

# Interactie luchttemperatuur en -debiet in CAV-systemen

*Interaction of air temperature and flow in CAV systems*



**Dr.ir.J.L.M. Hensen\***

## Inleiding

Voor een minimaal energiegebruik ten behoeve van luchtdistributie zou een klimatiseringsinstallatie kunnen worden gedimensioneerd uitgaande van een constant (en bij voorkeur zo laag mogelijk) luchtdebiet. Bij een dergelijk constant debiet (Constant Air Volume of CAV) ontwerp wordt ervan uitgegaan dat de toevoer van verse lucht naar de verschillende gebouwzones overeenkomt met de behoefte aan verse lucht. In de praktijk wordt dit laatste bepaald door de vigerende ventilatienormen.

Bij het ontwerp van een CAV-installatie is het gebruikelijk om een constante luchttemperatuur (en dus constante soortelijke massa) aan te nemen. In werkelijkheid is dit niet zo, omdat de buitenluchttemperatuur varieert en doordat het koel- of verwarmingsvermogen bij een CAV-installatie wordt aangepast door de toevoerluchttemperatuur te variëren. Door krachten ten gevolge van verschillen in soortelijke massa en andere met de soortelijke massa samenhangende effecten, zullen de luchtdebieten naar de verschillende vertrekken variëren in de tijd.

Om enige kwalitatieve en kwantitatieve informatie te kunnen geven over de consequenties (voor debieten en energiegebruik) van de 'constante temperatuur' aanname, is een parameterstudie uitgevoerd op basis van simulaties van een eenvoudige CAV-installatie.

## Samenvatting

Door middel van ontwerpparameteranalyse is nagegaan hoe de 'constantheid' in een CAV-installatie wordt beïnvloed door temperatuurverschillen ten gevolge van variaties in de warmtebehoefte of anderszins.

De gevolgde benadering en de wijze waarop de berekeningen werden uitgevoerd wordt globaal beschreven.

Vervolgens wordt ingegaan op de resultaten van luchtdebieten en energiegebruik.

Er kan worden geconcludeerd dat er een 'tekortkoming' is in de huidige ventilatienormen en dat het zeer moeilijk is om een echt constant debiet te verwezenlijken.

## Summary

By means of parametric analyses, it was studied how the "constantness" of a CAV system is affected by temperature differences resulting from heat load variations or otherwise.

The approach and how calculations were performed is outlined. Results are shown with respect to consequences for volume flow rates and for energy consumption.

It is concluded that there is a "flaw" in current ventilation standards and that it is hard to make a real constant volume system.

## Berekeningsmethode

Gebruik is gemaakt van het simulatieprogramma ESP-r (Environmental Systems Performance-research versie). Voor een algemene beschrijving van de ESP-r energiesimulatieomgeving kan worden verwezen naar [2]. Voor wat betreft simultane simulatie van gekoppeld warmte- en massatransport in gebouw en/of installatie naar [3] en [4]. De simulatie van het massatransport zou globaal kunnen worden omschreven als: gedurende iedere simulatietijdstap, wordt het massatransportprobleem beschouwd als een stationaire stroming (eventueel in twee richtingen) van een onsamendrukbaar medium door verbindingen die het gebouw / installatie stromingsnetwerk representeren zoals dat is onderworpen aan bepaalde randvoorwaarden met betrekking tot (wind) drukken en/of debieten. Het probleem wordt daardoor gereduceerd tot de berekening van de stroming door deze verbindingen (bijv. een kanaal, ventilator, rooster, leiding, pomp, etc.) waarbij de interne knopen van het netwerk bepaalde vooralsnog onbekende drukken voorstellen. Er wordt tot een

oplossing gekomen door middel van een iteratieve methode, waarbij de onbekende drukken net zolang worden aangepast totdat de (massa) onbalans in ieder knooppunt kleiner is dan een door de gebruiker gespecificeerd criterium.

Aan iedere knoop wordt een hoogte ten opzichte van een referentievlak toegekend en een temperatuur die overeenkomt met een randvoorwaarde, of met de condities in een bepaald vertrek of in een bepaalde plaats in de installatie. Zoals beschreven in de volgende paragraaf worden deze hoogte en temperatuur gebruikt voor de berekening van stroming ten gevolge van verschillen in soortelijke massa (of schoorsteeneffecten) die uiteraard belangrijk zijn in de huidige context.

ESP-r biedt een grote verscheidenheid aan stromingselementen. In de huidige context worden alleen de stromingsgeleider (= kanaal), stromingsopwekker (= ventilator) en restrictie elementen (= opening) toegepast. Hierna wordt in een afzonderlijke paragraaf een korte beschrijving van deze specifieke elementen gegeven, om te verduidelijken hoe verschillen in soortelijke massa in rekening worden gebracht. Voor een volledige beschrijving van alle beschikbare stromingselementen kan worden verwezen naar [3].

\*. University of Strathclyde, Glasgow  
Dept. of Mechanical Engineering, Energy  
Systems Division

## Berekening van het schoorsteeneffect

De berekening van stroming ten gevolge van verschillen in soortelijke massa (of schoorsteeneffect) kan worden verduidelijkt aan de hand van de schematische weergave in Figuur 1 van twee zones (bijvoorbeeld kamers) die met elkaar zijn verbonden. Aangenomen wordt dat iedere zone gekarakteriseerd kan worden met een enkele temperatuur en een enkele statische druk op een bepaalde hoogte ten opzichte van een referentievlak. De in- en uitstroomopeningen van de verbinding liggen op verschillende hoogten ten opzichte van elkaar en ten opzichte van de knopen die de zones karakteriseren. Deze "ingewikkelde" configuratie is alleen gekozen om de berekeningsmethode te kunnen verduidelijken. Berekening van de stroming door een element  $i$  is gebaseerd op de Bernoulli-vergelijking met verliesterm voor 1-dimensionale, stationaire stroming van een onsamendrukbaar Newtons medium:

$$\Delta P_i = (\rho_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2) - (\rho_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2) + \rho g(z_1 - z_2) \quad (\text{Pa}) \quad (1)$$

waarin:

$\Delta P_i$  som van alle wrijvings- en dynamische verliezen (Pa)  
 $\rho_1, \rho_2$  statische druk aan in- en uitstroomzijde (Pa)

$V_1, V_2$  snelheid aan in- en uitstroomzijde (m/s)  
 $\rho$  soortelijke massa van het medium (kg/m<sup>3</sup>)  
 $g$  zwaartekrachtversnelling (9,81 m/s<sup>2</sup>)  
 $z_1, z_2$  hoogte van de in- en uitstroomopening (m)

$\rho$  is hierbij gelijk aan  $\rho_n$  of  $\rho_m$  afhankelijk van de richting van de stroming. In ESP-r is  $\rho$  gebaseerd op de laatst berekende stromingsrichting. Vergelijking (1) krijgt een teken afhankelijk van de stromingsrichting: positieve stroming is van punt 1 naar punt 2 (dus van knoop  $n$  naar knoop  $m$ ).

Voor toepassing in het stromingsprogramma kan vergelijking (1) worden vereenvoudigd door combinatie van met elkaar samenhangende termen. De termen met  $\frac{1}{2} \rho V_2^2$  beschrijven de dynamische druk; de totale druk is gedefinieerd als de som van statische en dynamische druk:  $P = p + \frac{1}{2} \rho V^2$ . Als de knopen  $n$  en  $m$  een grote ruimte (bijvoorbeeld een vertrek) representeren, dan mag de dynamische druk worden verwaarloosd. Als een knoop een bepaalde plaats in een kanaal of leiding representeert, dan zal er een positieve dynamische druk zijn. De druk aan in- en uitstroomzijde kan aan de druk in een knoop worden gerelateerd met behulp van de hydrostatica:

$$P_1 = P_n + \rho_n g(z_n - z_1) = P_n - \rho_n g h_1 \quad (\text{Pa}) \quad (2)$$

waarin  $h_1 = z_1 - z_n$  (m)

en

$$P_2 = P_m + \rho_m g(z_m - z_2) = P_m - \rho_m g h_2 \quad (\text{Pa}) \quad (3)$$

waarin  $h_2 = z_2 - z_m$  (m)

De relatieve hoogten  $h_1$  en  $h_2$  vormen een handige manier om de in- en uitstroomhoogte van stromingselementen te beschrijven. Het komt bijvoorbeeld vaak voor, dat stromingselementen in de gebouwschil alleen van elkaar verschillen in plaats (hoogte). In andere gevallen (bijvoorbeeld als het stromingselement deel uit maakt van een kanalen- of leidingstelsel) kunnen de relatieve hoogten nul zijn.

Met behulp van bovenstaande kan vergelijking (1) worden gereduceerd tot:

$$\Delta P_i = P_n - P_m + \rho g(z_n + h_1 - z_m - h_2) - \rho_n g h_1 + \rho_m g h_2 \quad (\text{Pa}) \quad (4)$$

De termen  $[\rho g(z_n + h_1 - z_m - h_2) - \rho_n g h_1 + \rho_m g h_2]$  vormen gezamenlijk de zogenaamde 'schoorsteendruk'  $PS_i$ , werkend op stromingselement  $i$ .

Voor stroming in positieve richting (dus  $\rho = \rho_n$ ) geldt:

$$PS_i = \rho_n g(z_n - z_m) + h_2 g(\rho_m - \rho_n) \quad (\text{Pa}) \quad (5)$$

en voor stroming in negatieve richting (dus  $\rho = \rho_m$ ):

$$PS_i = \rho_m g(z_n - z_m) + h_1 g(\rho_m - \rho_n) \quad (\text{Pa}) \quad (6)$$

## Berekening van enkele stromingselementen

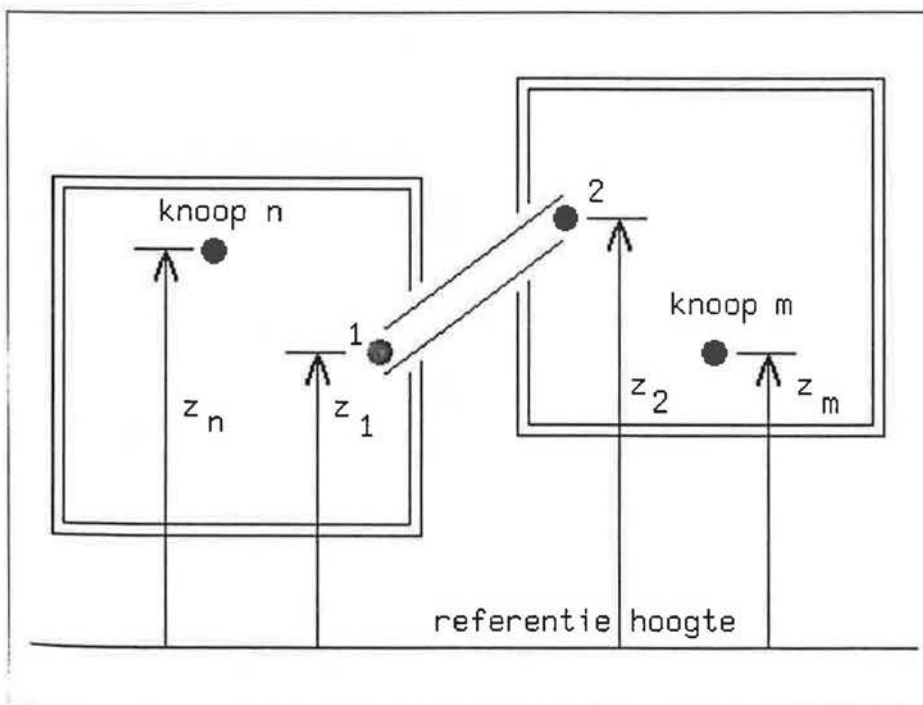
Bij stroming van een medium door een stromingsgeleider (d.w.z. een kanaal of leiding) met een constante doorsnede, geen drukverhoging door ventilator of pomp, en onder stationaire omstandigheden, kan de som van de wrijvings- en dynamische verliezen  $\Delta P$  worden bepaald uit:

$$\Delta P = f L \rho \bar{v}^2 / 2 D_h + \sum C_i \rho \bar{v}^2 / 2 \quad (\text{Pa}) \quad (7)$$

waarin

$f$  de wrijvingsfactor (-),  
 $L$  de lengte (m),  
 $D_h$  de hydraulische diameter (m),  
 $\bar{v}$  de gemiddelde snelheid (m/s),  
 $C_i$  de lokale weerstandsfactor ten gevolge van stromingsweerstand  $i$  (-).

De lokale weerstandsfactoren representeren dynamische drukverliezen ten gevolge van verstoring van de stroming door bijvoorbeeld: aanzuig- of uitblaasroosters, bochten, vertakkingen, obstructies, enz. Numerieke waarden



Figuur 1 Schematische weergave van een 2-zone configuratie

voor deze lokale weerstanden kunnen in de literatuur worden gevonden.

De wrijvingsfactor hangt af van de aard van de stroming, die weer kan worden gekarakteriseerd met het zogenaamde Reynolds-getal:

$$Re = \bar{v} D_h / \nu (-)$$

waarin:

$\bar{v}$  de kinematische viscositeit ( $m^2/s$ ).

In ESP-r worden drie typen stroming onderscheiden: voor  $Re \leq 2300$  wordt de stroming laminair verondersteld, bij  $2300 < Re < 3500$  wordt een overgangsgedrag verondersteld, en bij  $Re > 3500$  wordt ervan uitgegaan dat de stroming volledig turbulent is. In het huidige geval hebben we alleen met de laatste situatie van doen.

Bij turbulente stroming kan de wrijvingsfactor worden berekend uit een expliciete benadering van de impliciete Colebrook-White vergelijking, die nauwkeurig genoeg is voor de meeste technische toepassingen:

$$f = 1/[2 \log(5,74/Re^{0,901} + 0,27.k/D_h)]^2 (-) \quad (8)$$

waarin:

$k$  de absolute wandruwheid ( $m$ ).

De massastroom door bijvoorbeeld een kanaal kan nu worden berekend uit een "bekend" drukverschil met:

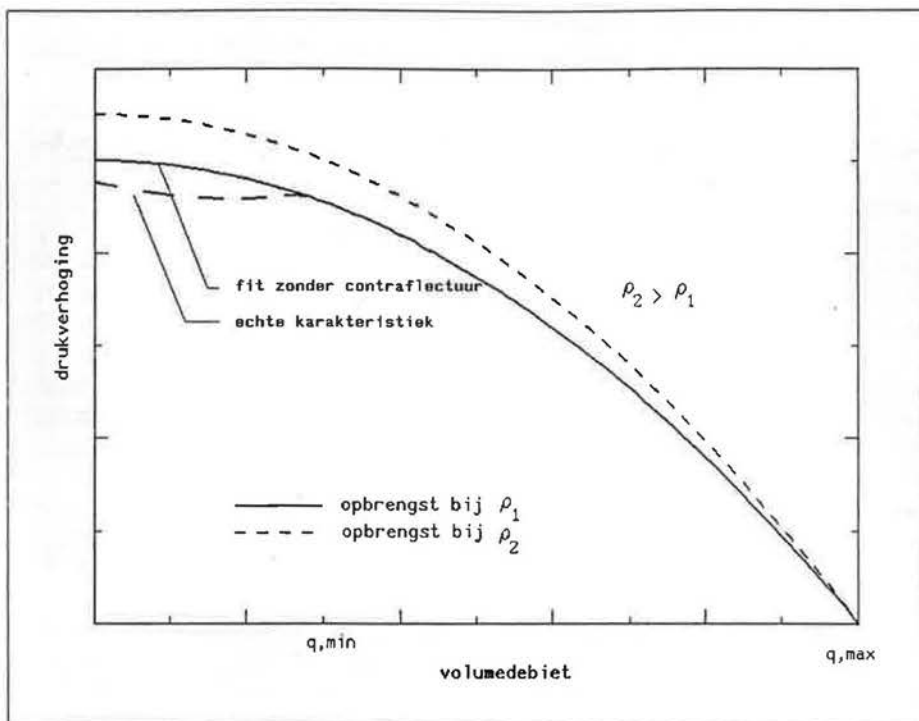
$$m = A \sqrt{\frac{2 \rho \Delta P}{f L / D + \Sigma C_i}} \quad (kg/s) \quad (9)$$

waarin:

$A$  het oppervlak van de doorsnede ( $m^2$ ). Omdat we hiermee in feite een impliciete formulering van  $\bar{v}$  hebben gekregen, kan  $m$  alleen worden bepaald met een iteratie methode (in ons geval wordt de zogenaamde "fixed point" methode hiervoor gebruikt).

Uit praktische overwegingen (d.w.z. gebrek aan gedetailleerde gegevens) wordt bij simulatie van een ventilator meestal uitgegaan van een relatief eenvoudig empirisch model. Volgens [5] voldoet een empirisch ventilatormodel uitstekend bij installatiesimulatiestudies. De ventilatoropbrengst wordt meestal gekarakteriseerd door een kromme zoals weergegeven in Figuur 2. Hierna wordt de relatie aangegeven tussen de verhoging van de totale druk en het debiet, uitgaande van een bepaald ventilator/pomptoerental en soortelijke massa van het medium.

Zoals gesuggereerd in Figuur 2, is het niet ongebruikelijk dat in een opbrengst-karakteristiek punten voorkomen waarbij



Figuur 2 Schematische ventilator / pomp opbrengst-karakteristiek

bij eenzelfde drukverhoging meer debieten mogelijk zijn. Dit maakt het moeilijk om voor een dergelijke drukverhoging het debiet te bepalen. In de praktijk wordt echter meestal aangeraden om de ventilator buiten dat gebied te laten werken. Daarvan uitgaande, kan de opbrengst-karakteristiek worden benaderd door een kromme die deze punten buiten beschouwing laat. Achteraf moet wel worden gecontroleerd of het werkpunt van de ventilator inderdaad binnen het wel geldige gebied van de kromme ligt (indien dit niet zo blijkt te zijn tijdens het simuleren, dan wordt een waarschuwing gegeven).

In ESP-r wordt een ventilator opbrengst-karakteristiek voorgesteld door een derde graads polynoom:

$$\Delta P_{act} = \frac{q_{act}}{q_{norm}} \left\{ a_0 + a_1 \left( \frac{\dot{m}}{q_{act}} \right) + a_2 \left( \frac{\dot{m}}{q_{act}} \right)^2 + a_3 \left( \frac{\dot{m}}{q_{act}} \right)^3 \right\} (Pa) \quad (10)$$

en

$$\dot{q}_{min} \leq \frac{\dot{m}}{q_{act}} \leq \dot{q}_{max} \quad (m^3/s) \quad (10a)$$

$\Delta P$  is de verhoging van de totale druk over de ventilator (Pa),

$act$  staat voor de actuele condities,  $norm$  staat voor de genormaliseerde condities waarbij de  $a$ -coëfficiënten ( $Pa/(m^3/s)^j$ ), de  $\dot{q}_{min}$  ondergrens en de  $\dot{q}_{max}$  bovengrens ( $m^3/s$ ) van het geldigheidsgebied voor de polynoom zijn

bepaald.

De factor  $q_{act}/q_{norm}$  volgt uit de zogenaamde ventilatorwet (te weten:  $\Delta P_{act} = q_{act}/q_{norm} \Delta P_{norm}$ ) en geeft een correctie voor de soortelijke massa van de lucht als de condities niet overeenkomen met die voor "standaard lucht". Voor de bovenstaande vergelijking is een iteratieve methode nodig om de massastroom te kunnen bepalen bij een "gegeven" drukverschil. In dit geval maken we hiervoor gebruik van een "fail-safe" combinatie van de "interval halverings" methode (langzaam maar veilig) en de Newton-Raphson methode (eenvoudig en snel).

Een veel gebruikte uitdrukking voor turbulente stroming door relatief grote openingen (zoals bijvoorbeeld een ventilatierooster of een restrictie in een kanaal), is de zogenaamde "common orifice flow" vergelijking.

Uitgedrukt in een massadebiet wordt deze:

$$\dot{m} = C_d A \sqrt{2 \rho \Delta P} \quad (kg/s) \quad (11)$$

waarin:

$C_d$  de contractiefactor (-),

$A$  de doorsnede oppervlakte ( $m^2$ ).

Voor alle hiervoor genoemde vergelijkingen geldt dat de soortelijke massa en de viscositeit van het medium (lucht in dit geval) afhankelijk is van de richting van de stroming, d.w.z. van de tempera-

tuur van het stroomafwaartse knooppunt.

## Resultaten

Er is uitgegaan van een vereenvoudigd (gedeelte van) een constantdebiet-systeem zoals schematisch aangegeven in Figuur 3. Dit systeem kan worden gebruikt voor toevoer van verse lucht en eventueel voor verwarming of koeling. In de praktijk zou het debiet waarschijnlijk groter moeten zijn dan is aangenomen in de hier beschreven voorbeelden. Aangezien dit extra debiet voornamelijk zal bestaan uit gerecirculeerde lucht (dat aangezogen wordt bij een "constante" temperatuur) zou dit in de huidige berekeningen alleen een constante "offset" teweeg brengen en is daarom buiten beschouwing gelaten. Het vereenvoudigde systeem bestaat uit een ventilator (achterwaarts gekromde schoepen, en met een opbrengstkaracteristiek vergelijkbaar met Figuur 2) met een constant toerental, die 3 een maximale opbrengst zou hebben van 360 m<sup>3</sup>/h bij 0 Pa drukverhoging, respectievelijk maximaal 125 Pa drukverhoging bij 0 m<sup>3</sup>/h debiet; d.w.z. de coëfficiënten  $a_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$  en  $a_3$  in vergelijking (10) zijn respectievelijk 125,0; 0; -12500; 0. Verder bestaat het systeem uit een rond 0,125 m kanaal (wandruwheid: 0,15 mm) met een som van lokale weerstandsfac-

toren van 5 (-); een inlaatrooster gedefinieerd als een opening van 0,006 m<sup>2</sup>, en een opening van het vertrek naar buiten van 0,02 m<sup>2</sup>. In dit voorbeeld wordt na de ventilator warmte aan de lucht toegevoerd of onttrokken (verhoging of verlaging van de temperatuur) om het vertrek te verwarmen of te koelen. Het kanaal zelf heeft geen warmteverlies of -winst. De windsnelheid wordt hier buiten beschouwing gelaten; hier zijn we alleen geïnteresseerd in systeem-effecten en thermische trek. Belangrijke parameters in deze context zijn verder: de hoogte  $H$ , kanaallengte  $L$ , buitenluchttemperatuur  $\theta_e$  en inblaasttemperatuur  $\theta_s$ . Uiteraard is deze laatste gerelateerd aan het momentane warmteverlies van het vertrek; d.w.z. in een CAV zal  $\theta_s$  hoger moeten worden naar mate het warmteverlies toeneemt.

### Luchtdebieten

Voor dit CAV systeem zijn simulaties uitgevoerd om de invloed van de verschillende variabelen en parameters te analyseren. Eerst zal worden ingegaan op de resultaten voor de luchtdebieten. Voor de duidelijkheid werd slechts een variabele tegelijkertijd gevarieerd; alle andere variabelen werden op uitgangswaarden gehouden:  $H = L = 6$  m;  $\theta_e = 6^\circ\text{C}$  (ongeveer het stookseizoen - gemiddelde in Nederland); en  $\theta_s = 50^\circ\text{C}$ .

In Figuur 4 is de invloed te zien van variaties in de buitenluchttemperatuur op het massa- en volumedebiet door de ventilator, op zowel de werkelijke als de genormaliseerde (d.w.z. uitgedrukt in standaardcondities) toevoer naar het vertrek. Zoals gebruikelijk is ook hier "standaardlucht" gedefinieerd als droge lucht, bij 101,325 kPa en 20°C; dus soortelijke massa  $\rho_{\text{norm}} = 1,20$  kg/m<sup>3</sup>. Het is duidelijk te zien dat het debiet door het systeem wordt beïnvloed door de buitenluchttemperatuur, hoewel volgens de ventilatorwetten het volumedebiet door een ventilator onafhankelijk is van de soortelijke massa. Dit laatste geldt echter alleen indien de soortelijke massa overal in het systeem gelijk zou zijn. De debietvariaties in dit voorbeeld worden juist veroorzaakt door verschillen in soortelijke massa binnen het systeem.

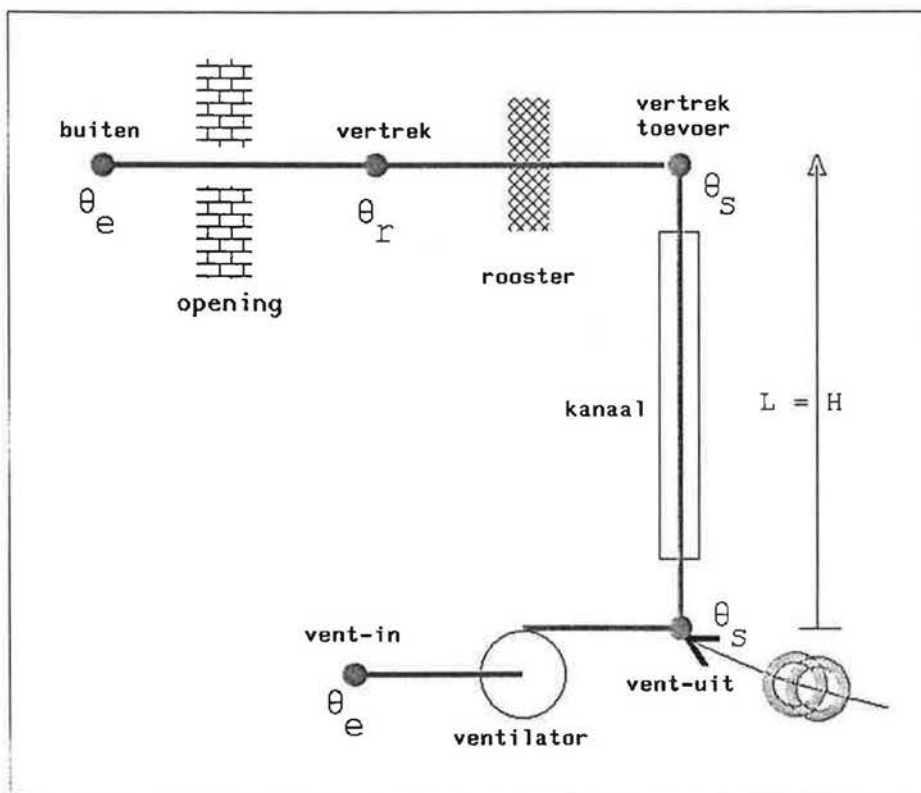
De warmtetoever naar de lucht (resultierend in  $\theta_s = 50^\circ\text{C}$ ) heeft twee tegen-gestelde effecten:

- het veroorzaakt een schoorsteeneffect of thermische trek met een positieve invloed op het volumedebiet dat lineair toeneemt bij toenemende  $\theta_s - \theta_e$ ;
- door uitzetting van de lucht wordt het volumedebiet door het kanaal groter (en dus snelheid en drukverlies  $\Delta P$  volgens vergelijking (7)) ten opzichte van de situatie waarin de luchttemperatuur en soortelijke massa constant zijn.

Dit laatste heeft een negatieve invloed op het debiet door de ventilator dat kwadratisch toeneemt met  $(\theta_s - \theta_e)$ . Zoals te zien in Figuur 4 is het netto resultaat voor de huidige configuratie dat het volumedebiet door de ventilator lager wordt bij dalende buitenluchttemperatuur.

In termen van luchttoevoer naar het vertrek resulteert dit echter nog steeds in hogere debieten bij lagere buitenluchttemperatuur (5% hoger bij  $\theta_e = -5^\circ\text{C}$  ten opzichte van  $\theta_e = 20^\circ\text{C}$ ). Het zal verder niemand verbazen dat de luchttoevoer naar het vertrek in werkelijkheid (bij 50°C) ongeveer 10% hoger is dan wanneer het debiet zou worden uitgedrukt in termen van standaardluchtcondities. Het is echter wel merkwaardig dat in de meeste ventilatienormen (waaronder ASHRAE 1989) geen enkele opmerking wordt gemaakt over het feit of de vereiste debieten wel (of niet?) zijn uitgedrukt in termen van gestandaardiseerde condities.

Er dient te worden opgemerkt dat er in dit voorbeeld voor gekozen is om de warmtetoever, respectievelijk -afvoer, achter de ventilator te laten plaats vin-



Figuur 3 Schematische weergave van de "installatie"

den. Met uitzondering van bijvoorbeeld naverwarmingssystemen is het in de praktijk gebruikelijker om de lucht te behandelen voor de ventilator. In het huidige voorbeeld zou dit betekenen dat  $\Theta_{\text{vent-in}} = \Theta_{\text{vent-uit}} = \Theta_s$ . Het netto resultaat op grond van de hiervoor genoemde ventilatorwetten zou zijn dat het toevoerdebiet minder afhankelijk is van de buitenluchttemperatuur dan geschetst in Figuur 4.

In plaats van het hiervoor genoemde 7% verschil (tussen  $\Theta_s = -16^\circ\text{C}$  en  $\Theta_s = 20^\circ\text{C}$ ), zou dat in de situatie waarbij de ventilator zich dus in de behandelde lucht bevindt verminderen tot circa 4% verschil.

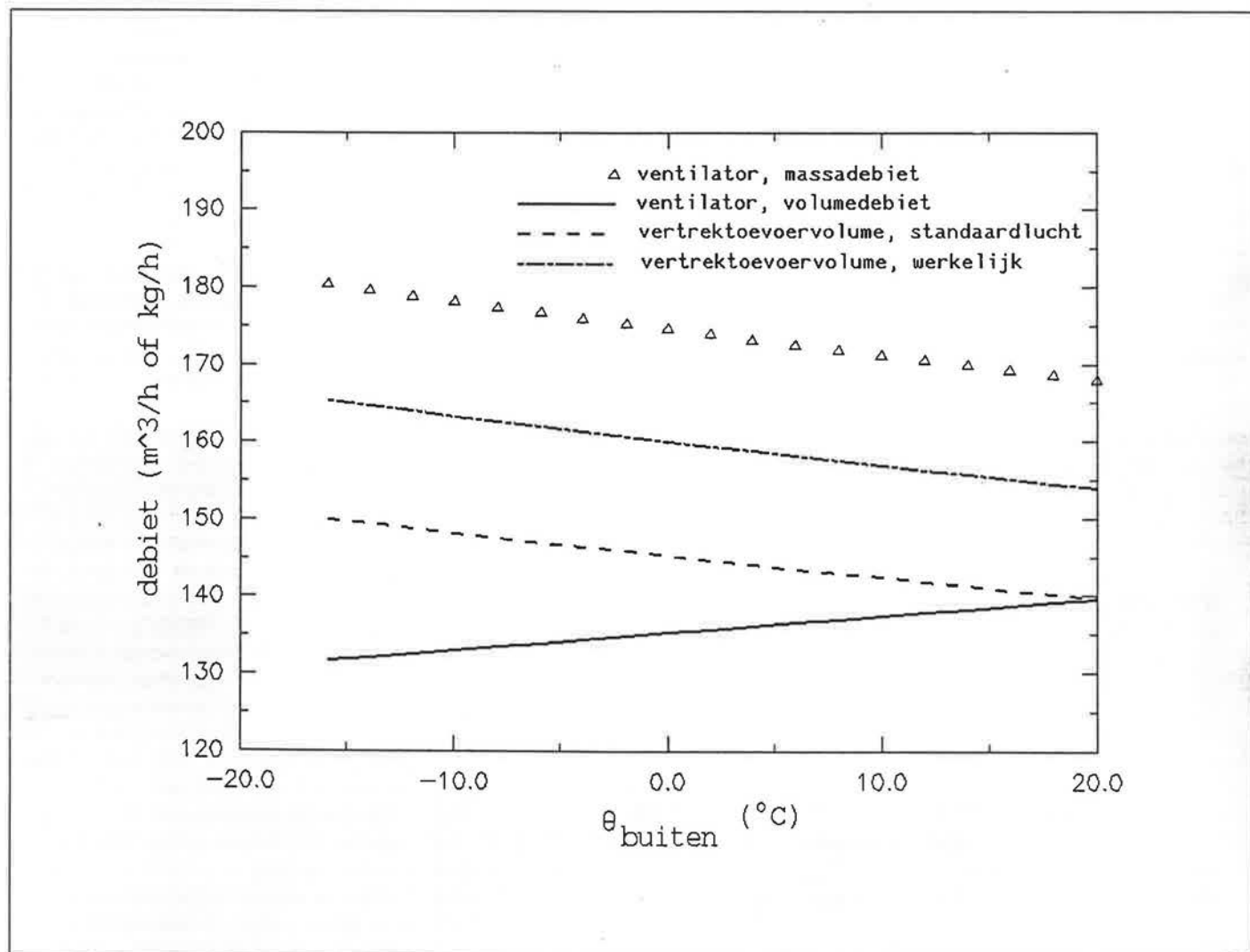
In Figuur 5 is de invloed aangegeven van de temperatuur van de toevoerlucht op het genormaliseerde volumedebiet toegevoerd aan het vertrek voor verschillende buitenluchttemperaturen (variërend van stook- tot koelseizoenomstandigheden). De situatie voor  $\Theta_s = \Theta_e$  (d.w.z. zoals in mechanische ventilatie) is ook weergegeven. In dat geval zal

het ventilatorvolumedebiet wel onafhankelijk zijn van de buitenluchttemperatuur, maar dit geldt uiteraard niet voor de genormaliseerde vertrektoevoerdebietsen (= ongeveer ventilator volumedebiet  $\times 293 / (273 + \Theta_e)$ ). Bij een bepaalde buitenluchttemperatuur neemt het debiet, dat aan het vertrek wordt toegevoerd, af bij toenemende toevoerluchttemperatuur. Als het systeem zodanig ontworpen zou zijn dat het debiet overeenkomt met de behoefte aan verse lucht bij een luchttemperatuur van  $20^\circ\text{C}$ , zullen de werkelijke debieten tot ongeveer 8% te hoog kunnen zijn afhankelijk van de buiten- en toevoerluchttemperaturen. In de verwarmingsperiode worden de verschillen tussen werkelijke en ontwerpdebieten kleiner als de toevoerluchttemperatuur toeneemt; in de koelperiode als de toevoertemperatuur daalt.

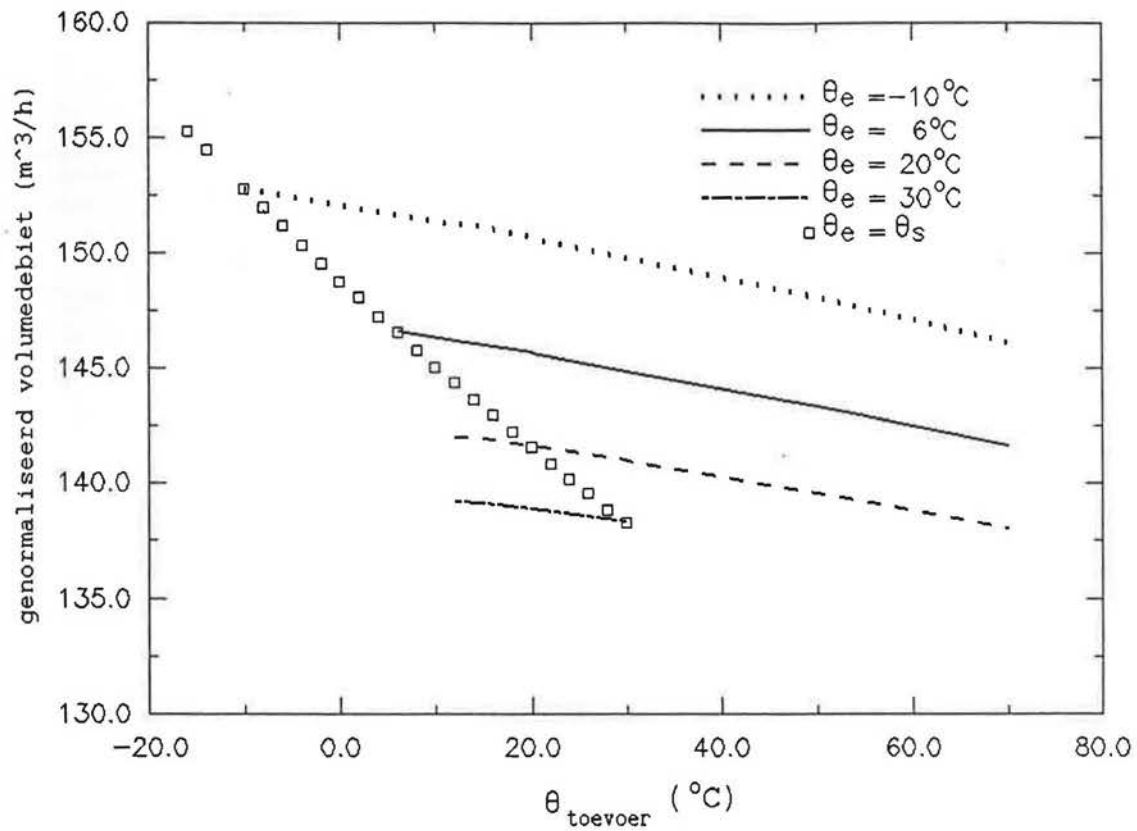
Er dient te worden opgemerkt dat de buiten- en toevoerluchttemperaturen niet noodzakelijker wijze correleren. Grote warmteverliezen (en dus hoge toevoer-

luchttemperaturen) kunnen bijvoorbeeld ook optreden na een nacht- of weekendverlaging van de thermostaatinstelling. Ook bij een aan/uit regeling van de warmtetoever (in tegenstelling tot een modulerende regeling), zal de totale warmtetoeverperiode (en niet de toevoertemperatuur) correleren met de buitenluchttemperatuur.

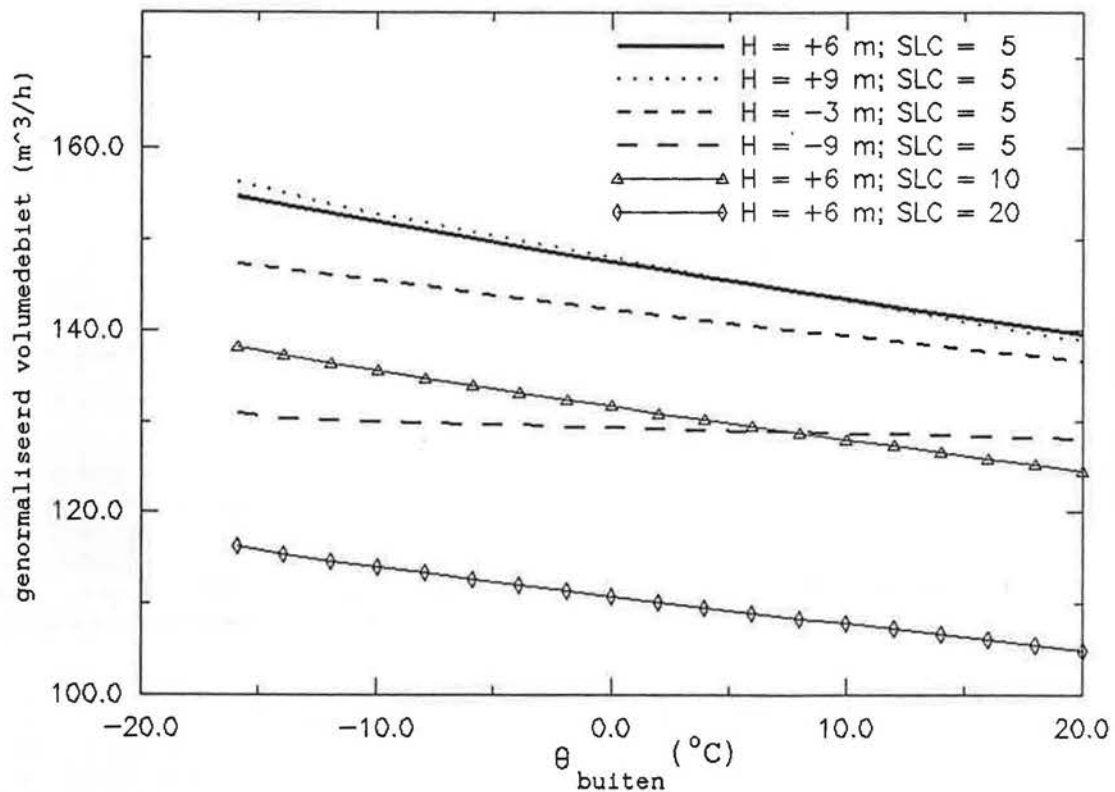
Uiteraard wordt de invloed van verschillen in soortelijke massa binnen het systeem beïnvloed door systeemparemeters zoals hoogte, kanaallengte en dynamisch drukverliezen door bochten etc. Enige indicatie hiervan is weergegeven in Figuur 6 waarin de invloed te zien is van de buitenluchttemperatuur uitgaande van een vaste toevoertemperatuur en voor verschillende waarden van de hiervoor vermelde systeemparemeters. Uitgangspunt was dat de kanaallengte gelijk is aan het hoogteverschil. Als de resultaten zouden worden uitgezet tegen een variërende toevoerluchttemperatuur, dan zouden vergelijkbare resultaten worden gevonden omdat uiteindelijk het



Figuur 4 Invloed van de buitenluchttemperatuur; voor  $H = L = 6 \text{ m}$  en  $\Theta_s = 50^\circ\text{C}$



Figuur 5 Invloed van de toevoerluchttemperatuur voor  $H = L = 6$  m en verschillende buitenluchttemperaturen  $\theta_e$



Figuur 6 Invloed van de buitenluchttemperatuur voor  $\theta_s = 50^\circ\text{C}$ , verschillende hoogten  $H$  ( $L = \text{abs}(H)$ ) en verschillende waarden voor de som van de lokale drukverliezen (aangegeven met SLC)

verschil in soortelijke massa de belangrijkste factor is.

Toenemende hoogte H heeft twee elkaar "opheffende" effecten:

- zowel de kanaallengte als het drukverlies nemen toe, maar
- het schoorsteeneffect (negatief voor positieve hoogteverschillen) neemt ook toe.

Voor de gegeven configuratie en toevoertemperatuur vallen deze twee effecten bijna tegen elkaar weg. Omdat voor negatieve hoogteverschillen (ventilator boven het vertrek) het schoorsteeneffect "de verkeerde kant uitwerkt", versterken deze twee effecten elkaar in dat geval. Dit is ook te zien in Figuur 6, waaruit blijkt dat de relatieve invloed van de buitenluchttemperatuur (de helling van de lijn) kleiner wordt naarmate het hoogteverschil meer negatief wordt. Dit suggereert dat het in het huidige geval beter is om de ventilator en de warmtevoeder boven het vertrek te plaatsen. Het tegenovergestelde mag worden verwacht voor het geval koeling nodig is (plaats de ventilator en "warmteafvoer" lager dan het vertrek). Uiteraard zal bij plaatsing van de installatie op een tussenliggend niveau (zowel hogere als lagere zone's bedienend, zoals dikwijls het geval is bij hoge gebouwen) steeds op zijn minst een gedeelte van het gebouw worden beïnvloed.

Figuur 6 toont ook de invloed van de som van de lokale drukverliezen. Afgezien van het uiteraard afnemende debiet, heeft een toename van de dynamische drukverliezen ook een geringere afhankelijkheid van de buitenluchttemperatuur tot gevolg. Natuurlijk heeft dit echter ook een toename van het energiegebruik door de ventilator tot gevolg indien het ontwerpdebiet toch gelijk wordt gekozen.

### Energiegebruik

Voor het energiegebruik is het duidelijk dat meer toevoer van verse lucht dan feitelijk nodig, ook een te hoog energiegebruik tot gevolg zal hebben. Dit geldt in zijn algemeenheid tijdens het stookseizoen, maar ook gedurende de koelperiode als de buitenluchttemperatuur hoger is dan de gewenste binnentemperatuur. Alleen indien er koeling nodig is en de buitentemperatuur lager is dan de binnentemperatuur, is het gunstig om eventueel meer verse lucht toe te voeren dan strikt noodzakelijk. Zoals verduidelijkt is in het voorgaande, zal het werkelijke toevoerdebiet op een bepaalde tijd gedurende het stook- of koelseizoen worden beïnvloed door een aantal met elkaar verband houdende

factoren zoals: buitenluchttemperatuur, toevoertemperatuur, systeemeigenschappen van de stroming, de geometrie van het systeem, etc. De toevoertemperatuur houdt verband met de warmtelast van het vertrek die weer afhankelijk is van buitentemperatuur, bewonersgedrag en de regeling van de installatie.

Het zal duidelijk zijn dat in de huidige context, een gedetailleerde evaluatie van een bepaalde gebouw- en klimaatregelconfiguratie alleen kan worden verwezenlijkt door een integrale (simulatie) benadering van gebouw en installatie. Momenteel vindt er onderzoek plaats met betrekking tot energiegebruik-aspecten van verschillende CAV-installaties bij toepassing in de woningbouw of in relatief kleine utiliteitsbouw. Om toch enige kwantitatieve informatie te geven over het extra energiegebruik door teveel verse lucht toevoer: in Nederlandse energiezuinige woningbouw en daarmee vergelijkbare utiliteitsbouw is ongeveer 50% van het brandstofverbruik voor ruimteverwarming het gevolg van warmteverliezen ten gevolge van ventilatie. Dus als de ventilatie gemiddeld 10% hoger zou zijn dan strikt noodzakelijk, dan is daarmee het brandstofverbruik voor ruimteverwarming ook gemiddeld 5% hoger dan nodig. Dit lijkt misschien gering, maar uitgaande van een energiezuinig gebouw is het zeer moeilijk om nog extra energiebesparing te verwezenlijken. Ook andere haalbare energiebesparingsmogelijkheden zijn dikwijls van dezelfde orde van grootte (d.w.z. enkele procenten).

### Conclusies

Aangezien het luchtvolumedebiet sterk afhankelijk is van de temperatuur, is het op zijn minst verwonderlijk dat in de meeste ventilatienormen geen melding wordt gemaakt van het gegeven of de vereiste debieten wel of niet (geacht worden te) zijn genormaliseerd. Bij het voorliggende werk is ervan uitgegaan dat feitelijk (impliciet) "standaard luchtcondities" worden bedoeld. Door middel van parameteranalyse is gedemonstreerd dat het vrijwel onmogelijk is om een echt constant-debiet-systeem praktisch te verwezenlijken. Gedurende het grootste gedeelte van de tijd zal, een CAV-systeem of teveel verse lucht toevoeren, hetgeen te hoog energiegebruik tot gevolg heeft, of te weinig verse lucht toevoeren, wat eventueel gevolgen voor de binnenluchtkwaliteit kan hebben. Deze conclusie pleit overigens ook voor het toepassen van

"demand controlled" ventilatie.

De relatieve invloed van temperatuurvariaties is kleiner als de installatie zich hoger dan het vertrek bevindt in het geval van verwarmen. Het tegenovergestelde is waar in het geval van koeling. De relatieve invloed van temperatuurvariaties wordt ook kleiner naarmate de drukverliezen in de installatie toenemen. Dit leidt echter ook tot een hoger energiegebruik van de ventilator. Mogelijke energiebesparing door voorkomen van te grote (t.o.v. de norm) toevoer van verse lucht door temperatureffecten in een CAV-ventilatie en/of luchtverwarmingssysteem, ligt waarschijnlijk in de orde van 5% op jaarbasis bij energiezuinige woningen en vergelijkbare utiliteitsbouw in Nederland.

Hoewel de resultaten gelden voor een theoretisch (maar realistisch) systeem, mogen de trends toch geldig worden geacht voor een groot aantal CAV-systemen. De werkelijke consequenties voor de luchtdebieten en het energiegebruik voor een specifiek gebouw zullen worden beïnvloed door een groot aantal gecompliceerde interacties met dikwijls tegengestelde effecten. Dit maakt het zeer moeilijk (of zelfs onmogelijk) om vereenvoudigde ontwerphulpmiddelen voor dit doel op te stellen. Gedetailleerde gebouwevaluatie kan alleen worden verwezenlijkt door een integrale (simulatie) benadering van de gebouw / installatie configuratie.

### Literatuur

- [1] ASHRAE 1989. *Ventilation for acceptable indoor air quality*, ASHRAE Standard 62-1989, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA.
- [2] Clarke, J.A. 1985. *Energy simulation in building design*, Adam Hilger Ltd, Bristol (UK).
- [3] Hensen, J.L.M. 1991. *On the thermal interaction of building structure and heating and ventilating system*, Doctoral dissertatie Technische Universiteit Eindhoven (FAGO).
- [4] Hensen, J.L.M. 1993. *Noodzaak en gereedschap voor integrale gebouw en installatie benadering*, *Klimaatbeheersing*, 22 (1993), nr. 2, februari, pp. 19-25.
- [5] Wright, J.A. and V.I. Hanby 1988. *HVAC component specification: fans, Energy conservation in buildings & community systems programme*. Annex X : system simulation (S12), International Energy Agency. Operating agent: University of Liege