation of laminar flow systems for orthopaedic surgery. J. Hyg. Cam., **71**, (1973), 9 p. 559-564.
- [6] Whyte, W. – Persoonlijke mededeling 30 juni 1975.

OVERZICHT VAN TOT DUSVER GEHOUDEN VOORDRACHTEN TIJDENS TVVL-TNO-DAGEN

De voordrachten zijn per jaar gebundeld en verkrijgbaar tegen de vermelde kosten.

1e dag, oktober 1971 (Thema: Research)

H.Ph.L.den Ouden	Rookverspreiding en ventilatiesystemen
P.A.Bossers	Luchtverdeling in operatiekamers
H.B.Bouwman	Optimale snelheden in luchtkanalen
R.D.Crommelin	Dynamisch gedrag van warmtewisselaars en koelers van een airconditioninginstallatie
R.S.Soeleman	Problemen bij het samenstellen van pakketten klimaatvariabelen voor de standaardberekening van het binnenklimaat in gebouwen

Publikatie 397-401 f 4,50

Discussies in TVVL 1 (1972) nr. 1

2e dag, oktober 1972 (Thema: Ziekenhuizen)

E.van Gunst	Speurwerk dient te beginnen en te eindigen in de praktijk
D.van der Waaij	Vermijden van kruisinfecties in ziekenhuizen via de lucht
P.A.Bossers	Beoordeling van reinheid en comfort in operatiekamers
W.F.de Gids	Plattegronden van isolatiekamers uit luchttechnisch oogpunt beschouwd
H.Ph.L.den Ouden	Opzet van een isolatie-afdeling gezien vanuit luchttechnisch oogpunt
H.B.Bouwman	Mogen deuren in ziekenhuizen open blijven staan?
H.B.Bouwman, m.m.v.	Is recirculatie in een ziekenhuis onaanvaardbaar?
K.C.Winkler	
J.F.van der Wal	Luchtfilters voor ziekenhuizen

Publikatie 433-439 f 10,—

Discussies in TVVL 1 (1972) nr. 12 met vervolg in Klimaatbeheersing 2 (1973) nr. 1.

3e dag, oktober 1973 (Thema: Praktijkonderzoek)

E.van Gunst	Technische procedures bij het tot stand komen van klimaatinstallaties
R.S.Soeleman	Praktische methode om het temperatuurgedrag in gebouwen te voorspellen
T.J.Kroes	Inblaas voor inductie-units voor een gebouw met cassette-plafonds
P.A.Bossers	Steekproef als meetprocedure voor de keuring van een klimaatinstallatie
W.F.de Gids	Enquête als bijdrage tot verbetering van het klimaat in een geklimatiseerd kantoorgebouw
Ph.J.Ham	Temperatuurregeling bij toepassing van luchtbehandelingsinstallaties gecombineerd met radiatorenverwarming
H.B.Bouwman	Luchtstromingen door een open deur

Publikatie 472-478 f 15,—

Discussies in Klimaatbeheersing 3 (1974) nr. 1

4e dag, november 1974 (Thema: Natuurlijke ventilatie, en verwarming)

H.Ph.L.den Ouden en W.F.de Gids	Werking van gecombineerde verticale ventilatiekanalen bij natuurlijke ventilatie in de hoogbouw en middelhoogbouw
W.F.de Gids en H.Ph.L.den Ouden	Onderzoek naar de invloed van hoogte, plaats en vorm van de uitmonding, en de invloed van omringende bebouwing op de werking van kanalen voor natuurlijke ventilatie
R.S.Soeleman	Vergelijking van het van dag tot dag gemeten en dynamisch berekende warmteverbruik van een woning
W.Adam	Brandstofverbruik en gedrag van verwarmingsinstallaties in woningen en andere gebouwen
D.J.van der Heeden	Toestelgedrag en gebruiksrendement van kleine CV-ketels en gasboilers
J.Claus	Ontwikkelingstendenzen in verwarmingssystemen

Publikatie 528-530 f 20,—

Discussies in Klimaatbeheersing **4** (1975) nr. 2

Bestellingen (met opgave: Voordrachten TVVL-TNO-dag, jaar) uitsluitend schriftelijk bij de Afdeling Binnenklimaat van het Instituut voor Milieuhygiene en Gezondheidstechniek TNO, Postbus 214, Delft.

De prijzen zijn excl. BTW en verzendkosten.

Colofon

**Bij het tot stand komen van deze uitgave
waren mede betrokken :**

Ir. H.B. Bouwman

redactie

Mw. M.M. Makadoero en Mw. M.Th. Khiati

typewerk

W.A.J. Slootweg en W.H. van Velzen Sr.

tekenwerk

W.D. Meinema B.V.- Delft

lay-out en druk

M.H. de Groot

coördinatie