SYLLABUS

Workshop 'Exergetisch-efficiënt
warmte produceren en gebruiken'

TU Delft

Technische Universiteit Delft

Novem

Een cursus verzorgd door:

* Subfaculteit der Scheikundige Technologie en der Materiaalkunde
* Subfaculteit der Technische Natuurkunde
* Subfaculteit der Werktuigbouwkunde en Maritieme Techniek

Organisatie:

* *Inter*duct - Delft University Clean Technology Institute

Syllabus workshop 'Exergetisch-efficiënt warmte produceren en gebruiken'

L. Stougie (redactie)
TU Delft, Interduct

G.C.J. Bart
TU Delft, Subfaculteit der Technische Natuurkunde,
Sectie Warmtetransport

C.A. Infante Ferreira
TU Delft, Subfaculteit der Werktuigbouwkunde en Maritieme Techniek
Sectie Koudetechniek en Klimaatregeling

H.J. van der Kooi
TU Delft, Subfaculteit der Scheikundige Technologie en der Materiaalkunde,
Sectie Toegepaste Thermodynamica en Fasenleer

H. van der Ree
TU Delft, Subfaculteit der Werktuigbouwkunde en Maritieme Techniek,
Sectie Koudetechniek en Klimaatregeling

J.W.M. Varwijk
Keuken & de Koning B.V.

J.B. de Wit
TNO - Milieu, Energie en Procesinnovatie

N. Woudstra
TU Delft, Subfaculteit der Werktuigbouwkunde en Maritieme Techniek,
Sectie Energievoorziening

Interduct - Delft University Clean Technology Institute
Rotterdamseweg 145
2628 AL Delft
tel.: 015-2783341
fax: 015-2786682
e-mail: mail@Interduct.TUDelft.NL

ISBN 90-74743-12-9
ISSN 1381-2726

© 1997 by Delft University of Technology, Delft, The Netherlands

Voorwoord

De tweedaagse workshop 'Exergetisch-efficiënt warmte produceren en gebruiken' is tot stand gekomen door intensieve samenwerking tussen verschillende onderdelen van de Technische Universiteit Delft en is mede mogelijk gemaakt door een financiële bijdrage uit het MINT-programma dat door Novem in opdracht van het ministerie van Economische Zaken wordt uitgevoerd. Aan deze workshop is medewerking verleend door Keuken & de Koning B.V. te Breda en TNO-Milieu, Energie en Procesinnovatie te Apeldoorn.

De eerste dag van de workshop was erop gericht om de deelnemers vertrouwd te maken met het exergiebegrip aan de hand van diverse apparaten uit de industrie, zoals warmtewisselaars, fornuizen, turbines en compressoren. Ingegaan werd op de betekenis van het exergiebegrip, de berekening en weergave van exergiewaarden en -verliezen, praktijkvoorbeelden en computerprogrammatuur. De bijdragen aan de eerste dag van de workshop zijn verwerkt in de syllabus 'Exergie-analyse'.

Tijdens de tweede dag van de workshop werd de kennis die is opgedaan tijdens de eerste dag, gebruikt bij de analyse en beoordeling van energiesystemen voor productie en gebruik van warmte van lage temperatuur. In deze syllabus zijn de bijdragen van de sprekers aan de tweede dag van de workshop, op 11 december 1997, samengevoegd tot een geheel dat eveneens geschikt is voor lezers die niet aan de workshop hebben deelgenomen, maar wel bekend zijn met het exergiebegrip.

Leeswijzer

Hoofdstuk 1 behandelt de berekening en schatting van de verbrandingswaarden en chemische exergiewaarden van brandstoffen. Het exergetisch-efficiënt warmte opwekken binnen de grenzen van het bedrijfsterrein wordt behandeld in hoofdstuk 2. Hoofdstuk 3 gaat in op het exergieverlies bij distributie en opslag van warmte, waarna de gecombineerde productie van warmte en arbeid (W/K) in hoofdstuk 4 behandeld wordt. Vervolgens wordt in hoofdstuk 5 ingegaan op compressie- en absorptiewarmtepompen. Hoofdstuk 6 behandelt tenslotte het belang van systeemgrenzen bij exergie-analyse. De symbolen gebruikt in deze hoofdstukken zijn opgenomen in een symbolenlijst.

ir. L. Stougie
Interduct

Inhoud

Inleiding 7

1 Exergie van brandstoffen 9
1.1 Inleiding 9
1.2 Berekening van de HHV, LHV en de chemische exergiewaarden van brandstoffen 10
1.2.1 Inleiding 10
1.2.2 Berekening van de HHV en de chemische exergiewaarde van octaan(l) 12
1.2.3 Berekening van LHV en ex_{ch} van brandstoffen waarvoor alleen globale samenstellingsgegevens beschikbaar zijn 19
1.3 Enkele opmerkingen m.b.t. exergetisch-efficiënt warmte produceren 20
1.4 Literatuur 21

2 Exergetisch-efficiënt warmte opwekken binnen de grenzen van het bedrijfsterrein 23
2.1 Inleiding 23
2.2 Exergie en duurzame warmtevoorziening van de gebouwde omgeving, glastuinbouw en industriële processen 23
2.3 Exergieverliezen bij warmteoverdrachtsprocessen 26
2.4 Exergieverliezen bij meng- en verdeelinrichtingen 26
2.5 Exergieverliezen bij koude-opwekking 28
2.6 Gecombineerde opwekking van warmte en koude m.b.v. een warmtepomp 29
2.7 Exergie en het schillenmodel, een voorbeeld 29
2.8 Het genereren van proceswarmte uit industriële restwarmte 32
2.9 Conclusies 33

3 Exergieverlies bij distributie en opslag van warmte 35
3.1 Inleiding 35
3.2 Warmtebronnen 35
3.3 Distributie 36
3.3.1 Leidingen 36
3.3.2 Het splitsen en samenkomen van leidingen 40
3.4 Warmteopslag 42
3.4.1 Buffervaten 42
3.4.2 Warmteopslag als voelbare warmte 44
3.5 Conclusies 53
3.6 Literatuur 54

4 Gecombineerde productie van warmte en arbeid 55
4.1 Inleiding 55
4.2 Exergieverliezen bij de productie van warmte 56
4.3 Grootheden voor de beoordeling van warmte/kracht 60
4.4 Gecombineerde productie van arbeid en warmte 65
4.4.1 Algemene beschrijving van kringprocessen voor de productie van arbeid 65
4.4.2 Warmteafvoer bij verhoogde temperatuur 67
4.4.3 Gedeeltelijke warmteafvoer bij verhoogde temperatuur 69
4.5 Exergieverliezen bij gecombineerde productie 72
4.5.1 Benutten van restwarmtestromen 72
4.5.2 Stoomaftap voor de productie van warm water 78
4.5.3 Warmte/kracht in de industrie 79

5 Compressie- en absorptiewarmtepompen 81
5.1 Inleiding 81
5.2 Compressiewarmtepomp 83
5.2.1 Eenvoudige eentraps-compressiewarmtepompkringloop 83
5.2.2 Carnot-vergelijkingsproces met glijdende bron- en puttemperaturen 83
5.2.3 Carnot-warmtefactor en entropieproductie 86
5.2.4 Exergieverliezen in warmtepompen 95
5.2.5 Oorzaken van exergieverlies 100
5.3 Absorptiewarmtepomp 104
5.3.1 Eenvoudige eentraps-absorptiewarmtepompkringloop 105
5.3.2 Exergieverliezen in absorptiewarmtepompen 106
5.4 Literatuur 113

6 Belang van systeemgrenzen bij exergie-analyse 115
6.1 Inleiding 115
6.2 Voorbeeld 117
6.2.1 Aannames 117
6.2.2 Resultaten 124

Symbolenlijst 125

Adresgegevens 129

Appendix A. Pijpisolatie 131

Inleiding

prof.ir. H. van der Ree,
Faculteit Ontwerp, Constructie en Productie
Subfaculteit der Werktuigbouwkunde en Maritieme Techniek
Sectie Koudetechniek en Klimaatregeling

In de 70-er jaren is, zoals bekend, de energiesituatie tweemaal in een crisis geweest. Waar toen het probleem lag bij de energievoorziening, en het aspect van de uitputting van wereldreserves nadrukkelijk naar voren kwam, is later de schijnwerper gericht op de afvoerzijde van het energiesysteem. Momenteel is de aandacht vooral gericht op de uitstoot van broeikasgassen met als gevolg een geleidelijke klimaatverandering.

Tabel 1 geeft aan in welke mate verschillende gassen hieraan bijdragen [1]. Het broeikasprobleem wordt meestal geassocieerd met de uitstoot van CO_2, maar deze tabel laat zien dat deze component slechts ongeveer voor de helft bijdraagt. Ook andere gassen laten zich behoorlijk gelden. In de internationale klimaatconferentie die december 1997 in Kyoto plaatsvindt, zullen dan ook, behalve CO_2, de andere emissies zeker aan de orde worden gesteld.

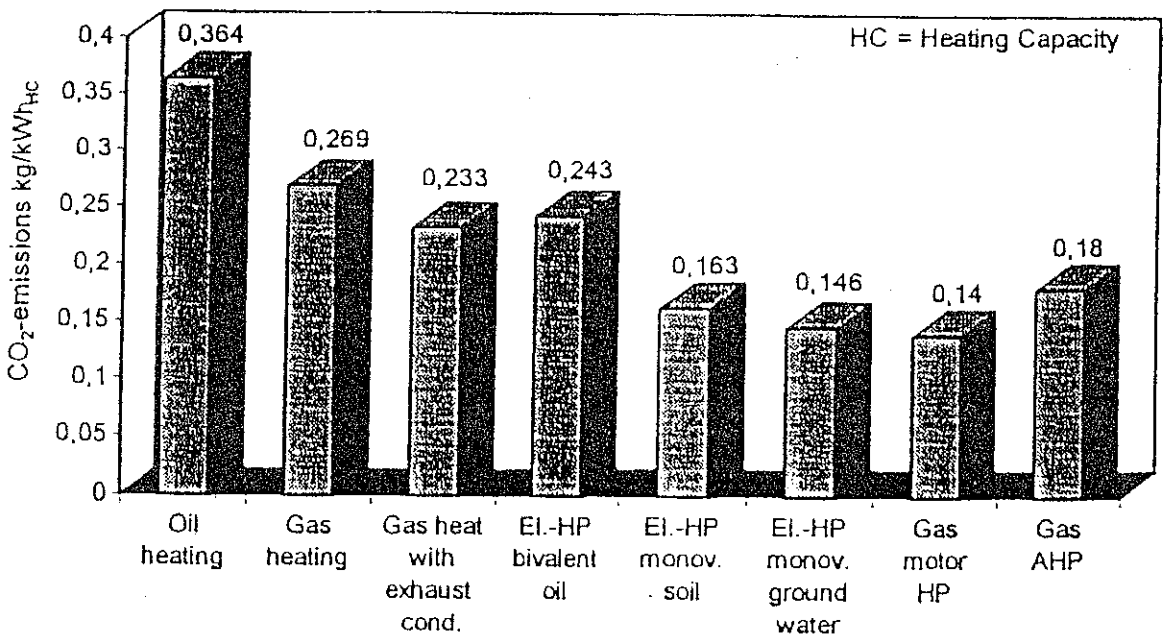
Tabel 1. *Relatieve bijdragen aan de extra globale broeikasbelasting van 3 W/m².*

CO_2	52%
CH_4	16%
O_3 (troposfeer)	14%
Halogeenverbindingen	9%
N_2O	5%
H_2O (statosfeer)	4%
Destructie O_3 (statosfeer)	- 0,1 W/m²
Aerosolen	- 1 W/m²

Waar het hier overigens om gaat is de toename van het broeikaseffect. Dat de samenstelling van de aardse dampkring dit effect heeft, is een natuurlijk gegeven dat zelfs noodzakelijk is voor een leefbaar klimaat. Door toedoen van de mens is er echter een sterk toegenomen CO_2-uitstoot en tegelijk een enorme vermindering gaande van de flora om de CO_2 weer te binden. In de biochemische, natuurlijke, mondiale koolstofcyclus wordt per jaar ca. 200 miljard ton koolstof als CO_2 in biomassa vastgelegd. Door ontbossing en verbruik van fossiele brandstof wordt 8 miljard ton koolstof als CO_2 toegevoegd, wat dus 4% van de natuurlijke doorzet vertegenwoordigt. Een grote onzekerheid in de klimaatvoorspellingen zit overigens in de invloed van aerosolen. Deze verminderen de directe straling naar de aarde toe en spelen een rol bij de vorming van wolken. In ieder geval zit hierin een behoorlijk compenserend effect.

De warmte die ons energieverbruik oplevert, speelt overigens geen rol bij de opwarming van de aarde. De warmte door zoninstraling is namelijk 20.000 maal meer dan wij produceren.

Of het nu om uitputting van voorraden gaat dan wel om het milieu, de opgave is het energieverbruik terug te brengen. Gelukkig is dat op grote schaal te bereiken door thermodynamisch gezonde werkwijzen te implementeren. Bij wijze van voorbeeld wordt dat in figuur 1 m.b.t. ruimteverwarming geïllustreerd. Warmtepompen i.p.v. de conventionele verwarming met een ketel zijn een passende ontwikkeling. Op deze tweede dag van de workshop 'Exergetisch-efficiënt warmte produceren en gebruiken' wordt wederom geïllustreerd dat het exergiebegrip vitaal is om op verschilllende aggregatieniveaus tot betere energiesystemen te komen.



Figuur 1. *CO_2 emissions of various central heating systems.*

Literatuur

[1] R. Guicherit, W. Harder, P.J. Builtjes, *Reduction of CO_2 is not the only option for abating the enhanced greenhouse effect,* TNO-MEP report P97/017, May 1997.

1 Exergie van brandstoffen

dr.ir. H.J. van der Kooi,
Faculteit Technische Natuurwetenschappen,
Subfaculteit der Scheikundige Technologie en der Materiaalkunde,
Sectie Toegepaste Thermodynamica en Fasenleer

1.1 Inleiding

Warmte wordt meestentijds betrokken uit exotherm verlopende chemische- of kernreacties. Bij de technische warmteproductie wordt daarbij gebruik gemaakt van fossiele en nucleaire brandstoffen. Gezien de huidige Nederlandse politiek om kernenergie een lage prioriteit te geven, wordt in dit hoofdstuk alleen de toepassing van fossiele brandstoffen behandeld.

Om processen te laten verlopen, moet gebruik worden gemaakt van bestaande niet-evenwichtstoestanden om de drijvende krachten te leveren, zodat de gewenste effecten bereikt kunnen worden. Als voorbeeld kan gedacht worden aan de productie van elektriciteit uit fossiele brandstoffen. Deze brandstoffen zijn immers niet in evenwicht met de zuurstof uit de atmosfeer; door de reactie met zuurstof (verbranding) ontstaan de veel stabielere reactie-producten kooldioxide en water. Een dergelijke verbrandingsreactie verloopt exotherm, hetgeen wil zeggen dat de verbrandingsgassen een hogere temperatuur zullen hebben dan de reactanten brandstof en lucht (die meestal als zuurstofbron dienst doet). Bij een dergelijke reactie wordt de bindingsenergie omgezet in bewegingsenergie van moleculen. De warme verbrandingsgassen kunnen vervolgens benut worden om koudere stromen op te warmen. Bijvoorbeeld om: chemische reacties te laten verlopen, water van een centraal verwarmings-systeem in temperatuur te verhogen of om stoom te produceren voor technische verwarmingsdoeleinden. Met behulp van een turbine en een generator kan uit die stoom vervolgens elektriciteit geproduceerd worden.

Zoals in [1] besproken, treedt bij een dergelijke verbrandingsreactie een groot exergieverlies op. Bij de adiabatische verbranding van methaan bij atmosferische druk is dit exergieverlies ongeveer 30% van de chemische exergiewaarde van methaan. Bij directe electrochemische omzetting van waterstof in water is het in principe mogelijk om het exergie-effect van de verbrandingsreactie volledig in elektriciteit om te zetten. In de praktijk kan een dergelijke brandstofcel nog niet economisch rendabel ingezet worden voor grootschalige elektriciteitsopwekking.

Energetisch gezien komen de huidige grootschalige elektriciteitsprocessen er op neer dat de bij de verbrandingsreactie vrijkomende energie ten dele wordt omgezet in elektriciteit en voor de rest in met de rookgassen en koelwater afgevoerde energie. Om zoveel mogelijk elektriciteit te kunnen produceren moeten de rookgassen en het koelwater nagenoeg op omgevings-temperatuur naar de omgeving afgevoerd worden. De expansiedruk van de turbine speelt daarbij een belangrijke rol. Deze druk wordt bepaald door natuurlijk beschikbare koelmiddelen zoals oppervlaktewater of omgevingslucht. De temperatuur van deze koelmiddelen en het voor voldoende snelle warmteoverdracht noodzakelijke temperatuurverschil legt de condensortemperatuur vast. De daarbij behorende verzadigingsdruk van water is dan nagenoeg de expansiedruk van de stoomturbine.

Exergetisch gezien wordt de exergie van de brandstof benut voor de productie van elektriciteit, een energievorm die voor 100% correspondeert met exergie, en verder de exergie van rookgas en koelwater, die als het goed is nauwelijks nog exergie bevatten, en tenslotte het exergieverlies, dat afhankelijk van de brandstof en de centrale meer dan 50% van de exergiewaarde van de brandstof kan zijn. Een belangrijke bijdrage tot dat verlies is het verlies ten gevolge van de verbrandingsreactie.

1.2 Berekening van de HHV, LHV en de chemische exergiewaarden van brandstoffen

1.2.1 Inleiding

Voor het beoordelen van de verbrandingsprocessen is het nodig om de verbrandingsenergieën en de exergiewaarden van de brandstoffen te kennen of ten minste redelijk te kunnen schatten. De fossiele brandstoffen kolen, olie en aardgas zijn vaak dermate complex van samenstelling dat slechts bij benadering bekend is waaruit ze opgebouwd zijn. Het bepalen van het warmte-effect van een verbrandingsreactie is mogelijk door de verbranding met een overmaat zuurstof in een calorimetrische bom te laten verlopen. Na de nodige correcties is hieruit de hogere verbrandingswaarde, ook wel bekend als de verbrandingswaarde of **HHV** (higher heating value) af te leiden. In dit geval is het water uit de verbrandingsproducten gecondenseerd, zijn koolstof en zwavel in resp. kooldioxide en zwaveldioxide omgezet en zijn stikstof en de halogeniden in de moleculaire vorm van deze elementen overgegaan. Hieruit is ook de stookwaarde, de lagere verbrandingswaarde of zgn. **LHV** (lower heating value) te berekenen. De LHV is gelijk aan de HHV minus de condensatiewarmte van het water uit de verbrandingsgassen.

De exergiewaarden van fossiele brandstoffen zijn niet direct experimenteel te bepalen. Daarvoor zijn entropiewaarden nodig, die voor de meeste fossiele brandstoffen niet bekend zijn. In de chemische industrie waar organische grondstoffen omgezet worden in organische producten, komt het veelvuldig voor dat thermodynamische basisgegevens van verschillende van deze organische stoffen niet of slechts ten dele bekend zijn. In deze situatie zijn redelijke schattingen van die basisgrootheden van belang.

Wanneer we naar ideale gassen kijken is er geen sprake van wisselwerking tussen de moleculen. De energie die in de vorm van bewegingsenergie vrijkomt, is ontstaan door een herverdeling van de chemische bindingen; immers bij chemische reacties worden bindingen verbroken en ontstaan nieuwe bindingen. Het netto-effect hiervan is de reactiewarmte. Op basis hiervan zijn rekenschema's ontwikkeld waaruit op grond van het aantal en de soort van de chemische bindingen de vormingsenthalpieën van verbindingen berekend kunnen worden. Aangezien de sterkte van chemische bindingen beïnvloed wordt door naburige bindingen is het beter om ook hiermee rekening te houden. In feite kunnen ook wisselwerkingen over nog grotere afstanden optreden. In de beschikbare methoden worden dan meestal alleen de sterkste effecten meegenomen, ook al om de toepassing van deze methoden niet te zeer te compliceren omdat dan een gedegen kennis van de aard van de chemische bindingen nodig wordt om de rekenschema's nog toe te kunnen passen.

Deze bindingsmethoden worden niet alleen toegepast om vormingsenthalpieën te schatten maar b.v. ook om 'absolute' entropiewaarden, t.o.v. de perfecte kristallijne toestand bij 0 K met een entropiewaarde 0 J/molK, te kunnen schatten. Sommige methoden leveren rechtstreeks Gibbs-vormingsenergieën. De oudste methode op dit gebied is die van Chermin en van Krevelen [2]. Een overzicht van de meest toegepaste methoden is te vinden in [3,4]. In [5] is een bindingsmethode opgenomen waarmee warmte-effecten van chemische reacties en chemische exergiewaarden van organische verbindingen geschat kunnen worden. Deze methode wordt ook wel groepsbijdrage-methode genoemd vanwege de combinaties van atomen die in de methode onderscheiden worden.

In werkelijkheid zullen we meestal niet met ideale gassen te maken hebben. Als er sprake is van gasvormige brandstoffen is het in een aantal gevallen nodig om met het niet-ideale gedrag van het gas rekening te houden. Dit kan door gebruik te maken van de voor technische berekeningen gebruikte toestandsvergelijkingen zoals de Soave-Redlich-Kwong- en de Peng-Robinson-toestandsvergelijking. Voor vloeibare brandstoffen worden de uit de ideale gastoestand berekende waarden gecorrigeerd voor het condensatie-effect bij de overgang van de gasfase naar de vloeistoffase. Het gedrag van de vaste fase is dermate complex dat daarvoor nog geen goede, algemene beschrijvingsmethoden bestaan. Hier zal bij gebrek aan gegevens vaak met ruwe schattingen moeten worden volstaan.

De thermodynamische grootheden van de vloeistof en de gasfase kunnen uit redelijk algemeen toepasbare vergelijkingen en correlaties berekend worden met het door Van der Waals ontdekte en door Pitzer verder ontwikkelde principe van de overeenkomstige toestanden. Bijvoorbeeld om de verdampingsenthalpie bij het normale kookpunt (druk = 0,101325 MPa) te berekenen. De toestandsvergelijking van Van der Waals is van het zgn. druk-expliciete type: $p = p(V,T)$. In de gereduceerde vorm is dit: $(p/p_c) = (p/p_c)(V/V_c,T/T_c)$, waarbij p_c, V_c en T_c respectievelijk de kritische druk, het kritische volume en de kritische temperatuur zijn. In deze gereduceerde toestandsvergelijking komen alleen numerieke constanten voor zodat, als het principe van de overeenstemmende toestanden algemeen geldig zou zijn, er slechts één gereduceerde kooklijn voor alle stoffen zou zijn. Later is aangetoond dat alleen strikt aan het 'corresponding states'-principe voldaan wordt wanneer moleculen een radiaal symmetrische wisselwerkingspotentiaal hebben die uitsluitend een functie is van de afstand tussen de moleculen. Polaire en niet radiaalsymmetrisch opgebouwde moleculen, de meeste moleculen, zullen dus niet strikt aan het 'corresponding states'-principe voldoen. Het 'corresponding states'-principe voldoet in de praktijk goed voor de zwaardere edelgassen zoals argon, krypton en xenon en een gas als methaan. Pitzer en later ook anderen, hebben door toepassing van correctieparameters het 'corresponding states'-principe toepasbaar gemaakt voor veel meer stoffen. Eén daarvan is de acentriciteitsfactor van Pitzer, ω, die gedefinieerd is als:

$$\omega = -\log(p/p_c) - 1, \text{ bij } T/Tc = 0{,}7$$

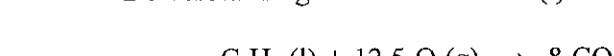
1.2.2 Berekening van de HHV en de chemische exergiewaarde van octaan(l)

Octaan(l) wordt in dit hoofdstuk als voorbeeld gebruikt voor de berekening van de HHV en de chemische exergiewaarde bij de standaardomstandigheden p_0 = 0,101325 MPa en T_0 = 298,15 K. In dit voorbeeld zal de berekening zowel uit primaire gegevens als via een schatting plaatsvinden zodat een vergelijking mogelijk is.

Berekening uit primaire gegevens

Berekening van de HHV

De verbrandingsreactie van octaan(l) verloopt als volgt:



$$C_8H_{18}(l) + 12{,}5\ O_2(g) \rightarrow 8\ CO_2(g) + 9\ H_2O(l)$$

De reactiewarmte, dat is in dit geval de negatieve waarde van de HHV, kan dan berekend worden uit:

$$\Delta_r H^0_{298,15} = \Sigma \nu_i \Delta_f h^0_{298,15}(i) \tag{1.1}$$

Uit [6] kunnen de vormingsenthalpiewaarden van C_8H_{18}, CO_2 en H_2O in de ideale gastoestand worden afgelezen: $\Delta_f h^0_{298,15}(C_8H_{18})$ = - 208,6 kJ/mol, $\Delta_f h^0_{298,15}(CO_2)$ = - 393,8 kJ/mol en $\Delta_f h^0_{298,15}(H_2O)$ = - 242,0 kJ/mol.

Voor octaan en voor water zijn de vormingsenthalpiewaarden in de vloeistoffase nodig, die kunnen berekend worden uit:

$$\Delta_f h^0_{298,15}(i,l) = \Delta_f h^0_{298,15}(i,g) - \Delta_{vap} h_{298,15}(i) \tag{1.2}$$

De verdampingsenthalpie van water bij 25 °C volgt uit de stoomtabellen zoals die b.v. in [7] opgenomen zijn: $\Delta_{vap} h$(water, 298,15 K) = 44,00 kJ/mol.

Uit [9] kan de volgende waarde voor de verdampingsenthalpie van octaan bij het normale kookpunt (398,8 K) afgelezen worden: 34,41 kJ/mol. Deze waarde moet omgerekend worden naar de waarde bij 298,15 K. Hiervoor kunnen we de zgn. Watson-vergelijking gebruiken:

$$\Delta_{vap} h(i,T_2) = \Delta_{vap} h(i,T_1) \left(\frac{1 - \dfrac{T_2}{T_{c,i}}}{1 - \dfrac{T_1}{T_{c,i}}} \right)^{0,38} \tag{1.3}$$

Uit [3] volgt dat de kritische temperatuur van octaan 568,8 K is. Uit formule 2.3 kan dan de verdampingsenthalpie van octaan bij 298,15 K berekend worden. Dit geeft: $\Delta_{vap}h$(octaan, 298,15) = 41,06 kJ/mol. Door toepassing van formule 2.2 is het dan mogelijk om de vormingsenthalpiewaarden voor octaan(l) en voor water(l) te berekenen: $\Delta_f h^0_{298,15}(C_8H_{18}(l))$ = - 249,7 kJ/mol en $\Delta_f h^0_{298,15}(H_2O(l))$ = - 286,0 kJ/mol.

De reactie-enthalpie van de verbranding van octaan(l) wordt dan: -1 · -249,7 - 12,5 · 0 + 8 · -393,8 + 9 · -286,0 = - 5474,7 kJ/mol.

De HHV van octaan(l) is dus 5474,7 kJ/mol.

Berekening van de chemische exergiewaarde

Om de chemische exergiewaarde van octaan(l) te bepalen wordt uitgegaan van de formule:

$$\Delta_f g^0_{298,15}(\text{octaan(l)}) = \Sigma \nu_i ex_{ch,i} \tag{1.4}$$

De vormingsreactie van octaan(l) luidt:

$$8\ C(s) + 9\ H_2(g) \rightarrow C_8H_{18}(l)$$

zodat:

$$\Delta_f g^0_{298,15}(\text{octaan(l)}) = 1 \cdot ex_{ch,C_8H_{18}(l)} - 8 \cdot ex_{ch,C(s)} - 9 \cdot ex_{ch,H_2(g)} \tag{1.5}$$

Daaruit volgt:

$$ex_{ch,C_8H_{18}(l)} = \Delta_f g^0_{298,15}(\text{octaan(l)}) + 8 \cdot ex_{ch,C(s)} + 9 \cdot ex_{ch,H_2(g)} \tag{1.6}$$

Uit [3] volgt dat $\Delta_f g^0_{298,15}$(octaan(g)) = 16,4 kJ/mol. Hieruit kan $\Delta_f g^0_{298,15}$(octaan(l)) als volgt berekend worden:

$$\Delta_f g^0_{298,15}(\text{octaan(l)}) = \Delta_f g^0_{298,15}(\text{octaan(g)}) - \Delta_{vap}h(T_0,p_0) + 298{,}15\,\Delta_{vap}s(T_0,p_0) \tag{1.7}$$

$\Delta_{vap}h$(octaan, 298,15) = 41,06 kJ/mol. Deze waarde geldt bij de verzadigingsdruk van octaan bij 298,15 K. In [8] worden Antoine-constanten voor de kooklijn van octaan gegeven voor temperaturen tussen 292 en 425 K: A = 15,9426; B = 3120,29; C = - 63,63. Hierbij zijn A, B en C constanten uit de vergelijking:

$$\ln(p^{sat}(T)/\text{mmHg}) = A - \frac{B}{T + C} \tag{1.8}$$

De hieruit berekende verzadigde dampspanning van octaan bij 298,15 K (760 mm Hg = 0,101325 MPa) is 1,86 kPa. Onder deze omstandigheden is octaan(g) zeer goed als een ideaal gas te beschouwen en is de enthalpie hiervan onafhankelijk van de druk. De enthalpie van octaan(l) is bij $T/T_c < 0{,}8$ slechts weinig afhankelijk van de druk. Hierdoor zal in goede benadering gelden: $\Delta_{vap}h$(octaan, 298,15) = h_g(octaan, T_0,p_0) - h_l(octaan, T_0,p_0).

Omdat ook de entropie van octaan(l) weinig afhankelijk van de druk zal zijn, maar de entropie van octaan als ideaal gas essentieel wel een functie van de druk is, zal (s_g(octaan, T_0,p_0) - s_l(octaan, T_0,p_0)) als volgt uitgedrukt kunnen worden in $\Delta_{vap}s$(octaan, 298,15):

$$(s_g - s_l)(\text{octaan}(T_0,p_0)) = \Delta_{vap}s(\text{octaan}(T_0, 1{,}86\ \text{kPa})) - \int_{1{,}86\ \text{kPa}}^{p_0} \frac{R}{p}\,dp \tag{1.9}$$

Verder is:

$$\Delta_{vap}s(T^{sat}) = \frac{\Delta_{vap}h(T^{sat})}{T^{sat}} \tag{1.10}$$

zodat: - $\Delta_{vap}h$(1,86 kPa) + $\Delta_{vap}h$(1,86 kPa) - $RT_0\ln(p_0/p^{sat}(T_0))$ = $-RT_0\ln(p_0/p^{sat}(T_0))$ = -9,91 kJ/mol en zodat: $\Delta_f g^0_{298,15}$(octaan(l)) = 16,40 - 9,91 = 6,49 kJ/mol.

Om de chemische exergiewaarde van octaan(l) te kunnen berekenen hebben we ook de chemische exergiewaarden van C(s) en van H_2(g) nodig. Deze waarden kunnen we aflezen uit [10]: ex_{ch}(C(s)) = 410,26 kJ/mol en ex_{ch}(H_2(g)) = 236,1 kJ/mol. Uit vergelijking 2.6 volgt dan: ex_{ch}(octaan(l)) = 5413,5 kJ/mol. De HHV van octaan(l) was: 5474,7 kJ/mol.

Schatting van de HHV en de chemische exergiewaarde van octaan(l)

1) De methode van Szargut

Schatting van de HHV en de chemische exergiewaarde van octaan(l) met behulp van tabel III uit de appendix van [5]. Om een indruk te geven van de opbouw en het gebruik van deze tabel is hieronder een deel daarvan weergegeven (tabel 1.1):

Tabel 1.1. *Deel uit tabel III Group contributions for enthalpy of devaluation and standard chemical exergy of organic compounds* [5].*

		Gases		Liquids	
No.	Group	D_0, kJ/mol	b^0_{ch}, kJ/mol	D_0, kJ/mol	b^0_{ch}, kJ/mol
1	2	3	4	5	6
1	>C<	398.57	462.77	403.54	462.64
2	-CH<	509.77	557.40	485.75	545.27
3	$>CH_2$	614.91	654.51	607.38	651.46
4	$-CH_3$	713.47	747.97	715.35	752.03

In tabel 1.1 worden de symbolen D^0 en b^0_{ch} respectievelijk gebruikt voor de zgn. devaluatie-enthalpie, die op dezelfde wijze gebruikt kan worden als de vormingsenthalpie, en de chemische exergie. De devaluatie-enthalpie heeft betrekking op de reactie van een stof met b.v. zuurstof die leidt tot de vorming van meer stabiele verbindingen zoals kooldioxide en water(l). De LHV van octaan(l) kan dan rechtstreeks berekend worden uit:

$$\mathrm{LHV(j)} = \Sigma n_i D_i^0 \tag{1.11}$$

$\mathrm{LHV_j}$ is de LHV van stof j, n_i is het aantal maal dat groep i in molecule j voorkomt en D^0_i is de devaluatie-enthalpiebijdrage van groep i. Octaan is opgebouwd uit 2 CH_3- en 6 CH_2-groepen, waarmee de LHV van octaan(l) gelijk is aan: LHV = 6 · 607,38 + 2 · 715,35 = 5075,0 kJ/mol. De HHV van octaan(l) is gelijk aan de LHV plus 9 · 44,00 = 5471,0 kJ/mol. Deze waarde komt uitstekend overeen met de eerder berekende waarde van 5474,7 kJ/mol.

De chemische exergiewaarde van octaan(l) kan dan rechtstreeks berekend worden uit:

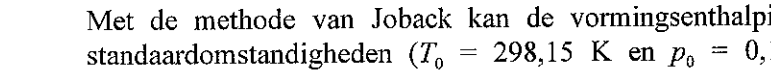
$$ex_{ch}(\mathrm{j}) = \Sigma n_i b^0_{ch,i} \tag{1.12}$$

en is gelijk aan: ex_{ch}(octaan(l)) = 6 · 651,46 + 2 · 752,03 = 5412,8 kJ/mol. Ook deze waarde is in goede overeenstemming met de eerder berekende waarde van 5413,5 kJ/mol.

2) De methode van Joback

In [11] wordt een overzicht gegeven van een aantal methoden om vormingsenthalpieën, Gibbs-vormingsenergieën, absolute entropieën en LHV's te schatten. Deze methoden overlappen elkaar maar vullen elkaar ook aan. Het zal daarom in het algemeen zinvol zijn om verschillende methoden toe te passen en de resultaten met elkaar te vergelijken. In het kader van deze workshop zullen we ons beperken tot de methode van Joback omdat deze naast de reeds genoemde grootheden ook schattingen op kan leveren voor de toepassing van

het principe van de overeenkomstige toestanden ('corresponding states'). Voor de bepaling van de HHV wordt weer uitgegaan van de verbrandingsreactie van octaan(l):



$$C_8H_{18}(l) + 12{,}5\ O_2(g) \rightarrow 8\ CO_2(g) + 9\ H_2O(l)$$

Met de methode van Joback kan de vormingsenthalpie van octaan als ideaal gas bij de standaardomstandigheden (T_0 = 298,15 K en p_0 = 0,101325 MPa) bepaald worden door gebruik te maken van de volgende betrekking:

$$\Delta_f h^0_{298,15} = 68{,}29 + \Sigma n_i \Delta h_i \quad \text{kJ/mol} \tag{1.13}$$

In formule 2.13 is n_i het aantal groepen van de soort i in het beschouwde molecule en is Δh_i de bijdrage van groep i tot de vormingsenthalpie. In tabel 1.2 zijn enkele groepsbijdragen opgenomen:

Tabel 1.2. *Enkele groepsbijdragen.*

groep	Δh_i [kJ/mol]	Δg_i [kJ/mol]
$-CH_3$	-76,45	-43,96
$>CH_2$	-20,64	8,42

Uit vergelijking (1.13) en tabel 1.2 volgt dan dat: $\Delta_f h^0_{298,15}$(octaan(ig)) = 68,29 + 2 · -76,45 + 6 · -20,64 = -208,4 kJ/mol. Voor $\Delta_f h^0_{298,15}$(octaan(l)) moet $\Delta_{vap} h^0_{298,15}$(octaan) bekend zijn. De verdampingsenthalpie van octaan bij het normale kookpunt kan geschat worden uit de Riedel-vergelijking:

$$\frac{\Delta_{vap} h(p^0)}{R\,T_n} = \frac{1{,}092(\ln p_c/\text{bar} - 1{,}013)}{0{,}930 - \dfrac{T_n}{T_c}} \tag{1.14}$$

Hierin is T_n de normale kooktemperatuur d.w.z. bij een druk van 0,101325 MPa en is de universele gasconstante R = 8,314 J/molK. In de Riedel-vergelijking komen drie grootheden voor waarvan we de numerieke waarde mogelijk nog niet kennen. We zullen de grootheden T_n, T_c en p_c schatten m.b.v. de methode van Joback [11]. Hierbij worden de volgende relaties gebruikt:

$$T_n = 198 + \Sigma n_i \Delta T_{n,i} \tag{1.15}$$

$$T_c = T_n \frac{1}{0{,}584 + 0{,}965 \Sigma n_i \Delta T_{c,i} - (\Sigma n_i \Delta T_{c,i})^2} \tag{1.16}$$

$$p_c/\text{bar} = \frac{1}{(0{,}113 + 0{,}0032\, n_a - \Sigma n_i \Delta p_{c,i})^2} \tag{1.17}$$

In formule 1.17 is n_a het aantal atomen in het molecule. De voor de berekening benodigde gegevens zijn in tabel 1.3 opgenomen:

Tabel 1.3. *Benodigde gegevens.*

groep	$\Delta T_{c,i}$	$\Delta p_{c,i}$	$\Delta T_{n,i}$	$\Delta T_{f,i}$
$-CH_3$	0,0141	-0,0012	23,58	-5,10
$>CH_2$	0,0189	0	22,88	11,27

In deze tabel zijn ook $\Delta T_{f,i}$ waarden opgenomen, dit zijn de bijdragen van groep i uit het beschouwde molecule om smelttemperaturen te kunnen schatten. Om de smelttemperatuur te kunnen berekenen wordt de volgende formule gebruikt:

$$T_f = 122 + \Sigma n_i \Delta T_{f,i} \tag{1.18}$$

Volgens vergelijking (2.15) en tabel 1.3 is T_n gelijk aan: 198 + 2 · 23,58 + 6 · 22,88 = 382 K (de experimentele waarde is 398,8 K). Uit vergelijking (2.16) en $\Sigma n_i \Delta T_{c,i}$ = 2 · 0,0141 + 6 · 0,0189 = 0,1416 volgt: T_c = 545 K (volgens [3]: T_c = 568,8 K). Met $\Sigma n_i \Delta p_{c,i}$ = 2 · -0,0012 + 6 · 0 = -0,0024 en n_a = 26 (het aantal atomen in C_8H_{18}), wordt $p_{c,i}$ = 25,4 bar. De in [3] opgenomen waarde voor $p_{c,i}$ = 24,9 bar. Volgens vergelijking (2.18) wordt T_f = 122 + 2 · -5,10 + 6 · 11,27 = 179 K; de experimentele waarde is T_f = 216,4 K.

Uit de Riedel-vergelijking kan nu $\Delta_{vap}h(p_0)$ berekend worden, nl. 33,6 kJ/mol. De experimentele waarde is 34,4 kJ/mol. Met de Watson-vergelijking kan vervolgens $\Delta_{vap}h(T_0$ = 298,15 K) berekend worden. Dit geeft $\Delta_{vap}h(T_0$ = 298,15 K) = 39,3 kJ/mol.

Voor $\Delta_f h^0_{298,15}$(octaan(l)) geldt dat deze gelijk is aan: $\Delta_f h^0_{298,15}$(octaan(g)) - $\Delta_{vap}h(T_0$ = 298,15 K) = -208,4 - 39,3 = -247,7 kJ/mol. De overeenstemming tussen de literatuurwaarde voor $\Delta_f h^0_{298,15}$(octaan(ig)) en de via de Joback-methode berekende waarde is goed, bovendien zijn ook de waarden voor de verdampingsenthalpie bij 298,15 K niet te zeer verschillend. De reactie-enthalpie van de verbranding van octaan(l) wordt nu: -1 · -247,7 - 12,5 · 0 + 8 · -393,8 + 9 · -286,0 = -5477 kJ/mol. De eerder berekende waarde was -5475 kJ/mol.

Nu rest nog de bepaling van de chemische exergiewaarde van octaan(l). Hiervoor is $\Delta_f g^0_{298,15}$(octaan(l)) nodig, die berekend kan worden uit $\Delta_f g^0_{298,15}$(octaan(ig)) en $\Delta_{vap}h(p_0,T_0)$ -298,15 $\Delta_{vap}s(p_0,T_0)$. Vervolgens kan $\Delta_f g^0_{298,15}$(octaan(ig)) geschat worden m.b.v. de Joback-methode, daarvoor moet de volgende relatie gebruikt worden:

$$\Delta_f g^0_{298,15} = 68{,}29 + \Sigma n_i \Delta g_i \quad \text{kJ/mol} \tag{1.19}$$

Hieruit volgt dat $\Delta_f g^0_{298,15}$(octaan(ig)) = 53,88 + 2 · -43,96 + 6 · 8,42 = 16,48 kJ/mol. Dit is een goede schatting voor de in [3] opgenomen waarde van 16,40 kJ/mol.

Zoals we al hebben gezien kan $\Delta_{vap}h(p_0,T_0)$ - 298,15 · $\Delta_{vap}s(p_0,T_0)$ uitgewerkt worden tot: $RT_0\ln(p_0(T_n)/p^{sat}(T_0))$. Zeker wanneer $T_0 > T_n$, maar ook wanneer abs(T_n - T_0) > 50 K dan moeten we rekening houden met de temperatuurafhankelijkheid van de verdampingsenthalpie, anders kan in goede benadering de Clausius-Clapeyron-betrekking gebruikt worden om $\ln(p_0(T_n)/p^{sat}(T_0))$ te berekenen. De Clausius-Clapeyron-betrekking luidt:

$$\ln\left(\frac{p_0(T_n)}{p^{sat}(T_0)}\right) = -\frac{\Delta_{vap}h(T_n)}{R}\left(\frac{1}{T_n} - \frac{1}{T_0}\right) \tag{1.20}$$

$\ln(p_0(T_n)/p^{sat}(T_0))$ = -(33600/8,314)(1/382 - 1/298,15) = 2,98 => $-RT_0\ln(p_0(T_n)/p^{sat}(T_0))$ = -7,4 kJ/mol. Met de temperatuurafhankelijkheid van $\Delta_{vap}h(T)$ kunnen we b.v. op de volgende manier rekening houden:

$$\Delta_{vap}h(T) = \Delta_{vap}h(T_n) + \Delta_{vap}\overline{C_p}(T - T_n) \tag{1.21}$$

De helling van de kooklijn wordt gegeven door:

$$\frac{dp}{p} = \frac{\Delta_{vap}h(T)}{RT^2}dT \tag{1.22}$$

De gemiddelde $\Delta_{vap}c_p$ kan als volgt uitgedrukt worden in reeds bekende grootheden. Substitutie van formule 2.21 in formule 2.22 en die vervolgens integreren van T_0 tot T_n met $\Delta_{vap}h(T_n)$ als met $\Delta_{vap}h(T_0)$ als referentie. De beide betrekkingen moeten vervolgens aan elkaar gelijk gesteld worden en $\Delta_{vap}h(T_0)$ moet met de Watson-vergelijking uitgedrukt worden in $\Delta_{vap}h(T_n)$:

$$\Delta_{vap}\overline{c_p} = \frac{\Delta_{vap}h(T_n)}{T_n - T_0}\left(1 - \left(\frac{1 - \frac{T_0}{T_c}}{1 - \frac{T_n}{T_c}}\right)^{0,38}\right) \tag{1.23}$$

Substitutie van deze gemiddelde waarde van $\Delta_{vap}c_p$ in de volgende vergelijking levert dan een redelijke schatting op voor $-RT_0\ln(p_0(T_n)/p^{sat}(T_0))$.

$$-RT_0\ln\left(\frac{p_0(T_n)}{p^{sat}(T_0)}\right) = -\Delta_{vap}h(T_n)\left(1 - \frac{T_0}{T_n}\right) + \Delta_{vap}\overline{C_p}(T_n - T_0) + \Delta_{vap}\overline{C_p}T_0\ln\left(\frac{T_0}{T_n}\right) \tag{1.24}$$

De gemiddelde waarde van $\Delta_{vap}c_p$ = -68,5 J/molK. De hiermee berekende waarde van $-RT_0\ln(p_0(T_n)/p^{sat}(T_0))$ is dan -8,1 kJ/mol. $\Delta_f g^0_{298,15}$(octaan(l)) = 16,48 - 8,1 = 8,4 kJ/mol. De via schatting verkregen waarde van de chemische exergie van octaan(l) wordt dan 5415,4 kJ/mol. Vergelijk deze waarde met de eerst berekende waarde van 5413,5 kJ/mol.

1.2.3 Berekening van LHV en ex_{ch} van brandstoffen waarvoor alleen globale samenstellingsgegevens beschikbaar zijn

In het boek van Szargut e.a. [5] wordt de methode besproken om chemische exergiewaarden te schatten wanneer de LHV van de droge brandstof bekend is. De chemische exergiewaarde voor de droge brandstof moet dan berekend worden uit:

$$ex_{ch} = \beta \cdot \text{LHV(droog)} \tag{1.25}$$

In [12] worden β-waarden gegeven voor:
- gasvormige, vloeibare en vaste koolwaterstoffen
- vloeibare en vaste brandstoffen die koolstof, waterstof en zuurstof bevatten
- vloeibare brandstoffen die naast koolstof, waterstof en zuurstof ook nog zwavel bevatten
- vaste brandstoffen die naast koolstof, waterstof en zuurstof ook nog stikstof bevatten
- bitumineuze kool, ligniet, cokes en turf
- hout
- vloeibare technische brandstoffen.

Voor vloeibare koolwaterstoffen is β gegeven als:

$$\beta = 1{,}0406 + 0{,}0144\left(\frac{H}{C}\right) \tag{1.26}$$

In formule 1.26 stelt (H/C) de atomaire verhouding in de vloeibare koolwaterstof voor. Voor octaan(l) is deze verhouding (18/8) = 2,25. De β-waarde voor octaan(l) is dan 1,073. De LHV voor octaan(l) is 5078,7 kJ/mol. ex_{ch}(octaan(l)) = 5449,4 kJ/mol. Vergelijk dit met de eerder berekende waarde van 5413,5 kJ/mol. De overeenstemming is goed. Voor bitumineuze kool, ligniet, cokes en turf is β gegeven als:

$$\beta = 1{,}0437 + 0{,}1896 \cdot \left(\frac{z_{H_2}}{z_C}\right) + 0{,}0617 \cdot \left(\frac{z_{O_2}}{z_C}\right) + 0{,}0428 \cdot \left(\frac{z_{N_2}}{z_C}\right) \tag{1.27}$$

In deze formule stelt z_i de gewichtsfractie of het gewichtspercentage van i in de brandstof voor. De minst tijdrovende karakterisering van een brandstof biedt de zgn. 'proximate analysis', waarbij het vochtpercentage, de percentages vluchtige bestanddelen, as, gebonden koolstof en de HHV opgegeven worden. Meer gedetailleerd is de 'ultimate analysis' waarbij de gewichtspercentages koolstof, waterstof, stikstof, chloor, zwavel en zuurstof opgegeven worden, naast het percentage vrij en gebonden water, de asrest, de vluchtige bestanddelen en

de HHV. In fuels and fuel technology [13] wordt de methode van Seyler besproken en is een nomogram opgenomen waaruit de HHV van diverse koolsoorten afgeleid kan worden.

1.3 Enkele opmerkingen m.b.t. exergetisch-efficiënt warmte produceren

In het voorgaande is aandacht besteed aan de berekening van chemische exergiewaarden van brandstoffen om de input aan exergie bij een verbrandingsproces te kunnen vaststellen. Zoals reeds eerder is opgemerkt treedt bij verbrandingsprocessen een relatief groot exergieverlies op omdat de drijvende kracht $-\Sigma\nu_i\mu_i/T$ zo groot is. Deze drijvende kracht is te beïnvloeden door de temperatuur, de druk en de samenstelling van het reactiemengsel. Een ander hiermee ten dele conflicterend punt is dat het juist om de productie van warmte te doen is en de exergiewaarde hiervan met toenemende temperatuur stijgt. Vergassing met aansluitend verbranding onder druk en expansie in een gasturbine is een voorbeeld van het spelen met de parameter druk. Katalytische verbranding maakt volledige verbranding bij lagere temperaturen mogelijk. Reactanten gescheiden in de ruimte, zoals bijvoorbeeld in electrochemische cellen, maakt het mogelijk om de drijvende kracht van chemische reacties te beïnvloeden door andere drijvende krachten, zoals met een elektrisch veld. Gecombineerd verloop van reacties met positieve en negatieve waarden van de drijvende krachten maar met een overall voldoende grote drijvende kracht kan het exergieverlies beperken.

Een uitgangspunt moet zijn om de degradatie van exergie, zowel naar bewerking gezien als in de tijd, zo geleidelijk mogelijk te laten verlopen. Gecombineerde productie van elektriciteit, chemicaliën en warmte is een mogelijke optie om exergieverlies te beperken. Uiteraard is het nodig om de warmtevraag door een scala van maatregelen terug te brengen. Is verdere warmte integratie mogelijk? Warmte met een lage exergieinhoud moet het liefst uit warmte met een lage en zo mogelijk zelfs zonder exergieinhoud geproduceerd worden met een warmtepomp. Hierbij is het vooral belangrijk zoveel mogelijk van vastgelegde zonne-energie gebruik te maken. Al met al een grote uitdaging voor de nabije en de verdere toekomst.

1.4 Literatuur

[1] L. Stougie (editor), *Syllabus 'Exergie-analyse'*, TU Delft/Interduct, 1997.

[2] D.W. van Krevelen en H.A.G. Chermin, Chemical engineering science, Vol. 1, 1951, pp. 66-80 en 238.

[3] R.C. Reid, J.M. Prausnitz en B.E. Poling, The properties of gases and liquids, 4th. ed., McGraw-Hill book company, 1987, chapter 6.

[4] Th.W. de Loos en H.J. van der Kooi, Thermodynamica voor ontwerpers, dictaat TU Delft.

[5] J. Szargut, D.R. Morris en F.R. Stewart, Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes, Hemisphere publishing corp., 1988.

[6] zie [3], appendix A.

[7] J.M. Smith en H.C. van Ness, Introduction to chemical engineering thermodynamics, 4th. ed., McGraw-Hill book company, 1987.

[8] R.C. Reid, J.M. Prausnitz en T.K. Sherwood, The properties of gases and liquids, 3th. ed., McGraw-Hill book company, 1977.

[9] zie [8], appendix A.

[10] zie [1], tabel 2.3.

[11] zie [3], hoofdstuk 2.

[12] zie [5], tabel op pagina 104.

[13] W. Francis en M.C. Peters, Fuels and fuel technology, 2nd. ed., Pergamon press, 1980.

2 Exergetisch-efficiënt warmte opwekken binnen de grenzen van het bedrijfsterrein

ir. J.B. de Wit,
TNO - Milieu, Energie en Procesinnovatie

2.1 Inleiding

Algemeen wordt erkend, dat het nodig is om processen te verduurzamen. Een belangrijk aspect van verduurzaming is het verminderen van het gebruik van fossiele brandstoffen en en de uitstoot van schadelijke emissies (NO_x, SO_x, CO_2, stof, geluid, etc). Het blijkt dat vele processen in de industrie mogelijkheden bieden om het primaire energieverbruik drastisch te verminderen. Het analyseren van de exergiestromen binnen het proces (exergie-analyse) is een hulpmiddel om goed zicht te krijgen op de mogelijkheden en beperkingen van energiebesparende maatregelen. Het blijkt dat exergie-analyse ook goed richting kan geven aan de volgorde waarin deze maatregelen genomen moeten worden.

Exergie
Een warmtestroom Q kan worden opgesplitst in exergie $(1-T_0/T)\cdot Q$ en anergie $(T_0/T)\cdot Q$. Mechanische en elektrische energie bestaan voor 100% uit exergie. Dit geldt ook voor (onverbrande!) brandstoffen. Omgevingswarmte ($T = T_0$) bestaat geheel uit anergie.

Soms wordt gesuggereerd dat alleen het exergetische deel van een warmtestroom nuttige waarde heeft en het deel anergie geen nuttige waarde heeft. Dit is slechts ten dele het geval aangezien een warmtestroom van 30 °C met een exergie-aandeel van 1 kW voor de verwarming van een woning veel waardevoller kan zijn dan een elektrische bron van 1 kW. Dit doordat er een warmtepomp nodig is om m.b.v. elektriciteit de gewenste warmtestroom vanuit de omgeving te maken en een warmtepomp zijn eigen exergieverliezen heeft. Er is meer dan 1 kW elektriciteit nodig om het exergie-aandeel van de omgevingswarmte tot 1 kW en de gewenste temperatuur te laten stijgen. In sommige gevallen is het exergiedeel in warmtestromen zelfs ongewenst. Denk bijvoorbeeld aan (te) hoge temperaturen van effluent. Hetzelfde geldt voor het afsplitsen van exergie in de vorm van elektriciteit uit brandstof. Ook dit proces heeft zijn eigen exergie- en energieverliezen, terwijl bovendien aanzienlijk geïnvesteerd moet worden in de elektriciteitscentrale.

Warmtestromen zijn alleen denkbeeldig te splitsen in exergie en anergie, dan wel samen te voegen uit exergie en anergie. In werkelijkheid zijn hiervoor (kostbare) apparaten nodig die bovendien zelf aanzienlijke exergieverliezen vertonen.

2.2 Exergie en duurzame warmtevoorziening van de gebouwde omgeving, glastuinbouw en industriële processen

Zowel in de industrie als in de gebouwde omgeving komen vele processen voor die hooguit enkele tientallen graden boven de omgevingstemperatuur verlopen of zouden kunnen verlopen. Daarnaast zijn er vele processen in de industrie waarvan de interne proces-temperatuur slechts weinig verschilt van de temperatuur van de restwarmtestromen. In termen

van exergie betekent dit dat de exergieverliezen van het proces gering zijn. De hoeveelheid exergie die nodig is om het proces te laten verlopen is slechts een fractie van de exergie die het proces omzet. Het genereren van de vereiste warmte uit de omgeving of uit restbronnen vereist minder exergie dan het genereren van de warmte uit fossiele brandstoffen, indien de procestemperaturen niet meer dan ca. 90 - 120 K boven de omgevingstemperatuur resp. de temperatuur van de beschikbare restwarmtebron liggen. Omdat exergie in de vorm van mechanische aandrijfenergie duurder is dan fossiele brandstoffen én de warmtepomp vooralsnog duurder is dan een verwarmingsketel, dient deze 'temperatuurlift' in de praktijk lager te zijn. Omdat vele procestemperaturen, zoals gesteld, hooguit enkele tientallen graden hoger zijn dan de omgevingstemperatuur of de restwarmtetemperatuur, is een aanzienlijke daling van het primair energieverbruik goed mogelijk.

In dit verband is het interessant om na te gaan welke van de twee volledig duurzame opties voor warmtevoorziening de beste prijs/prestatieverhouding heeft:
- warmtevoorziening uit zonnewarmte (grote externe warmte-omzet)
- elektriciteitsvoorziening uit duurzame bronnen (wind, water, zon) als aandrijfbron voor een warmtepomp (kleine externe warmte-omzet)

De eerste optie heeft vermoedelijk een lager investeringsniveau. De tweede optie heeft als voordeel dat de flexibiliteit en de bedrijfszekerheid veel groter is. Door energie uit het net op te nemen kan de warmtepomp ook functioneren bij geen zon/geen wind. Bovendien kan de duurzaam opgewekte elektriciteit gemakkelijk elders worden ingezet als er geen behoefte is aan warmte.

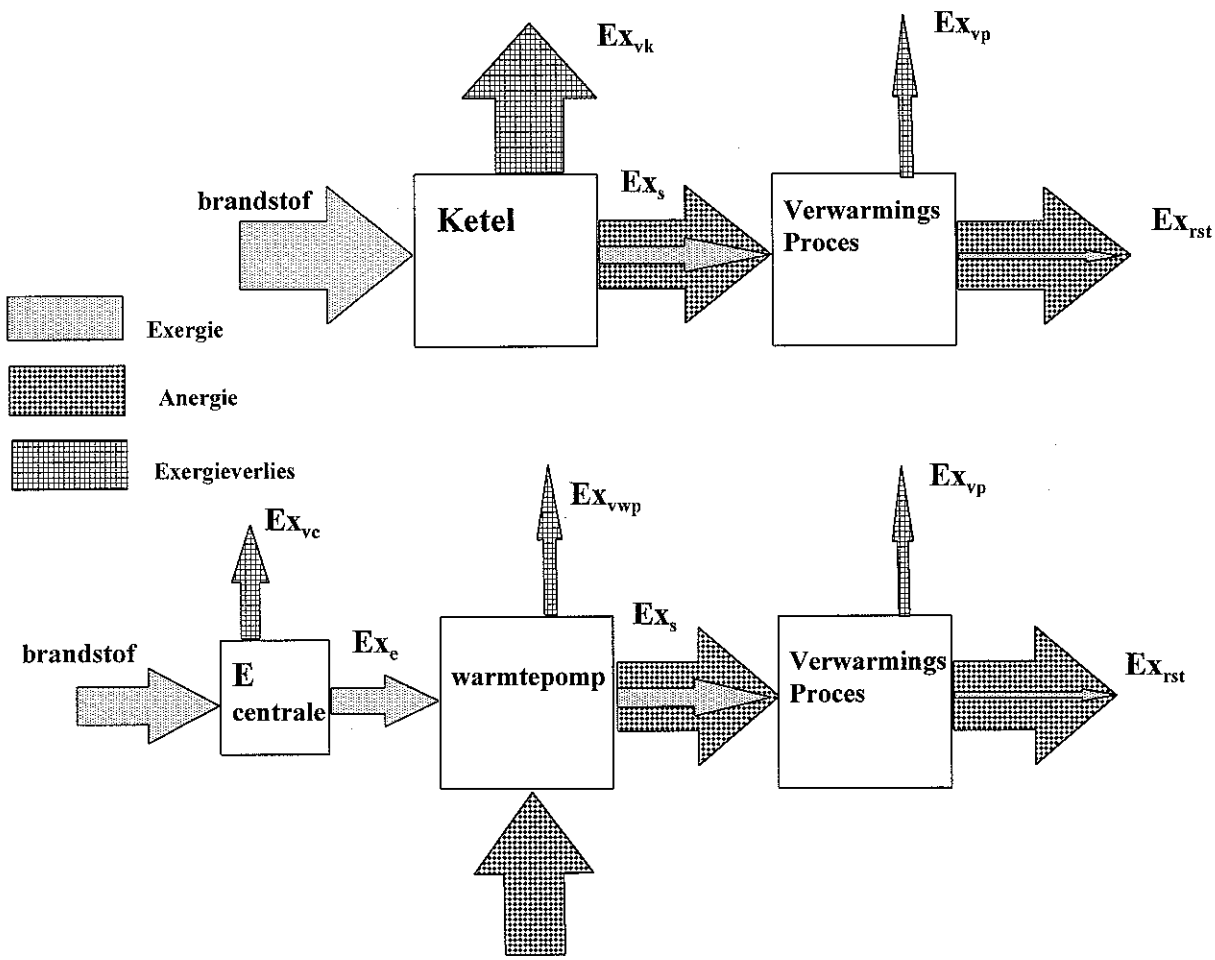
Vanuit het verleden is men gewend geraakt aan forse exergieverliezen: voor het verdampen van water uit papier bij 80 - 90 °C wordt warmte ingezet van ca. 180 °C (10 bar stoom). Voor het verwarmen van woningen ging men uit van een radiatortemperatuur van 80 °C bij ontwerpcondities (-10 °C buitentemperatuur) om een temperatuur van 20 - 22 °C te handhaven. Wanneer men uitgaat van het verbranden van fossiele brandstoffen, dan is dit echter een begrijpelijke aanpak: men is in dit geval vooral geïnteresseerd in het energetisch rendement van het systeem, d.w.z. welk aandeel van de brandstof wordt omgezet in nuttige warmte. Het energetisch rendement wordt slechts in geringe mate bepaald door het temperatuurniveau van het proces en dus door de exergieverliezen. Bovendien betekenen grote exergieverliezen een grote warmteoverdracht per oppervlakeenheid, dus lagere investeringen. Veelal past men ook meng- en verdeelregelingen toe in verwarmingssystemen. Hierin treden exergieverliezen op die gering zijn ten opzichte van de exergieverliezen in de verwarmingsketel, maar bij het toepassen van warmtepompen ontoelaatbaar zijn.

Figuur 2.1 geeft een proces, waarbij wordt aangegeven in welke omstandigheden de inzet van de warmtepomp te overwegen valt. Voor de eenvoud is de exergie van de restwarmte op nul gesteld (Ex_{rst} = 0). De referentietemperatuur is 0 °C.

Als de ingaande stroom op 90 °C wordt gesteld met een grootte van 10 kW, dan is Ex_s gelijk aan 2,47 kW. Ex_{vp} is derhalve ook 2,47 kW. Omdat brandstof 100% exergie is, is Ex_{vk} = 7,53 kW en Ex_b = 10 kW. Als een elektrische warmtepomp wordt ingezet die warmte uit de reststroom haalt, dan is Ex_s uiteraard ook 2,47 kW. Als wordt uitgegaan van een Carnot-rendement van 50%, dan bedraagt Ex_{wp} 4,94 kW. Dit is aanmerkelijk minder dan de ketel nodig heeft. Omdat de elektriciteitsopwekking een rendement heeft van 50% is het primaire

brandstofverbruik 9,88 kW. Er wordt ten opzichte van de conventionele ketel (die veel goedkoper is!) nauwelijks wat bespaard.

Als we de ingaande stroom op 30 °C instellen, bij een grootte van 10 kW, dan daalt Ex_s tot 0,99 kW, derhalve ook Ex_{rst}. Ex_{vk} wordt 9,01 kW en de brandstofinzet Ex_b blijft 10 kW. De warmtepomp neemt in dit geval slechts 1,98 kW exergie op. Met een centrale-rendement van 50% wordt Ex_b derhalve 3,96 kW, een energiebeparing van 60 %.



Figuur 2.1. Inzet van een warmtepomp.

De sleutelgrootheid is in dit geval het exergieverlies van het proces. Door het exergieverlies van het proces te laten dalen van 2,47 naar 0,99 kW, bij dezelfde warmte-omzet, wordt een aanzienlijke besparing bereikt. Warmtepompen zijn dus veel gevoeliger voor exergieverliezen in het proces dan conventionele warmte-opwekking. Als men uitgaat van conventionele, met fossiele brandstoffen gestookte ketels (stoom/water) dan is er weinig reden om exergieverliezen te verminderen. Wil men echter warmtepompen toepassen, dan heeft het verminderen van de exergieverliezen van het proces de hoogste prioriteit.

De exergetische rendementen van conventionele ketels zijn moeilijk te verbeteren. Voor warmtepompen geldt dat verbetering van Carnot-rendementen mogelijk is, maar niet eenvoudig. Van veel processen is het exergieverlies echter aanzienlijk en met soms eenvoudige middelen te verminderen.

Voor procesunits die op klassieke wijze worden verwarmd met fossiele brandstoffen is vooral het energetisch rendement van belang. Voor procesunits waarbij warmtepomptoepassingen worden overwogen geldt dat het exergieverlies zo beperkt mogelijk moet zijn.

2.3 Exergieverliezen bij warmte-overdrachtsprocessen

Bij dit overdrachtsproces gaat geen warmte verloren (1e hoofdwet), echter wel exergie (2e hoofdwet). Het exergieverlies wordt bepaald door het temperatuurverschil: hoe groter het temperatuurverschil, hoe groter het exergieverlies. Bij overdracht van warmte in een warmte-wisselaar van temperatuurniveau T_1 naar temperatuurniveau T_2 gaat de volgende exergie verloren:

$$Ex_v = T_0 \cdot \frac{T_1 - T_2}{T_1 \cdot T_2} \cdot Q \tag{2.1}$$

Uit deze formule blijkt dat bij gelijke referentietemperatuur van de omgeving, warmte-uitwisseling tussen twee willekeurige temperatuurniveaus evenredig is met het temperatuur-verschil tussen bron en afgiftemedium. Dit is theoretisch ook precies de hoeveelheid arbeid die moet worden aangewend om warmte uit een bron met temperatuur T_1 te verpompen naar een bron met temperatuurniveau T_2. In de praktijk is meer arbeid nodig:

$$W_r = \eta_{carnot} \cdot T_0 \cdot \frac{T_1 - T_2}{T_1 \cdot T_2} \cdot Q \tag{2.2}$$

Als T_2 gelijk gesteld wordt aan T_0, dan ontstaat de bekende formule:

$$W_r = \eta_{carnot} \cdot (1 - \frac{T_0}{T_1}) \cdot Q \tag{2.3}$$

Zoals bekend, wordt de hoeveelheid overgedragen warmte tussen de radiatoren en de ruimte niet alleen bepaald door hun onderlinge temperatuurverschil, maar ook door het warmte-overdragend oppervlak. Naarmate het temperatuurverschil kleiner wordt, is steeds meer warmte-overdragend oppervlak nodig. In de woningen zijn deze oppervlakken beschikbaar in de vorm van wanden, plafonds en vloeren. Door in plaats van verwarming via radiatoren wand-, vloer- en plafondverwarming toe te passen, kan de aanvoertemperatuur van het systeem onder ontwerpcondities dalen van 90 °C tot ca. 30 °C. Bij het gebruik van aardgas zal het rendement van de (HR-)ketel in dit geval iets stijgen ten gevolge van het condenseren van de rookgassen. De exergieverliezen in de ketel zullen iets stijgen, de exergieverliezen

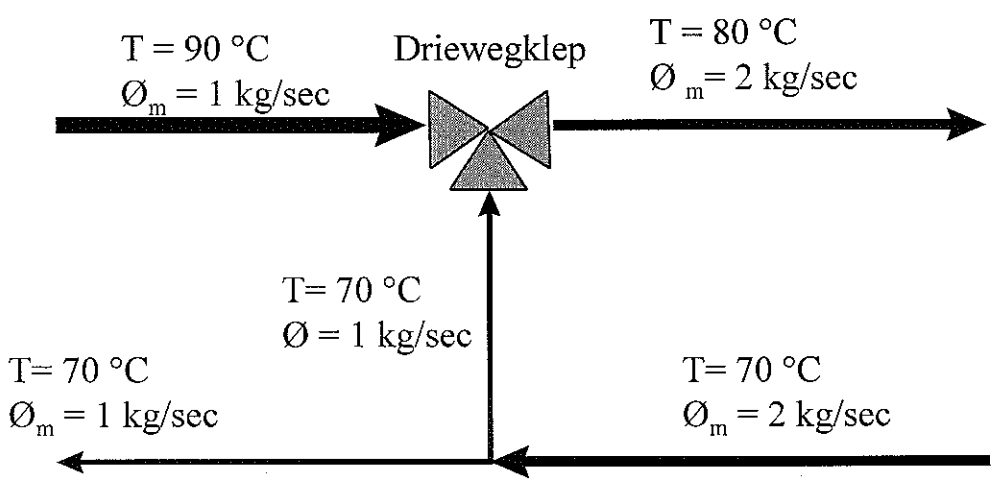
buiten de ketel (in het 'proces' van de warmte-overdracht) zullen dalen. Per saldo dalen de exergieverliezen, deze verschillen zijn echter gering.

Wanneer de warmte voor woning- of kasverwarming uit de omgeving gehaald wordt, hetgeen uit oogpunt van duurzaamheid gewenst is, is het van groot belang dat het temperatuurniveau van de warmteleverende organen zo laag mogelijk is. Dit omdat de arbeid die nodig is om de warmte uit de omgeving te halen evenredig is met het temperatuurverschil ten opzichte van de omgeving.

Dit geldt ook voor de glastuinbouw, waar zeer grote hoeveelheden warmte van lage temperatuur nodig zijn. Omwille van beperkte leidingdiameters (lagere investeringskosten) en de mogelijkheden die meng- en verdeelsystemen bieden om eenvoudig verwarmingssystemen na te regelen, werd gekozen voor hoge systeemtemperaturen (90 - 110 °C). Met het gebruik van fossiele brandstoffen als uitgangspunt is deze benadering van het ontwerp van de verwarmingsinstallaties begrijpelijk. Ten gevolge hiervan zijn de exergieverliezen echter hoog, veel hoger dan voor de plantengroei in kassen nodig is. De energetische consequenties zijn echter beperkt omdat het rendement van verwarmingsketels slechts beperkt worden bepaald door de systeemtemperaturen. Zoals uit bovenstaande berekeningen blijkt kan het primaire energieverbruik met een factor 2,5 dalen door gebruik te maken van warmtepompen. Bij een redelijke verhouding van de elektriciteitsprijzen ten opzichte van de warmteprijzen (ca. 3:1) ontstaat een daling van de energiekosten van ca. 40%. Bij een mogelijk toekomstige verhouding van ca. 2:1 wordt deze prijsdaling ca. 60%. Wanneer de prijzen van primaire energie stijgen wordt het 'warmtepompen' dus zowel in absolute zin als in relatieve zin aantrekkelijker.

2.4 Exergieverliezen bij meng- en verdeelinrichtingen

Grotere verwarmingssystemen zijn veelal uitgerust met meng- en verdeelsystemen om met een centrale warmtebron meerdere gebouwen/gebouwdelen van warmte te kunnen voorzien en deze zgn. groepen onafhankelijk te kunnen regelen. Omdat een menggroep (figuur 2.2) de gemiddelde temperatuur van de gebruikte warmte laat dalen (bij 100% energetisch rendement) is er sprake van een exergieverlies.

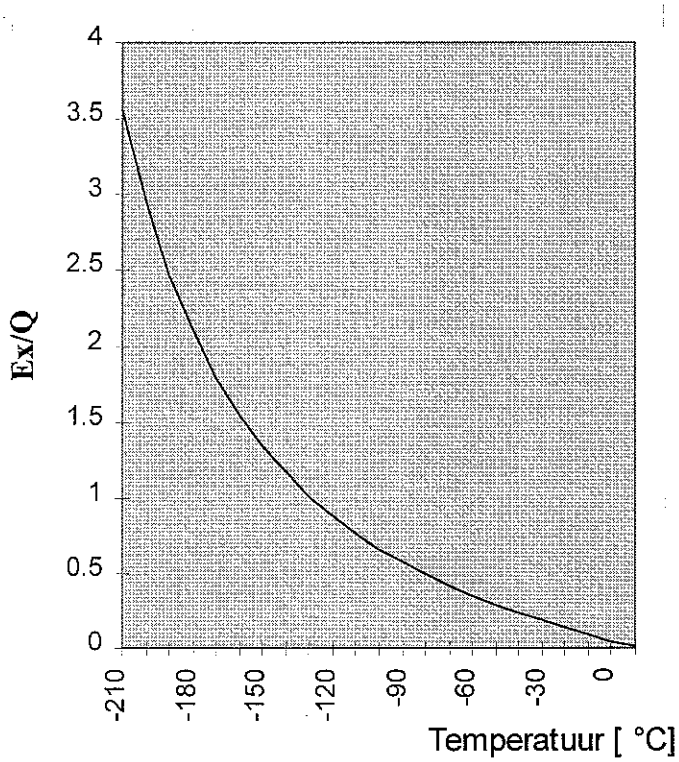


Figuur 2.2. *Schematische weergave mengsysteem.*

Dit exergieverlies treedt niet op als de mengklep volledig open staat of geheel dicht staat. Omdat verwarmingsketels relatief ongevoelig zijn voor (extra) exergieverliezen, is het energetisch effect van mengsystemen op het energetisch rendement van het totale systeem veelal te verwaarlozen. Wanneer een warmtepomp echter een aanvoertemperatuur van 60 °C creëert, waarbij een mengsysteem zorgt voor een secundaire systeemtemperatuur van 45 °C, dan is het energieverbruik van het systeem ca. 30% te hoog! Bovendien wordt de capaciteit van de warmtepomp ongunstig beïnvloed door dit exergieverlies.

2.5 Exergieverliezen bij koude-opwekking

In tegenstelling tot warmtevoorziening, waar men kan volstaan met verbranding van fossiele brandstoffen, vereist koudevoorziening de inzet van een warmtepomp in de vorm van een koelmachine. Dit wordt als volgt verduidelijkt. Om warmte te onttrekken bij temperaturen onder omgevingstemperatuur (= koude) dient de warmte tegen de tempartuurgradiënt in 'verpompt' te worden om aan de omgeving afgegeven te kunnen worden. Hiervoor is exergie nodig. Figuur 2.3 toont aan dat de theoretisch benodigde exergie sterk toeneemt als de temperatuur waarop warmte wordt onttrokken daalt. Om deze reden moet zeer voorzichtig omgegaan worden met exergieverliezen bij lage temperaturen. Koelen beneden T= -129 °C (bij een omgevingstemperatuur van T= 15 °C) levert een theoretisch exergieverlies op dat groter is dan de nuttig onttrokken hoeveelheid warmte. Voor praktische systemen ligt deze grens bij - 80 °C. Een GJ koude op dit temperatuurniveau kost dus minstens zoveel als een GJ (mechanische) aandrijfenergie!



Figuur 2.3. *Theoretische exergiebehoefte per eenheid koude bij koude-opwekking (T_0 = 15 °C).*

2.6 Gecombineerde opwekking van warmte en koude m.b.v. een warmtepomp

Wanneer in een proces koude opgewekt moet worden dan is dit een extra reden om de opgepompte warmte te benutten: de warmtestroom uit de condensor bevat exergie, dit in tegenstelling tot omgevingswarmte. Bovendien is de warmtepomp in de vorm van een koelmachine reeds aanwezig. Deze warmtepomp levert dus nuttige koude én nuttige warmte. De warmtepomp is als het ware opgenomen in de koelmachine. Meestal zal de temperatuur van de condensor hoger gekozen moeten worden dan op zuiver koelbedrijf het geval zou zijn geweest. De extra kracht die dit kost is evenredig met de extra temperatuurlift. Omdat de verdamper van deze warmtepomp vervalt, is het Carnot-rendement veelal hoger dan van een vergelijkbare 'heating only' warmtepomp. Uiteraard dient de condensorwarmte boven de Pinch afgegeven te worden.

Grondwaterkoeling en warmtepompen

Tot voor kort werd grondwater op grote schaal toegepast als medium in doorstroomkoelers. Ten gevolge van de recent ingevoerde heffing op grondwater zijn de specifieke kosten van grondwater als koelmedium enorm gestegen. Dit heeft tot gevolg dat vele gebruikers van koude uit grondwater zich beraden op alternatieven. Wanneer deze bedrijven ook warmtebehoefte hebben aan warmte op niet te hoog temperatuurniveau, dan ligt het voor de hand hiervoor een warmtepomp te gebruiken met nuttige warmte én nuttige koeling. Warmtepompen kunnen op deze wijze een nuttige bijdrage leveren om grondwatergebruik terug te dringen én fossiele brandstof uit te sparen.

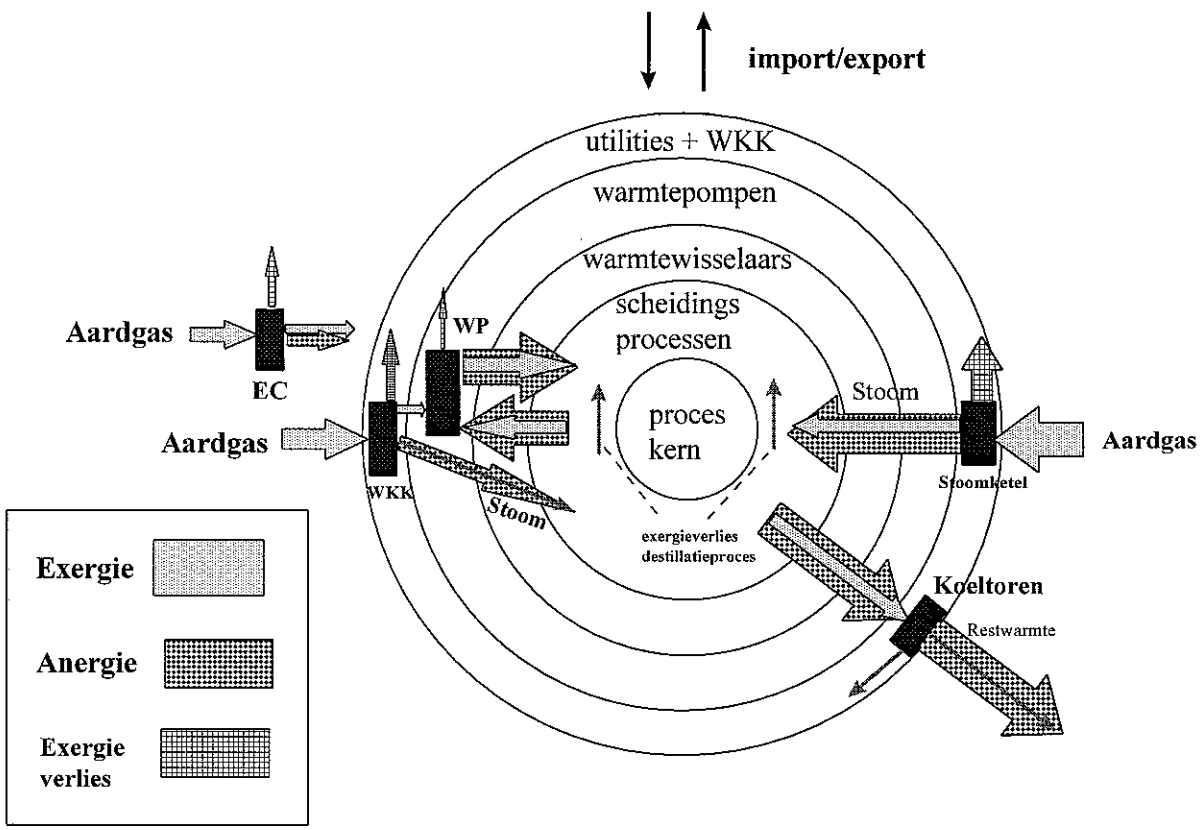
2.7 Exergie en het schillenmodel, een voorbeeld

Met behulp van het 'schillenmodel' wordt de energiehuishouding van een productieproces denkbeeldig opgebouwd uit 'schillen'. De kern van het proces wordt gevormd door reactoren en scheidingsprocessen. Direct daarbuiten zitten de interne warmteleverings- en warmteterugwinningsschillen. In deze schillen wordt warmte aan het proces overgedragen en/of teruggewonnen, al dan niet tegen de temperatuurgradiënt in (warmtepompen). Daarbuiten bevindt zich de utility-schil, waarin kracht, warmte, koude en perslucht worden gegenereerd. Processen dienen van 'binnen naar buiten' verbeterd te worden omdat anders het aanbod van utilities (kracht, warmte) niet goed afgestemd is op de vraag naar utilities. Voor een optimale energiehuishouding dient a) de vraag geminimaliseerd te worden en b) het aanbod precies op de vraag afgestemd te zijn.

Zoals bekend, moeten de optredende exergieverliezen ten minste gecompenseerd worden om het proces 'aan de praat' te houden. In de praktijk is hiervoor een grotere exergie-inzet nodig:
- in de utilities treden relatief grote exergieverliezen op
- de uitstromende reststromen bevatten exergie.

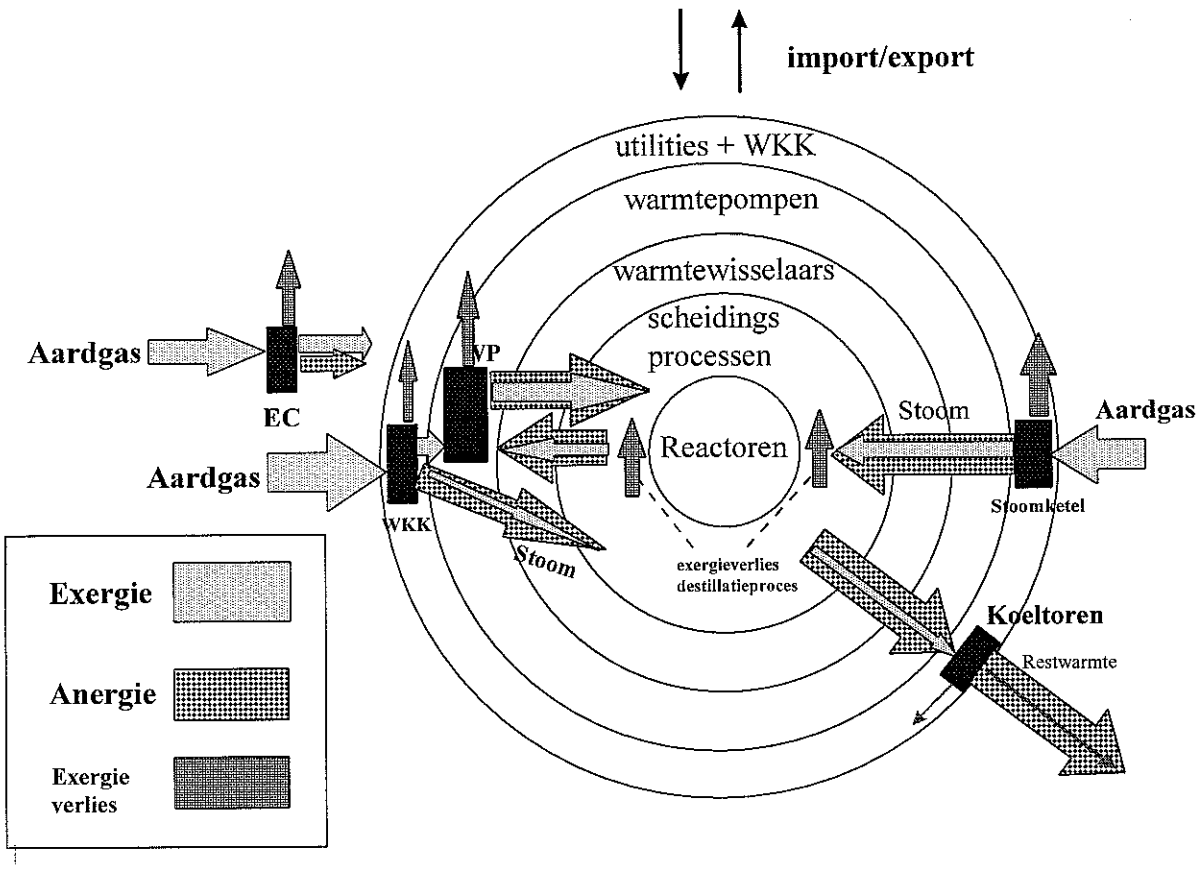
Kleine exergieverliezen in de kern veroorzaken derhalve grotere exergieverliezen in de buitenschillen van het schillenmodel (figuur 2.4). Omdat iedere overdracht van warmte, maar ook ieder warmtetransport, exergieverlies veroorzaakt, zal vermindering van de exergieverliezen in de kern tot grote vermindering van brandstof- en elektriciteitsinzet in de

buitenste schil leiden. De exergieverliezen worden als het ware vergroot, het schillenmodel werkt als een vergrootglas op de exergieverliezen. Om deze reden zijn exergieverlies-beperkingen in de kern vaak effectiever, vaak ook kosteneffectiever, dan verbeteringen in de kern. Bijvoorbeeld als een verbetering in de utilities hetzelfde effect moet hebben als een verbetering in de kern, dan zal deze verbetering veel groter moeten zijn. Bovendien zijn verbeteringen in de utility-schil (rendementen van ketels, warmtepompen en W/K-units) moeilijker te realiseren dan verbeteringen in de kern.



Figuur 2.4. *Het schillenmodel rond een destillatieproces met kleine (externe) exergieverliezen.*

Figuur 2.5 geeft weer hoe processen met lage interne exergieverliezen en een grote warmte omzet met een warmtepomp beter bedreven kunnen worden dan met een stoomketel. In figuur 2.4 wordt dit effect weergegeven voor een destillatieproces in de binnenschil. Bij geringe exergieverliezen van het destillatieproces blijkt de optie met warmtepompen (links) veel minder primaire energie te gebruiken dan de versie met conventionele stoomketels (rechts). De kolom voert geen warmte meer af bij toepassing van een warmtepomp. Het lage primaire energieverbruik kan zowel worden worden gerealiseerd met gescheiden of met gecombineerde opwekking van kracht.



Figuur 2.5. Het schillenmodel rond een destillatieproces met grote (externe) exergieverliezen.

Wanneer de exergieverliezen in de kolom groot zijn (figuur 2.5), bijvoorbeeld ten gevolge van krap bemeten refluxcondensor en reboiler, dan nemen de exergieverliezen in de stoomketel af! Het totale energieverbruik blijft globaal gelijk. Het lijkt of de exergieverliezen van de kolom en de exergieverliezen in de utilities (stoomketel) stuivertje gewisseld hebben. Bij het toepassen van een warmtepomp over de kolom nemen de primaire energieverbruiken sterk toe wanneer de exergieverliezen van de kolom toenemen. Dit komt doordat de exergieverliezen in de warmtepomp en de opwek-unit voor elektriciteit proportioneel meegroeien. Een exergieverlies in de kern van het proces wordt uitvergroot door de utilities. Dit laatste is dus bij conventionele stoomverwarming slechts in geringe mate het geval. Dit is ook de reden waarom men over algemeen weinig aandacht heeft besteed aan exergieverliezen. Bij toepassing van warmte/kracht zonder warmtepompen zijn de effecten van vermindering van exergieverliezen in de kern van het proces op het primaire energieverbruik kleiner dan bij de toepassing van warmtepompen, maar groter dan bij stoomopwekking met een stoomketel.

2.8 Het genereren van proceswarmte uit industriële restwarmte

Wat is restwarmte?

In productieprocessen is in het algemeen één procestemperatuur te onderkennen waarboven een warmtetekort heerst (dat door de utilities aangevuld moet worden) en waaronder een warmte-overschot heerst (dat dus naar de omgeving afgevoerd moet worden).

De pinch onderscheidt dus proceswarmtestromen in nuttige warmte (boven de pinch) en niet-nuttige warmte (onder de pinch). De export van deze restwarmte zal de inkoop aan brandstof niet beïnvloeden, dit in tegenstelling tot export van boven-pinchwarmte. Een gebruiker van deze restwarmte zal deze vervolgens alleen kunnen gebruiken als deze restwarmte voor hem boven-pinchwarmte is. Voor bedrijven die een WKK-installatie hebben is de warmte uit de WKK boven-pinchwarmte, anders zou deze warmte niet opgewekt hoeven worden. Restwarmte is dus per definitie geen warmte uit WKK-installaties. Verder is een kenmerk van restwarmte dat deze niet 'afschakelbaar' is, want gekoppeld aan productieprocessen.

Transport van restwarmte via een warmtenet

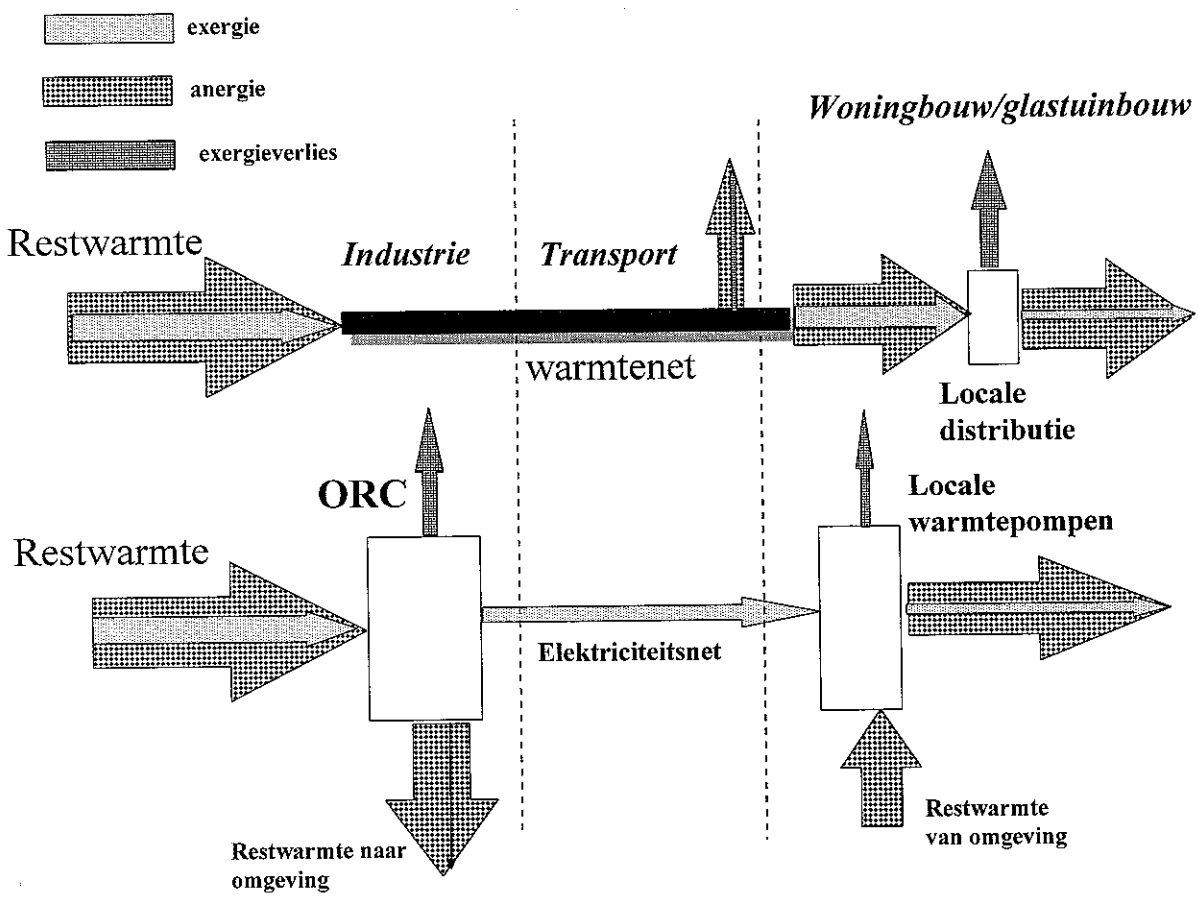
De restwarmte dient getransporteerd te worden, bijvoorbeeld via een warmtenet (figuur 2.6). Ten gevolge van warmteverliezen en stromingsweerstanden treden exergieverliezen op. Daarnaast kunnen exergieverliezen optreden ten gevolge van het feit dat de temperatuur te hoog is voor de vraag van de eindgebruiker ten gevolge van meng- en verdeelsystemen en, last but not least, het niet kunnen afzetten van de restwarmte bij de gebruiker.

Transport van 'warmte' via het elektriciteitsnet

De restwarmte kan, mits van voldoende temperatuurniveau, met behulp van Organic Rankine Cycles omgezet worden in elektriciteit (figuur 2.6). Deze elektriciteit kan, naar behoefte, worden ingezet om warmtepompen aan te drijven. Zowel de conversie restwarmte/elektriciteit als de conversie elektriciteit + omgevingswarmte/nuttige warmte vertoont exergieverliezen. Daar staat tegenover dat geen infrastructuur aangelegd hoeft te worden, maar wel geïnvesteerd moet worden in ORC-installaties en warmtepompen.

De flexibiliteit van deze oplossing is groot omdat een overschot aan elektriciteit aan het net verkocht kan worden, terwijl een tekort aan elektriciteit voor de warmtepompen uit het net ingekocht kan worden.

Het blijkt dat de exergieverliezen bij rechtstreekse levering van de warmte op een temperatuur boven 40 °C via een warmtenet geringer zijn dan van de levering met behulp van ORC/warmtepomp-combinaties. Wanneer de eindgebruiker echter weinig exergie nodig heeft (warmte beneden 40 °C) dan zijn de exergieverliezen vergelijkbaar. Warmte uit het warmtenet is echter slechts gedurende een deel van het jaar nodig. Omdat in dat geval de elektriciteit uit de ORC nuttig gebruikt kan worden, zijn de exergieverliezen - bij lage-temperatuursystemen - van de optie 'ORC/warmtepompen' op jaarbasis lager dan voor de optie 'warmtenet'.



Figuur 2.6. *Exergieverliezen bij distributie van warmte met een warmtenet en bij distributie van warmte met een Organic Rankine Cycle (ORC)/warmtepomp-combinatie.*

2.9 Conclusies

Uit oogpunt van verduurzaming is belangrijk in termen van exergie te denken. Exergie is een uiterst geschikt hulpmiddel om oorzaken van energieverbruik op te sporen.

Duurzaam gebruik van energie levert een minstens zo grote bijdrage aan de verduurzaming van processen als duurzaam opwekken van energie, maar is meestal goedkoper. Duurzaam gebruik van energie eist een exergetische benadering van processen.

Vele processen, met name in de woningbouw, de glastuinbouw en grote delen van de voedingsmiddelenindustrie verlopen bij temperaturen die hooguit enkele tientallen graden boven de omgevingstemperatuur liggen.

Exergieverliezen in de kern van het proces leveren grote exergieverliezen in de periferie van het proces.

Warmtepompen zijn vaak nodig om exergievermindering te laten effectueren in lagere primaire energieverbruiken.

De exergiehuishouding van duurzame processen is veel kritischer dan van conventionele processen.

Het effectief inzetten van warmte uit de omgeving vereist geringe exergieverliezen in de warmte-overdracht.

Benutting van restwarmte vanuit de industrie naar woningbouw kan verlopen via een warmtenet of via uitkoppeling met een ORC/warmtepomp-combinatie. De exergieverliezen zijn bij volledige warmtebenutting op een hoog temperatuurniveau het hele jaar door gunstiger voor het warmtenet.

Wanneer de warmte slechts een deel van het jaar benodigd is en het finale temperatuurniveau van de gevraagde warmte laag is, dan heeft de combinatie ORC/warmptepomp lagere exergieverliezen.

De ORC/warmtepomp-combinatie voor warmtetransport is flexibeler dan een warmtenet en meer ingericht op duurzame energievoorziening.

De economische consequenties van de ORC/warmtepomp-combinatie bij benutting van industriële restwarmte dienen nader onderzocht te worden en gerelateerd te worden aan de kosten van een warmtenet.

3 Exergieverlies bij distributie en opslag van warmte

dr.ir. G.C.J. Bart,
Faculteit Technische Natuurwetenschappen,
Subfaculteit der Technische Natuurkunde,
Sectie Warmtetransport

3.1 Inleiding

In de techniek worden distributie en opslag van warmte veel toegepast. In dit hoofdstuk worden enkele karakteristieke gevallen behandeld waaraan analytisch kan worden gerekend en die van belang zijn bij bijvoorbeeld het gebruik van restwarmte. Op deze manier kan inzicht in de problematiek worden verkregen. Voor een uitgebreide introductie op dit vakgebied zijn de boeken van Bejan [1,2] een goede ingang.

De algemene manier van aanpak is dat eerst met de bekende behoudswetten, massabehoud, impulsbehoud en energiebehoud, het probleem zal worden beschreven en dat pas daarna een berekening van het exergieverlies plaatsvindt. Dit is ook de manier waarop softwarepakketten voor exergieberekeningen werken. Uiteraard is het van belang dat de beschrijving met de behoudswetten een realistisch beeld geeft van de fysische werkelijkheid. Dit betekent enerzijds het gebruiken van de goede modelvergelijkingen met de juiste fysische eigenschappen als dichtheid, viscositeit en soortelijke warmte, alsmede het gebruik van reële schattingen van parameters als warmtedoorgangscoëfficiënten en omgevingstemperatuur. Anderzijds moet het fysische model een compleet beeld geven van de werkelijkheid. Er mogen geen belangrijke effecten worden weggelaten. Deze voorwaarden gelden even sterk wanneer gebruik wordt gemaakt van computersimulaties. Met name dan moet men altijd goed nagaan of de modellen correct zijn en van de juiste parameters worden voorzien. Dit soort opmerkingen moge lijken op het intrappen van een open deur, maar de gebruikersvriendelijkheid en flexibiliteit van softwarepakketten soms gevoegd bij een onvolledige beschrijving van de broncode kunnen gemakkelijk tot slechte onderzoeksresultaten leiden.

In deze bijdrage wordt voortgebouwd op de basiskennis uit hoofdstuk 3 van de syllabus 'Exergie-analyse' [3]. De daar ingevoerde begrippen en grootheden worden hier bekend verondersteld. Hier vindt een verdere verdieping en toepassing van de principes plaats. In de gegeven beschouwingen zal alleen gekeken worden naar de thermodynamische efficiëntie van de procesvoering. De exergetische afschrijving van investeringen, bepaald door de arbeid die nodig is geweest om de omgeving om te vormen tot de gebruikte installaties, zal hier buiten beschouwing blijven.

3.2 Warmtebronnen

Om op een exergetisch verantwoorde wijze in de vraag naar warmte te voorzien zal, naast het minimaliseren van zowel de warmtevraag als het temperatuurniveau van de gevraagde warmte, gebruik gemaakt moeten worden van allerlei soorten restwarmte en de gecombineerde opwekking van warmte met mechanische of elektrische energie. Maar

hiermee is het probleem niet opgelost. Aanbod en vraag van warmte zijn voor wat betreft plaats en tijd niet op elkaar afgestemd.

Restwarmte komt meestal niet vrij op de plaats waar die warmte nog nuttig gebruikt kan worden, zodat distributie nodig is. Natuurlijk dient men in dit verband planologische missers te vermijden, kerncentrales dienen wat dat betreft niet aan de landsgrenzen te worden opgesteld, maar midden in de stad of in een glastuinbouwgebied.

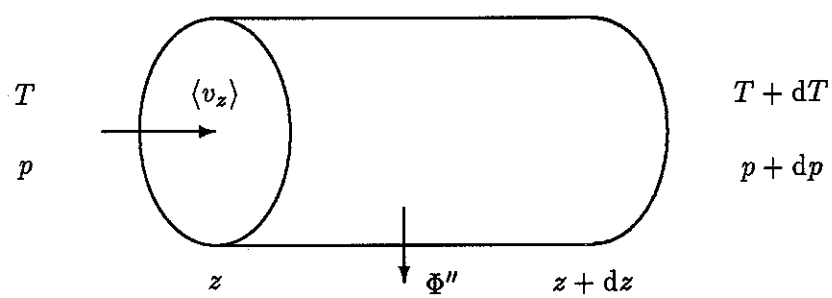
Bij een tijdelijk hoger aanbod dan vraag dringt de noodzaak van warmteopslag zich op. Bij een tijdelijk of structureel tekort is er behoefte aan warmtepompen om op flexibele wijze in de behoeften te kunnen voorzien. Landelijk gezien en over het jaar gemiddeld verkeren wij in de situatie van een structureel tekort aan restwarmte en zullen, bij een exergetisch verantwoorde situatie, warmtepompen een voorname rol gaan spelen in de productie van lage temperatuur warmte.

Om in de toekomst aan de warmtevraag te voldoen valt te verwachten dat van diverse bronnen, zowel duurzame bronnen als bronnen gebaseerd op fossiele brandstoffen, gebruik zal worden gemaakt en dat er grote behoefte zal zijn aan flexibele systemen. Wat hier de toekomst ook moge brengen, het is in ieder geval duidelijk dat aspecten als distributie en opslag in vrijwel iedere gekozen oplossing een rol zullen spelen.

3.3 Distributie

3.3.1 Leidingen

Om het exergieverlies van een stationaire stroming in een lange leiding te berekenen wordt eerst de energiebalans over een pijpelement dz opgesteld (figuur 3.1).



Figuur 3.1. *Rond pijpelement dz met toestandsgrootheden p en T, over doorsnede gemiddelde snelheid* $\langle v_z \rangle$ *en warmtestroomdichtheid* Φ''.

Er wordt in de beschouwingen direct van leidingen met een ronde doorsnede uitgegaan. De ingrediënten voor deze balans zijn reeds in [3] gegeven. De temperatuur van het fluïdum wijzigt door mechanische dissipatie en door warmteoverdracht naar de omgeving.

$$c_p \mathrm{d}T = \left[-\frac{1}{\rho} \frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z} \right] \mathrm{d}z - \frac{\alpha_0 (T - T_0) \pi D}{\phi_m} \mathrm{d}z \tag{3.1}$$

Voor een ronde pijp kan de dissipatie gevonden worden met de frictiefactor f volgens:

$$-\frac{1}{\rho}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z} = \frac{32 f \phi_m^2}{\pi^2 \rho^2 D^5} \tag{3.2}$$

Met introductie van de parameters:

$$B_1 = \frac{32 f \phi_m^3}{\pi^3 \alpha_0 \rho^2 D^6} \tag{3.3}$$

en

$$B_2 = \frac{\alpha_0 \pi D}{c_p \phi_m} \tag{3.4}$$

wordt de oplossing voor $T(z)$, de temperatuur als functie van de afstand z, geschreven als:

$$\frac{T(z) - T_0 - B_1}{T_{\mathrm{in}} - T_0 - B_1} = \exp(-B_2 z) \tag{3.5}$$

Voor kleine waarden van $B_2 z$ kan dit eventueel worden benaderd met:

$$T_{\mathrm{in}} - T(z) = B_2 z (T_{\mathrm{in}} - T_0)\left(1 - \frac{B_1}{T_{\mathrm{in}} - T_0}\right) \tag{3.6}$$

Het exergieverlies per kg doorstroomde massa laat zich schrijven als:

$$\Delta ex = c_p\left(T_{\mathrm{in}} - T(z) - T_0 \ln\frac{T_{\mathrm{in}}}{T(z)}\right) + \frac{32 f \phi_m^2 z}{\pi^2 \rho^2 D^5} \tag{3.7}$$

De eerste term geeft het verschil in maximaal winbare arbeid die uit het fluïdum is te halen bij in- en uitgang van de lange leiding. De tweede term stelt de wrijvingsarbeid per kg doorstroomde massa voor. Het relatieve exergieverlies kan dan worden gedefinieerd als

$$\frac{\Delta ex}{ex_0} = \frac{\Delta ex}{c_p\left(T_{\mathrm{in}} - T_0 - T_0 \ln\frac{T_{\mathrm{in}}}{T_0}\right)} = \frac{\left(T_{\mathrm{in}} - T(z) - T_0 \ln\frac{T_{\mathrm{in}}}{T(z)}\right) + B_1 B_2 z}{T_{\mathrm{in}} - T_0 - T_0 \ln\frac{T_{\mathrm{in}}}{T_0}} \tag{3.8}$$

Het exergieverlies is klein wanneer de dissipatie klein is:

$$\frac{B_1}{T_{in} - T_0} < 1 \tag{3.9}$$

en wanneer de leiding goed is geïsoleerd:

$$B_2 z \ll 1 \tag{3.10}$$

Deze tweede voorwaarde, vergelijking (3.10), beïnvloedt beide termen in de teller van vergelijking (3.8). De diameter van de leiding staat bij B_1 in de noemer en bij B_2 in de teller. Er is dus een optimale diameter waarbij het totale exergieverlies minimaal is. Het benodigde pompvermogen volgt nog uit:

$$P = \frac{32 f \phi_m^3 z}{\pi^2 \rho^2 D^5} \tag{3.11}$$

De hierna volgende voorbeelden zijn gebaseerd op de volgende situatie. Een standaard rijtjeshuis met buitenoppervlak van 200 m^2, een gemiddelde warmtedoorgangscoëfficiënt van 1 W/m^{2}K en een verschil van 25 °C tussen binnen- en buitentemperatuur vormt één van de tweeduizend, warmtetechnisch gelijke, woningen van een woonwijk. Eerst wordt de grote leiding naar de woonwijk onder de loep genomen en daarna de leiding die de woning binnengaat. De woonwijk bevindt zich op 10 km vanaf de warmtebron.

Voorbeeld 3.1: Hoofdtransportleiding

De woonwijk heeft een totale warmtevraag $\dot{Q}$ = 10 MW. Veronderstel dat de warmtebron water onder druk levert met een temperatuur van 110 °C en dat de temperatuur in de retourleiding 30 °C bedraagt. Met het temperatuurverschil ΔT = 80 K kan dan het benodigde massadebiet worden berekend.

$$\phi_m = \frac{\dot{Q}}{c_p \Delta T} = \frac{10^7}{4{,}18 \cdot 10^3 \cdot 80} = 29{,}9 \text{ kg/s} \tag{3.12}$$

Om deze stroming laminair te houden, Re < 2000, zou de diameter de onpraktische waarde van 67 m moeten hebben. De frictiefactor kan nu met behulp van het voor turbulente stroming geldige deel van figuur 3.2 uit [3] worden verkregen. Er worden in dit voorbeeld gladde leidingen verondersteld. Wanneer het temperatuurverval langs de leiding klein is, kan de voor minimum exergieverlies optimale diameter van de pijp worden berekend met vergelijking (3.24) uit [3]. Wanneer (zie appendix A) α_{iso} = 0,7 W/m^{2}K en de bodemtemperatuur 10 °C bedraagt is de optimale binnendiameter D_0 = 0,16 m. Nu zijn alle parameters bekend om met de hiervoor geschetste procedure een aantal karakteristieke

grootheden en uiteindelijk het exergieverlies te berekenen. De resultaten zijn in tabel 3.1 weergegeven. Wanneer het relatieve exergieverlies nog klein is, is het evenredig met de lengte van de leiding. Omdat $B_2z \ll 1$ lijkt het exergieverlies van de leiding niet de beperkende factor te zijn om grotere lengten dan 10 km toe te passen.

Tabel 3.1. *Berekende eigenschappen van exergetisch optimale stroming in hoofd-transportleiding en aansluitleiding uit gegeven voorbeelden.*

		Hoofdleiding	Aansluitleiding	
Massadebiet	ϕ_m	29,9	0,015	kg/s
Diameter	D_0	0,156	0,004	m
Gem. snelheid	$\langle v_z \rangle$	1,6	1,3	m/s
Reynoldsgetal	Re	$8{,}1 \cdot 10^5$	$1{,}7 \cdot 10^4$	-
Frictiefactor	$4f$	$1{,}04 \cdot 10^{-2}$	$2{,}8 \cdot 10^{-2}$	
Parameter 1	$B1/(T_{in}-T_0)$	$7{,}4 \cdot 10^{-2}$	$7{,}2 \cdot 10^{-2}$	-
Parameter 2	B_2z	$2{,}7 \cdot 10^{-2}$	$1{,}9 \cdot 10^{-3}$	-
Temperatuurverschil	$T_{in} - T(z)$	2,5	0,2	K
Rel. exergieverlies	$\Delta ex/ex_0$	0,06	0,004	-
Pompvermogen	P	$25 \cdot 10^3$	0,7	W
Drukval	Δp	8,36	0,55	bar

Bij een wisselende warmtevraag is het niet mogelijk de leidingdiameter te wijzigen. Het is, wanneer alleen de hoofdtransportleiding wordt beschouwd, dan exergetisch het gunstigst zowel debiet als temperatuur zo te regelen dat de diameter optimaal blijft. Uit de gemiddelde snelheid in de leiding volgt dat het transport enkele uren duurt. Dit heeft uiteraard consequenties voor de regeling. Het is nodig de warmtevraag enkele uren vooruit te voorspellen, opdat aan de vraag op exergetisch gunstige wijze kan worden voldaan.

De beschouwingen kunnen nog worden uitgebreid met de retourleiding. Hierdoor stroomt een evengroot massadebiet water met een lagere temperatuur, die niet van de warmtevraag afhankelijk is. De retourleiding kan natuurlijk apart geoptimaliseerd worden, maar ook samen met de heenleiding. In dit laatste geval kan bijvoorbeeld nog de isolatie in een optimale verhouding over beide leidingen worden verdeeld.

Een aparte beschouwing is nog nodig over de kinetische energie van de stroming. In de leiding zelf speelt dit geen rol, omdat het snelheidsprofiel hetzelfde is in bijna de gehele leiding. Niet overal in het totale systeem echter heeft het water dezelfde stroomsnelheid. De kinetische energie per massaeenheid is van de orde $\langle v_z \rangle^2/2$. Wanneer deze kinetische energie verwaarloosbaar moet zijn ten opzichte van de mechanische dissipatie moet gelden:

$$\frac{\langle v_z \rangle^2}{2} < \frac{32 f \phi_m^2 z}{\pi^2 \rho^2 D^5} \tag{3.13}$$

Dit kan eenvoudig worden omgewerkt tot:

$$1 < 4f\frac{z}{D} \tag{3.14}$$

Voor de hoofdtransportleiding komt de kinetische energie qua grootte overeen met minder dan 20 m mechanische dissipatie. In het gegeven voorbeeld kan de kinetische energie daarom worden verwaarloosd als de stroming niet te vaak van snelheid wijzigt en de snelheid in de hoofdtransportleiding de hoogst voorkomende is. Bij aftakkingen, splitsingen of samenvoegingen, van leidingen vraagt de kinetische energie vaak nog wel om aandacht. Men moet dan nagaan waarin de kinetische energie wordt omgezet. Dat kan in warmte zijn, maar bijvoorbeeld ook potentiële energie. Warmte kan slechts met de carnotfactor worden teruggewonnen en potentiële energie kan in principe geheel worden teruggewonnen.

Voorbeeld 3.2: Aansluitleiding

Dezelfde berekeningen kunnen worden uitgevoerd voor een leiding naar een enkele woning. Deze leiding is 10 m lang en moet kunnen voorzien in een warmtevraag van 5 kW. Omdat voor dunnere leidingen moeilijker een lage warmteoverdrachtscoëfficiënt kan worden bereikt, is deze hier op 1,25 W/m^2K gesteld. Afgezien van een iets lagere ingangstemperatuur zijn de overige invoergegevens identiek. De resultaten zijn ook opgenomen in tabel 3.1. Opvallend in deze resultaten is de geringe optimale diameter van de leidingen. Daarvoor zijn een paar oorzaken aan te wijzen. Een mogelijke oppervlakteruwheid van de leiding is niet in rekening gebracht, waardoor wellicht een te lage frictiefactor is gebruikt. De drukval veroorzaakt door bochten, kranen en andere appendages is, zeker bij een relatief korte leiding, niet verwaarloosbaar. Tenslotte is de warmtelevering continu verondersteld, waardoor het massadebiet klein kan zijn. Met deze factoren is tegelijk aangegeven hoe in de praktijk het exergieverlies kan worden beperkt. Wanneer de warmtevraag een grillig verloop heeft en plotseling een grote hoeveelheid warmte moet worden geleverd is warmteopslag een mogelijke oplossing. De hier uitgevoerde berekening zet in ieder geval vraagtekens bij de voor CV-installaties gebruikelijke leidingdiameters. Het blijkt dat bij de hier gegeven voorbeelden de hoofdleiding meer bijdraagt aan het exergieverlies dan 2000 aansluitleidingen.

3.3.2 Het splitsen en samenkomen van leidingen

In een warmtedistributiesysteem zijn koppel- en verdeelstukken nodig om van hoofdaanvoerleiding bij individuele aansluiting te komen en hetzelfde doet zich voor bij het retourleidingsysteem. Hier wordt de algemene weg aangegeven om zulke systemen op hun exergetische eigenschappen te beoordelen. De mechanische dissipatie in deze appendages kan weer worden uitgedrukt met een weerstandsgetal en de gemiddelde snelheid in de aansluiting met het grootste debiet. Dit weerstandsgetal hangt nog af van de verhouding tussen de

massastromen en de geometrie van het geheel. Bij de geometrie zijn van belang de diameter van aanvoer- en afvoerleidingen, de onderlinge hoeken en diametersprongen in de appendage. Een ingang tot de uitgebreide literatuur op dit gebied is in het 'Chemical Engineers Handbook' [4] of de VDI-Wärmeatlas [5] te vinden. Vaak is het weerstandsgetal van de orde 1. Een appendage heeft vaak een dissipatie die overeenkomt met een pijplengte van tientallen diameters. Dit heeft tot gevolg dat de optimale pijpdiameter toch weer wat groter is dan wat zonder appendages is uitgerekend. In voorkomende gevallen moet vooraf natuurlijk de fabrikant de nodige inlichtingen kunnen geven en kan de dissipatie achteraf bepaald worden door meting van de drukval. Het verschil tussen de technische uitvoering van bijvoorbeeld T-stukken en dat wat de evolutie bij de bloedsomloop tot stand heeft gebracht, geeft aan dat systemen opgebouwd met standaardcomponenten qua mechanische dissipatie vaak niet optimaal zijn ontworpen.

Voorbeeld 3.3: Koppeling van leidingen met verschillende temperaturen

Twee leidingen met massatromen $\phi_{m,1}$ en $\phi_{m,2}$, temperaturen T_1 en T_2, komen via een koppelstuk samen in een ronde buis met diameter D. De specifieke warmtecapaciteit van beide stromen wordt gelijk verondersteld. Volgens vergelijking (3.12) uit [3], wordt de mechanische dissipatie gegeven met behulp van een weerstandsgetal K_f:

$$w_t = K_f \frac{\langle v_z \rangle^2}{2} \tag{3.15}$$

Hier is:

$$\langle v_z \rangle = \frac{4(\phi_{m,1} + \phi_{m,2})}{\rho \pi D^2} \tag{3.16}$$

Rekening houdend met de dissipatie wordt de uitgangstemperatuur:

$$T_{\text{uit}} = \frac{\phi_{m,1}}{\phi_{m,1} + \phi_{m,2}} T_1 + \frac{\phi_{m,2}}{\phi_{m,1} + \phi_{m,2}} T_2 + \frac{w_t}{c_p} \tag{3.17}$$

Het totale exergieverlies van de koppeling wordt nu:

$$\Delta \dot{E}x = (\phi_{m,1} + \phi_{m,2}) w_t - \phi_{m,1} c_p \left(T_{\text{uit}} - T_1 - T_0 \ln \frac{T_{\text{uit}}}{T_1} \right) - \phi_{m,2} c_p \left(T_{\text{uit}} - T_2 - T_0 \ln \frac{T_{\text{uit}}}{T_2} \right) \tag{3.18}$$

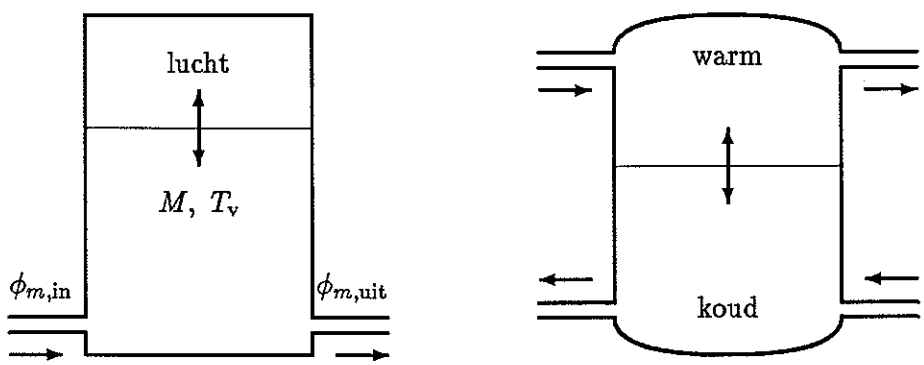
Omdat het opwarmeffect van de dissipatie al is meegenomen in de berekening van T_{uit}, wordt in de laatste vergelijking de dissipatie niet meer vermenigvuldigd met de verliesfactor.

Het exergieverlies kan hier aanzienlijk zijn. Dit mengproces dient zoveel als mogelijk is te worden vermeden. Echter bij traditionele stooklijnregelingen wordt dit mengen veel toegepast. Om dit te vermijden is het nodig het temperatuurniveau van de warmtevraag ruimschoots van te voren te bepalen en te regelen bij de warmtebron. Bij de eindgebruiker blijft dan nog een fijnregeling mogelijk met behulp van het debiet.

3.4 Warmteopslag

3.4.1 Buffervaten

Bij opslag van warmte is het weer zaak de nodige irreversibiliteiten te vermijden. In principe gaat dat het beste met een buffervat, dat de pieken en dalen in warmtevraag en restwarmteproductie moet opvangen (figuur 3.2). Zo'n vat doet tegelijkertijd dienst als expansievat. Kenmerk van zo'n buffervat is dat de inhoud variabel is, maar dat de temperatuur bijna constant is. Er zijn in het distributiesysteem dan altijd twee buffers nodig omdat de totale hoeveelheid fluïdum constant is. Bijvoorbeeld een buffer op lage temperatuur vlak voor de warmtebron en een buffer op hoge temperatuur vlak voor de warmteconsumptie.



Figuur 3.2. Enkelvoudig en gecombineerd buffervat.

Combinatie van beide buffers in één vat is mogelijk en is bijvoorbeeld toegepast bij de stadsverwarming van Capelle aan den IJssel. In zo'n gecombineerd vat kan langs het grensvlak tussen warm en koud fluïdum exergieverlies optreden door warmtegeleiding en menging. In ieder geval heffen in beide systemen de effecten van potentiële energie elkaar op. Hier wordt alleen het enkelvoudige buffervat besproken. Voor de beschrijving van het gedrag wordt gebruik gemaakt van een massabalans:

$$\phi_{m,\mathrm{in}} - \phi_{m,\mathrm{uit}} = \frac{\mathrm{d}M}{\mathrm{d}t} \tag{3.19}$$

M is de hoeveelheid massa in de buffer. De energiebalans luidt:

$$\phi_{m,\mathrm{in}} c_p T_{\mathrm{in}} - \phi_{m,\mathrm{uit}} c_p T_{\mathrm{v}} - \alpha A(T_{\mathrm{v}} - T_0) = M c_p \frac{\mathrm{d}T_{\mathrm{v}}}{\mathrm{d}t} + c_p T_{\mathrm{v}} \frac{\mathrm{d}M}{\mathrm{d}t} \tag{3.20}$$

De termen zijn achtereenvolgens: met stroming aangevoerde warmte, met stroming afgevoerde warmte, warmteverlies door isolatie, en na het is-gelijk-teken: verandering van warmteinhoud door temperatuur respectievelijk hoeveelheid massa. Er is hier aangenomen dat in het vat de temperatuur uniform is en dat de temperatuur van het wegstromende fluïdum hieraan gelijk is.

Voorbeeld 3.4 Exergieverlies bij constante massa

Voor het geval $\phi_{m,\mathrm{in}} = \phi_{m,\mathrm{uit}}$ en bij een constante ingangstemperatuur T_{in} zal zich een stationaire toestand instellen en vereenvoudigt de energievergelijking tot:

$$\phi_m c_p (T_{\mathrm{in}} - T_{\mathrm{v}}) = \alpha A(T_{\mathrm{v}} - T_0) \tag{3.21}$$

Na introductie van het dimensieloze getal

$$N_{\mathrm{iso}} = \frac{\phi_m c_p}{\alpha A} \tag{3.22}$$

wordt de uitgangstemperatuur T_{v} nu gegeven door:

$$T_{\mathrm{v}} = \frac{N_{\mathrm{iso}} T_{\mathrm{in}} + T_0}{N_{\mathrm{iso}} + 1} \tag{3.23}$$

Het exergieverlies per kg doorstroomde massa is nu:

$$\Delta ex = c_p \left(T_{\mathrm{in}} - T_{\mathrm{v}} - T_0 \ln \frac{T_{\mathrm{in}}}{T_{\mathrm{v}}} \right) \tag{3.24}$$

Opdat het exergieverlies van de buffer klein is ten opzichte van dat van de hoofdtransportleiding moet $N_{\mathrm{iso}} > 100$. Met $\phi_m = 30$ kg/s, $c_p = 4{,}18 \cdot 10^3$ J/kgK, $\alpha = 1{,}0$ W/m^{2}K en een oppervlak $A = 100$ m^2 wordt hier zonder veel moeite al ruimschoots aan voldaan.

Voorbeeld 3.5 Exergieverlies bij stilstand

Bij stilstand vereenvoudigt de energiebalans tot

$$-\alpha A(T_v - T_0) = Mc_p \frac{dT_v}{dt} \tag{3.25}$$

met als oplossing:

$$\frac{T_v - T_0}{T_{in} - T_0} = \exp(-\frac{\alpha At}{Mc_p}) \tag{3.26}$$

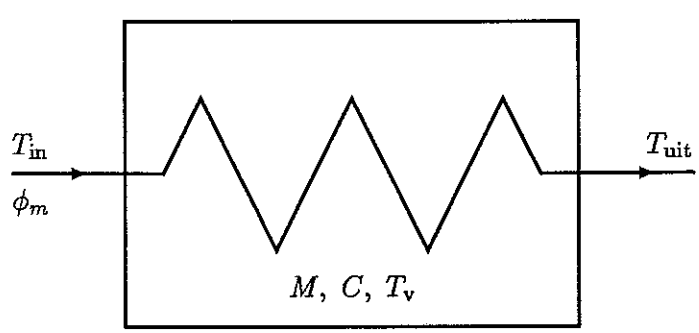
Voor een kleine exponent vereenvoudigt dit tot:

$$T_{in} - T_v = (T_{in} - T_0)\frac{\alpha At}{Mc_p} \tag{3.27}$$

Met als voorbeeld een gegeven stilstandtijd $t = 10^4$ s en massa $M = 4 \cdot 10^4$ kg en α en A als in het voorbeeld hiervoor, blijkt ook weer betrekkelijk eenvoudig aan een exponent kleiner dan 0,01 te kunnen worden voldaan. De vergelijking voor het exergieverlies Δex is identiek aan die van het voorgaande voorbeeld. Aldus volgt uit het vereiste kleine exergieverlies de vereiste kwaliteit van de isolatie.

3.4.2 Warmteopslag als voelbare warmte

Een ander type warmteopslag, bijvoorbeeld toegepast in zonnewarmteinstallaties, bestaat uit een vaste hoeveelheid water waarvan de temperatuur varieert door toe- en afvoer van warmte. Een schema hiervan is gegeven in figuur 3.3. Ook hier zijn weer vele varianten van het principe bekend. In de eenvoudige opslag van figuur 3.3 geeft de leiding warmte af aan het vat via een doorgangscoëfficiënt en wordt de temperatuur van het vat uniform genomen.



Figuur 3.3. *Warmteopslagvat met constante inhoud en variabele temperatuur.*

Een warmtebalans over een klein stukje leiding onder verwaarlozing van de mechanische dissipatie geeft:

$$\alpha \pi D \mathrm{d}z(T_z - T_\mathrm{v}) = -\phi_m c_p \mathrm{d}T_z \tag{3.28}$$

Met de veronderstelling dat de vattemperatuur binnen de doorlooptijd van de leiding nauwelijks verandert, wordt dan gevonden:

$$\frac{T_\mathrm{uit} - T_\mathrm{v}}{T_\mathrm{in} - T_\mathrm{v}} = \exp\left(-\frac{\alpha \pi D L}{\phi_m c_p}\right) \tag{3.29}$$

De grootheid

$$N_\mathrm{TU} = \frac{\alpha \pi D L}{\phi_m c_p} \tag{3.30}$$

is een dimensieloos getal dat een maat is voor de warmteoverdracht van transportfluïdum naar vat. Des te groter dit getal, des te meer wordt $T_\mathrm{uit} = T_\mathrm{v}$. De afkorting komt van uit het Engels: "Number of Transfer Units". De warmtebalans over het vat luidt:

$$MC\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{v}}{\mathrm{d}t} = \phi_m c_p(T_\mathrm{in} - T_\mathrm{uit}) - \alpha_0 A(T_\mathrm{v} - T_0) \tag{3.31}$$

Zowel de vattemperatuur T_v als de uitgangstemperatuur T_uit zijn hierin nog functies van de tijd. Buiten de reeds genoemde parameter N_TU, beginvoorwaarde en een eventuele tijdsafhankelijkheid van T_in, wordt het gedrag van deze warmteopslag mede bepaald door een tweetal parameters met de dimensie tijd

$$\tau_1 = \frac{MC}{\phi_m c_p(1 - \exp(-N_\mathrm{TU}))} \quad en \quad \tau_2 = \frac{MC}{\alpha_0 A} \tag{3.32}$$

Met als beginvoorwaarde voor de vattemperatuur $T_\mathrm{v}(0)$ en een constante temperatuur T_in wordt voor de vattemperatuur als functie van de tijd gevonden:

$$\frac{T_\mathrm{v} - T_\mathrm{eind}}{T_\mathrm{v}(0) - T_\mathrm{eind}} = \exp\left(-\frac{t}{\tau_1} - \frac{t}{\tau_2}\right) \tag{3.33}$$

Hierin is T_eind de vattemperatuur die uiteindelijk wordt bereikt:

$$T_{\text{eind}} = \frac{\tau_2 T_{\text{in}} + \tau_1 T_0}{\tau_2 + \tau_1} \tag{3.34}$$

Wanneer eenmaal de vattemperatuur T_v als functie van de tijd bekend is, kan met behulp van vergelijking (3.29) ook nog T_{uit} worden berekend.

Nu de balansvergelijkingen zijn opgelost kan het exergieverlies worden berekend. Het relatieve exergieverlies is gelijk aan:

$$\frac{\Delta ex}{ex_0} = 1 - \frac{MC(T_v - T_v(0) - T_0 \ln(T_v/T_v(0)))}{\phi_m c_p t(T_{\text{in}} - T_0 - T_0 \ln(T_{\text{in}}/T_0))} \tag{3.35}$$

In de limiet $t \rightarrow \infty$ nadert dit relatieve exergieverlies tot 1. Wanneer de begintemperatuur van het vat gelijk is aan de omgevingstemperatuur geldt dit ook voor $t \rightarrow 0$. Het verlies blijkt minimaal te zijn voor een laadtijd:

$$t_{\text{opt}} \approx \frac{1}{\frac{1}{\tau_1} + \frac{1}{\tau_2}} \tag{3.36}$$

Dit is een belangrijk ontwerpcriterium. Het relateert uiteindelijk vatgrootte aan cyclustijd. Door dit soort analyses wordt het duidelijk waarom de huidige generatie warmteopslag-systemen voor zonnewarmte veel minder vloeistof (rond)pompen dan bij de eerste generaties het geval was.

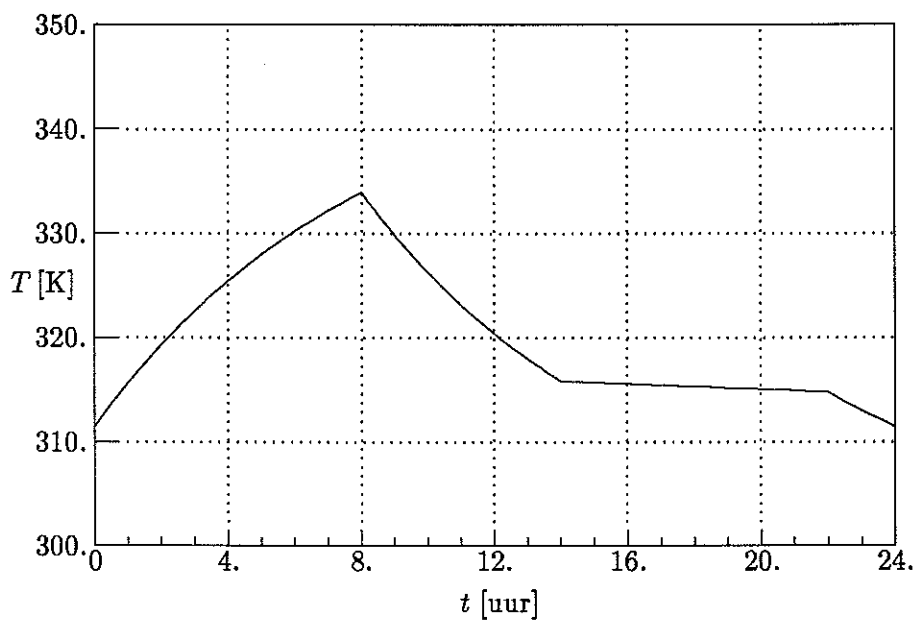
Voorbeeld 3.6: Het ideaal gemengde opslagvat

De eigenschappen van een gemengd opslagvat worden onderzocht met een 24-uurs cyclus die bestaat uit: 8 uur lang opwarmen met een warme stroom van 350 K, dan 6 uur warmte leveren aan een koude stroom van 300 K, vervolgens een periode van 8 uur rust, waarin het vat alleen warmte afstaat aan de omgeving en tenslotte nog een periode van 2 uur warmte-levering aan een koude stroom van 300 K. De andere van belang zijnde karakteristieke grootheden zijn in tabel 3.2 gegeven.

De situatie van het opslagvat bij het begin van de cyclus speelt een rol in het gedrag gedurende de cyclus. In dit voorbeeld wordt ervan uitgegaan dat de cyclus voorafgegaan is door oneindig veel gelijke cycli. In figuur 3.4 is de vattemperatuur gedurende de cyclus weergegeven. De eindtemperatuur van het vat is, omdat de cyclus voorafgegaan is door oneindig identieke cycli, hetzelfde als de begintemparatuur. De temperatuur van het uitstromende medium verschilt in dit voorbeeld slechts weinig van de vattemperatuur.

Tabel 3.2. *Parameters van opslagvat.*

c_p	4180	J/kgK	Soortelijke warmte fluïdum
ϕ_m	0,001	kg/s	Massastroom
ρ	1000	kg/m^3	Dichtheid opslagmedium
C	4180	J/kgK	Soortelijke warmte opslagmedium
V	0,03	m^3	Vatvolume
A	1,2	m^2	Vatoppervlak
α_0	0,25	W/m^{2}K	Isolatie van vat naar buiten
α	50	W/m^{2}K	Warmteoverdrachtscoëfficiënt tussen leiding en vat
L	15	m	Lengte warmtewisselaarleiding
D	0,012	m	Diameter warmtewisselaarleiding

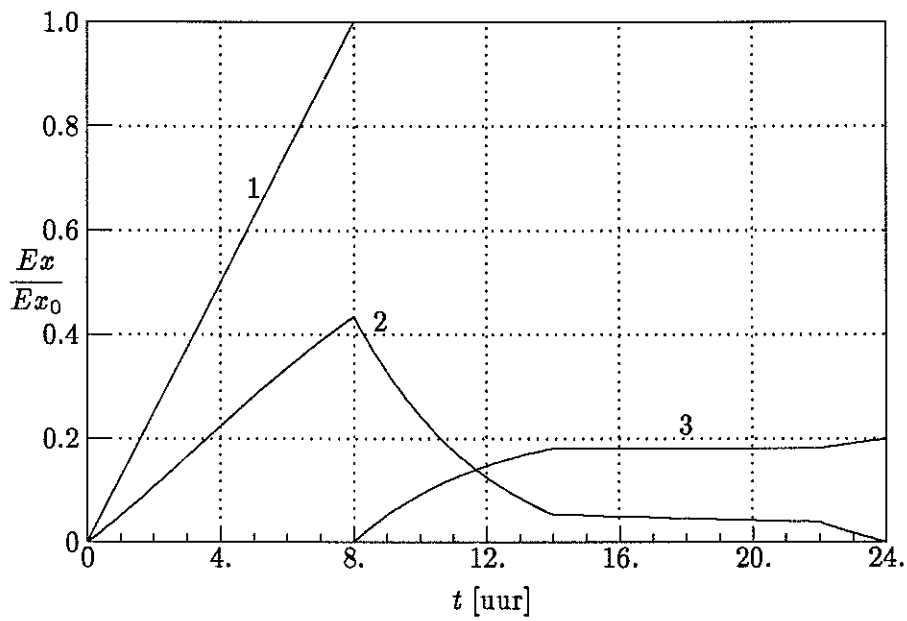


Figuur 3.4. *Vattemperatuur van ideaal gemengd opslagvat gedurende ingestelde cyclus van 24 uur.*

In figuur 3.5 is het verloop van de exergie gedurende de 24-uurs cyclus gegeven. Gedurende de eerste 8 uur (t_1) wordt met een constante stroom de toegevoerde exergie Ex_0 aangeleverd.

$$Ex_0 = \phi_m c_p t_1 \left(T_{in} - T_0 - T_0 \ln \frac{T_{in}}{T_0} \right) \tag{3.37}$$

Deze wordt in het gegeven voorbeeld voor iets meer dan 40% opgeslagen in het vat. In het tweede stuk van de cyclus wordt de koude stroom opgewarmd, waarbij de exergie in het vat daalt tot ca. 5% en de koude stroom zo'n 18% van de oorspronkelijk toegevoerde exergie opneemt. Gedurende de rustperiode is het exergieverlies van het vat minimaal. In de laatste 2 uur van de cyclus wordt nog 2% door koude stroom opgenomen en gaat de exergie van het vat terug naar de uitgangspositie. Deze laatste is hier nul gesteld. De exergie in het vat, opgebouwd door de (oneindig) voorgaande cycli wordt hier niet meegenomen. Het exergetisch rendement van deze cyclus komt daarmee op 20%.



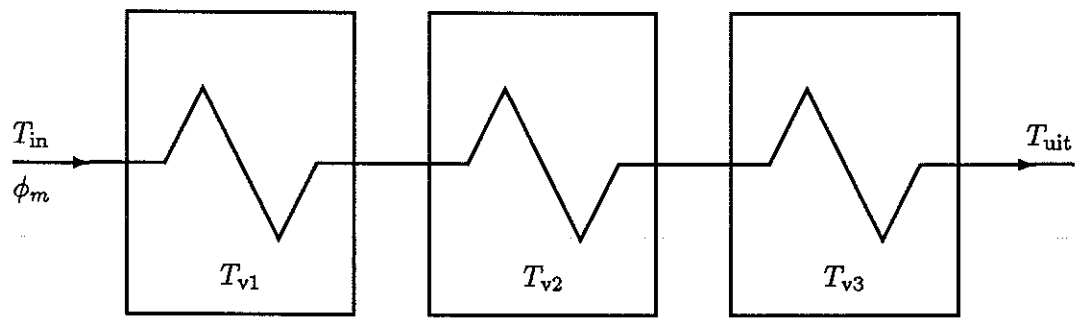
Figuur 3.5. *Ingaande exergie (1), in vat opgeslagen exergie (2) en geleverde exergie (3) gedurende ingestelde 24-uurscyclus voor enkelvoudig ideaal gemengd vat.*

Dit geheel samenvattend, wordt het exergieverlies in dit voorbeeld door een drietal oorzaken bepaald:

- Warmteafvoer vanuit het vat naar de omgeving. Dit kan, onafhankelijk van andere effecten, geminimaliseerd worden door een goede warmteisolatie van het vat. $\alpha_0 \approx \lambda/d$ moet zo klein worden dat $\alpha_0 \ll \phi_m c_p/A$ ofwel $\tau_2 \gg \tau_1$.
- Een andere oorzaak van exergieverlies is de temperatuursprong tussen instromend fluïdum en de vattemperatuur. Dit gebeurt vooral in het begin van het laad- en ontlaadproces.
- Tenslotte gaat arbeidsvermogen verloren omdat het wegstromende fluïdum er niet in slaagt alle warmte af te geven. Dit is, vooropgesteld dat N_{TU} groot genoeg is, vooral het geval aan het einde van het laadproces.

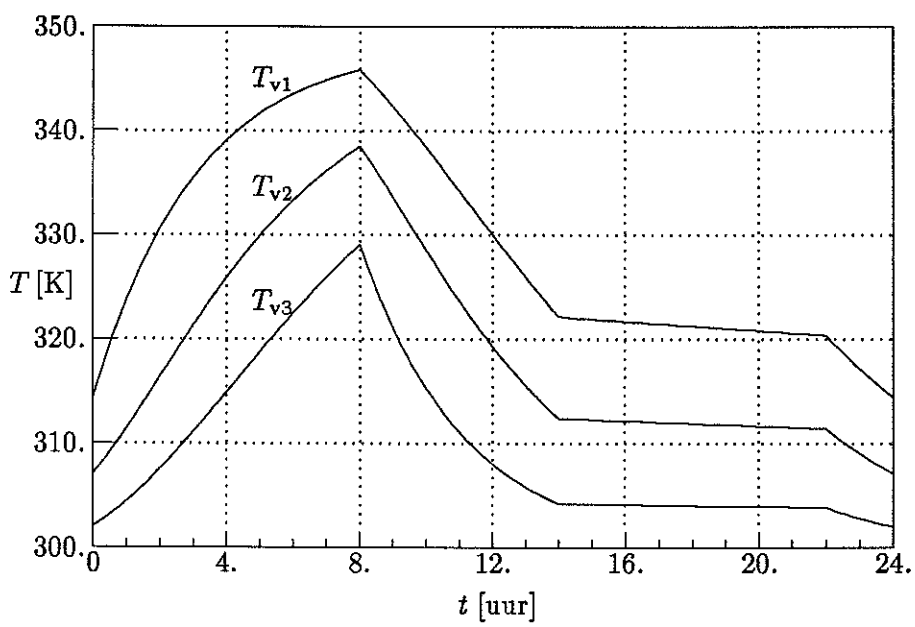
In het volgende voorbeeld wordt nagegaan hoe deze laatste twee verliesfactoren zijn te verkleinen, anders dan door het afstemmen van laadtijd met karakteristieke tijdconstanten.

Voorbeeld 3.7: Niet-ideale menging, drie vaten in serie

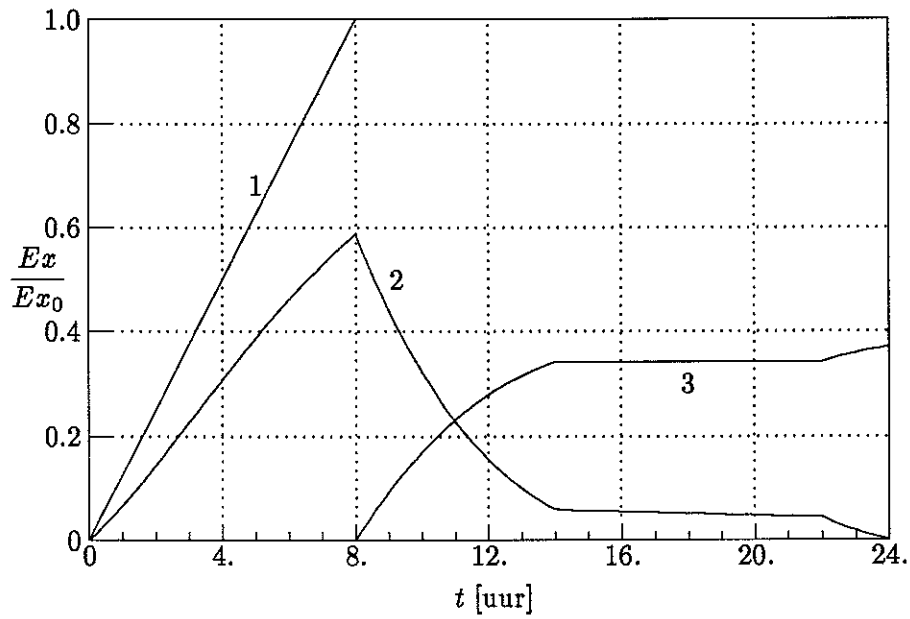


Figuur 3.6. *Serieschakeling van warmteopslagvaten, stratificatie.*

Wanneer het opslagvat verdeeld wordt in een drietal kleinere vaten van gelijke grootte (figuur 3.6), blijft de wiskundige beschrijving van elk deelvat hetzelfde als van het eerdere enkele vat. Toch valt direct in te zien dat temperatuurverschillen tussen doorstromend fluïdum en vat kleiner worden, doordat de vattemperatuur zich sneller aanpast aan doorstromend fluïdum. Wanneer de grootheid N_{TU} voor de kleinere vaten nog groot genoeg blijft zal de uitstroomtemperatuur ook lager worden. In figuur 3.7 is duidelijk te zien dat het temperatuurverloop in elk vat verschillend is. Vergeleken met de ideale menger uit het vorige voorbeeld lukt het nu bij het opladen in het eerste deelvat de warmte af te geven op een hoger niveau en in het derde deelvat op een lager niveau dan in het vorige voorbeeld. De temperatuursprong bij de warmtewisseling in het vat is dus kleiner geworden. Dit heeft mede tot gevolg dat de wegstromende vloeistof, met een temperatuur ongeveer gelijk aan de temperatuur van het derde deelvat, ook minder warmte afvoert. Het exergetisch rendement van deze cyclus, zie figuur 3.8, bedraagt nu ca. 37%, hetgeen beduidend hoger is dan in het vorige voorbeeld.



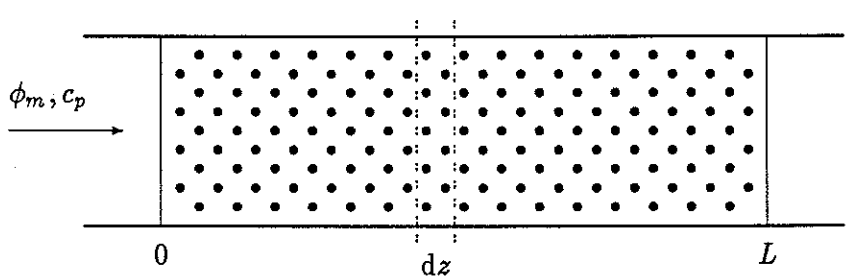
Figuur 3.7. *Vattemperaturen van de drie deelvaten gedurende ingestelde cyclus van 24 uur.*



Figuur 3.8. *Ingaande exergie (1), in drie deelvaten opgeslagen exergie (2) en geleverde exergie (3) gedurende ingestelde 24-uurscyclus voor drie ideaal gemengde vaten in serie.*

Voorbeeld 3.8 De regenerator

Uit het voorgaande voorbeeld is gebleken dat het tegengaan van menging een belangrijke rol speelt in het beperken van het exergieverlies. De limietsituatie van een oneindig groot aantal oneindig kleine opslagvaten kan in de praktijk worden benaderd met de regenerator die in figuur 3.9 is geschetst. De bedrijfssituatie van de regenerator is weer dat gedurende enige tijd vanaf links warme lucht wordt toegevoerd, dat de warmte wordt opgeslagen in het opslagmedium en daarna nog kan worden gebruikt door vanaf rechts een koude stroom in de regenerator op te warmen. Op geheel verschillende schalen vindt men de regenerator bijvoorbeeld toegepast in de windverhitters bij hoogovens, bij glasovens en bij de Stirlingcyclus.



Figuur 3.9. *Regenerator met lengte L zonder warmtegeleiding in stromingsrichting. Met • is een matrixdeeltje van het opslagmedium aangegeven.*

Voor de mathematische beschrijving worden weer de balansvergelijkingen opgesteld voor de regenerator. De warmtebalans over het fluïdum geeft aan dat de warmte die door de stroming wordt aangevoerd minus de warmte die door de stroming wordt afgevoerd samen met de geproduceerde warmte door mechanische dissipatie in balans zijn met de naar de omgeving afgevoerde warmte en de naar de matrix gevoerde warmte:

$$\phi_m c_p \mathrm{d}T_\mathrm{f} + \phi_m \mathrm{d}w_\mathrm{t} = \left[\alpha_0(T_\mathrm{f} - T_0)S_0' + \alpha_\mathrm{i}(T_\mathrm{f} - T_\mathrm{m})S'\right]\mathrm{d}z \tag{3.38}$$

S_0' is hier per lengte-eenheid het buitenoppervlak van de regenerator en S' het matrix-oppervak per lengte-eenheid. De mechanische dissipatie kan algemeen worden gevonden met de in [3] gegeven vergelijking (3.12) of een gemeten drukval over de regenerator.

De warmtebalans over het opslagmedium geeft aan dat de naar de matrix gevoerde warmte voor opwarming van de matrix zorgt.

$$\alpha_\mathrm{i}(T_\mathrm{f} - T_\mathrm{m})S'\mathrm{d}z = MC\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{m}}{\mathrm{d}t} \tag{3.39}$$

De exergieverliezen van deze installatie zijn niet wezenlijk anders dan in de voorgaande voorbeelden:

- De *warmtevereffening in een individueel matrixdeeltje* is in bovenstaande vergelijkingen niet meegenomen. Deze vereenvoudiging is toelaatbaar wanneer de warmteweerstand van het matrixdeeltje verwaarloosbaar is. Dit kan worden uitgedrukt in een voorwaarde voor het Biot-getal:

$$Bi = \frac{\alpha_i d_\mathrm{m}}{\lambda} \ll 1 \tag{3.40}$$

  d_m is hierin een karakteristieke afmeting van het matrixmateriaal, bijvoorbeeld de volume-oppervlakte-verhouding, en λ de warmtegeleidingscoëfficiënt van het matrixmateriaal. Hiermee is één bron van exergieverlies geëlimineerd.

- De kleine afmeting van de matrixdeeltjes zorgt er tevens voor dat het warmtewisselend oppervlak met het fluïdum S' erg groot kan zijn, zodat er slechts een klein temperatuurverschil nodig is voor de noodzakelijke warmtestroom tussen fluïdum en opslagmedium. Zo wordt het exergieverlies door *warmteoverdracht van fluïdum naar opslagmedium* onderdrukt. Dit wordt benaderd met:

$$\phi_m c_p \ll \alpha S' L \tag{3.41}$$

- Een indruk van de *mechanische dissipatie* kan verkregen worden met behulp van de hydraulische diameter. In de hier voorgestelde geometrie is

$$D_h = \frac{4(1-\varepsilon)A}{S'} \tag{3.42}$$

  ε is de volumefractie opslagmateriaal in het kanaal, A de doorsnede van het kanaal en S' het oppervlak per lengte-eenheid. Daarmee wordt ook duidelijk hoe de mechanische dissipatie in voldoende mate kan worden onderdrukt. Deze is in de verdere berekeningen niet meegenomen.

- De *warmteinhoud van afgevoerd fluïdum* is, naast de warmteoverdracht tussen fluïdum en opslagmedium, vooral afhankelijk van de lengte van de regenerator.

- De *warmteverliezen naar de omgeving* moeten weer door een voldoende dikke isolatie gereduceerd worden. Criterium daarbij is dat

$$\phi_m c_p \gg \alpha_0 S_0' L \tag{3.43}$$

- In figuur 3.9 is te zien dat de zwarte bolletjes die het opslagmedium weergeven, onderling geen contact maken en daarom moeilijk warmte uitwisselen. Met dit effect wordt in langsrichting en op (lengte)schaal van de regenerator de *warmtevereffening in het opslagmedium* onderdrukt. Het warmtetransport in langsrichting wordt overheerst door de stroming van het fluïdum, wanneer het Pécletgetal

$$Pé = \frac{\langle v_z \rangle L}{a} \gg 1 \tag{3.44}$$

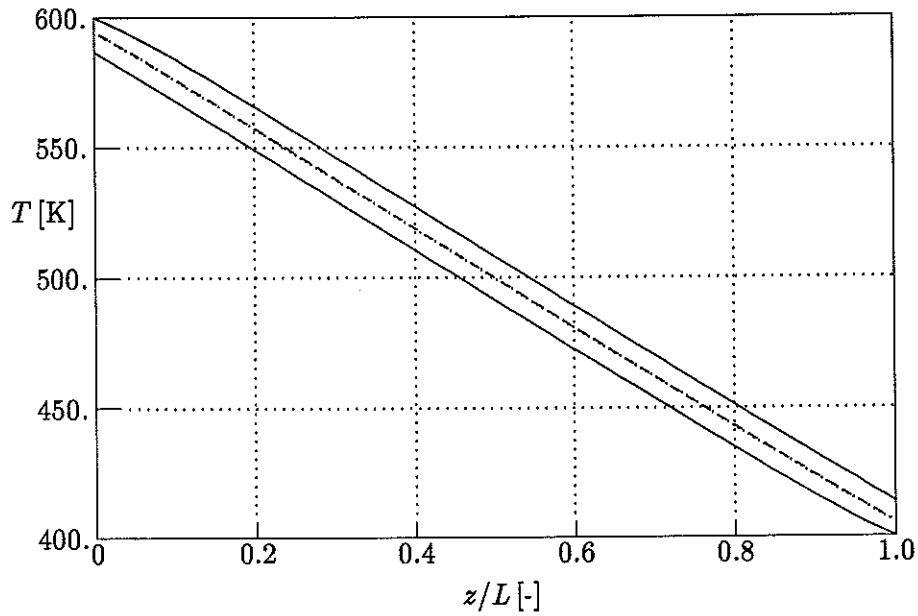
  a is hier de warmtevereffeningscoëfficiënt van het fluïdum.

- Het duurt meestal een aantal cycli voordat de regenerator het volle rendement krijgt, en na het stopzetten van de installatie rondom de regenerator kan de opgeslagen warmte alsnog verloren gaan. Er is dus nog sprake van *opstart- en stopzettingsverliezen.*

Van het gegeven stelsel vergelijkingen is geen analytische oplossing bekend. De oplossing kan weer met een numerieke methode worden gevonden. Een voorbeeld is gegeven in figuur 3.10. Er is een cyclus gekozen van gelijke laad- en ontlaadtijd, zonder wachttijden daartussen. De warmtecapaciteit van de matrix is hier zo hoog dat de matrixtemperaturen, de middelste samenvallende lijnen in de figuur, nauwelijks veranderen gedurende de cyclus. Consequentie is, dat het dan ook lang duurt voor de matrix deze situatie bereikt. Vaak is dit niet erg; hoogovens en glasovens worden toch al in continudienst bedreven en een Stirlingmachine maakt vele omwentelingen, maar voor een warmteopslagsysteem dient de warmtecapaciteit van de matrix geoptimaliseerd te worden op het meestal nogal grillige patroon van vraag en aanbod. Alleen uitgebreide systeemstudies kunnen hier uitkomst bieden. In het

bedragen. Bij een omgevingstemperatuur van 300 K wordt het relatieve exergieverlies minder dan:

$$\frac{\Delta Ex}{Ex_0} = \frac{600 - 585 - 300\ln(600/585)}{600 - 300 - 300\ln(600/300)} \approx 0{,}08 \tag{3.45}$$



Figuur 3.10. *Luchttemperaturen (---) en matrixtemperaturen (- - -) respectievelijk (· · ·) in regenerator vlak voor het moment van omdraaien van stromingsrichting.*

3.5 Conclusies

Het exergieverlies bij het transport van laagwaardige warmte door leidingen is per onderdeel technisch altijd wel tot een aanvaardbaar niveau terug te brengen. Al te grote stromingsweerstanden in het leidingensysteem, zoals krappe bochten, regelkleppen, etc., dienen zo min mogelijk toegepast te worden. Met een voorspellende regeling dient op de warmtevraag geanticipeerd te worden, om zodoende het exergieverlies door mengen van stromen met verschillende temperatuur te vermijden.

De, ook vanwege de voorspellende regeling, gewenste buffervaten kunnen betrekkelijk eenvoudig voldoende worden geïsoleerd. Menging in dit vat is niet uitgebreid besproken, maar kan onderdrukt worden door slechts langzame variaties van de ingangstemperatuur toe te staan en door een aangepaste pompstrategie. Dit laatste kan betekenen dat het vat leeg moet zijn bij wijziging van temperatuur. In warmteopslagvaten met een warmtewisselaar is het noodzakelijk gebruik te maken van gestratificeerde opslag. Daarvoor is meestal specialistische kennis noodzakelijk.

Omdat een compleet systeem uit meerdere componenten bestaat, waarbij elke component toch gemiddeld wel een paar procent aan het verlies bijdraagt, kan het totale exergieverlies bij distributie en opslag gemakkelijk tot 20 à 30% oplopen. Bij een slecht ontwerp of het verkeerd gebruiken van een ontwerp, kan dit nog aanzienlijk meer worden.

3.6 Literatuur

[1] A. Bejan, *Entropy generation through heat and fluid flow,* John Wiley & Sons, Inc., New York, 1982.

[2] A. Bejan, *Entropy Generation Minimization,* CRC Press, Inc., Boca Raton, 1995.

[3] G.C.J. Bart, Exergieverlies bij stroming en warmteoverdracht, In: L. Stougie (editor), *Syllabus Exergie-analyse,* blz. 43-59, Interduct, TU Delft, 30 oktober 1997.

[4] R.H. Perry and D.W. Green, *Perry's Chemical Engineers' Handbook,* McGraw-Hill, New York, 6th edtion, 1984.

[5] E.-U. Schlünder (editor), *VDI-Wärmeatlas, Berechnungsblätter für den Wärmeübergang,* VDI-Verlag, Düsseldorf, 1988.

[6] H.S. Carslaw and J.C. Jaeger, *Conduction of Heat in Solids,* Clarendon Press, Oxford, 1959.

4 Gecombineerde productie van warmte en arbeid

ir. N. Woudstra,
Faculteit Ontwerp, Constructie en Productie,
Subfaculteit der Werktuigbouwkunde en Maritieme Techniek,
Sectie Energievoorziening

4.1 Inleiding

Voor de productie van warmte wordt in het algemeen uitgegaan van fossiele brandstoffen. Deze brandstoffen worden in ketels omgezet in een heet rookgas door ze te verbranden met lucht uit de omgeving. Het ontstane rookgas is vanwege het grote volume doorgaans ongeschikt voor transport en distributie van warmte naar de eindgebruikers. Gebruikelijk is daarom dat in een ketel warmte wordt overgedragen aan water zodat warmtetransport en -distributie geschiedt in de vorm van warm water of stoom.

Bij de productie van warm water en stoom in ketels doen zich grote exergieverliezen voor bij de verbranding en de warmteoverdracht van rookgas naar water. Deze exergieverliezen worden grotendeels bepaald door de temperatuur van de warmte die door de eindgebruiker wordt verlangd; deze temperatuur is in geval van ruimteverwarming nauwelijks hoger dan de omgevingstemperatuur. Beperking van de exergieverliezen bij de productie van warmte is daarom alleen mogelijk door gebruik te maken van geheel andere productieprocessen, bijvoorbeeld het gebruik van restwarmte uit industriële processen, warmtepompen of warmte/kracht.

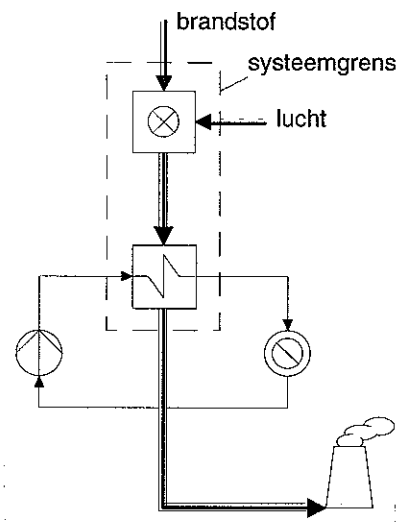
In dit hoofdstuk zullen in eerste instantie de exergieverliezen bij de warmteproductie in ketels worden toegelicht. Vervolgens zal nader worden ingegaan op mogelijkheden voor de gecombineerde productie van warmte en arbeid. Het effect van gecombineerde productie kan op verschillende manieren worden beoordeeld, daarom zal nader worden ingegaan op de wijze waarop de verschillende beoordelingsfactoren de voordelen van gecombineerde productie vastleggen.

Gecombineerde productie is mogelijk in de vorm van het benutten van restwarmte van arbeidsprocessen. Voor zover het arbeidsproces daarbij ongewijzigd blijft, is een exergetisch-efficiënte benutting van restwarmte vereist. Met name bij het gebruik van stoomkringlopen kan aanpassing van het arbeidsproces nodig zijn om aan de verlangde warmtevraag te kunnen voldoen. De gevolgen van warmteproductie op de productie van arbeid komen daarom uitvoerig aan de orde.

Gecombineerde productie van warmte en arbeid heeft tot doel het gebruik aan primaire brandstoffen te beperken. Dit is alleen mogelijk door het totale verlies aan exergie bij de omzetting van brandstof in warmte en arbeid te verkleinen. In het algemeen gaat het daarbij om maatwerk, waarbij rekening moet worden gehouden met specifieke kenmerken van zowel het arbeidsproces als de warmtevraag. Aan de hand van enkele voorbeelden zullen mogelijkheden voor beperking van het exergieverlies worden besproken.

4.2 Exergieverliezen bij de productie van warmte

Een systeem voor de productie van warmte is schematisch weergegeven in figuur 4.1. Brandstof en lucht worden toegevoerd aan een verbrandingskamer; bij de verbrandingsreactie wordt chemisch gebonden energie omgezet in inwendige energie van de reactieprodukten (het rookgas). Het rookgas heeft daardoor een hoge temperatuur. Rookgas is vanwege de hoge temperatuur en het grote volume in het algemeen minder geschikt voor transport en distributie van energie naar de eindgebruiker. In een warmtewisselaar wordt daarom warmte van het rookgas overgedragen naar een ander medium, bijv. water of thermische olie, dat beter geschikt is voor transport en distributie van energie naar de gebruiker.



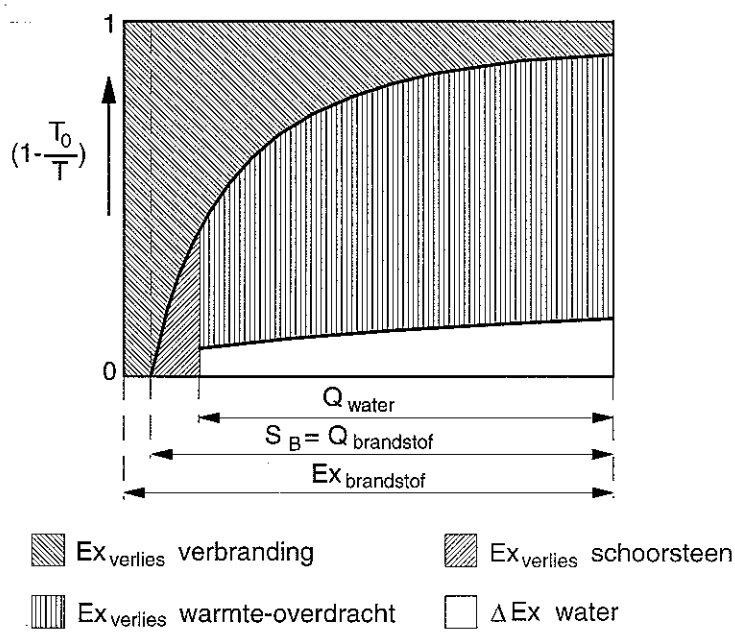
Figuur 4.1. *Systeem voor de productie van warmte.*

De exergieverliezen bij de verbranding en warmteoverdracht in de ketel kunnen op een inzichtelijke manier worden weergegeven in het waardediagram. Stel dat de rookgassen in de ketel warmte afgeven aan een waterstroom die als gevolg van de warmtetoevoer in temperatuur wordt verhoogd. Het water gaat via een transportsysteem naar de uiteindelijke gebruikers, waar het wordt afgekoeld. Het koude water wordt vervolgens weer teruggevoerd naar de ketel.

In figuur 4.2 is het temperatuurverloop van de rookgassen en het temperatuurverloop van het water in de ketel weergegeven. Langs de horizontale as is de exergie van de brandstof uitgezet; het totale oppervlak van het diagram is dus gelijk aan de exergie van de brandstof (Ex_B). De warmte die vrijkomt bij verbranding is gelijk aan de stookwaarde (S_B) van de brandstof. In het waardediagram is het oppervlak onder de afkoelkromme van het rookgas gelijk aan de exergie van de warmte die wordt afgegeven bij afkoeling van het rookgas tot omgevingstemperatuur, immers:

$$Ex_Q = \int_{\text{in}}^{\text{uit}} (1 - \frac{T_0}{T}) \mathrm{d}Q \tag{4.1}$$

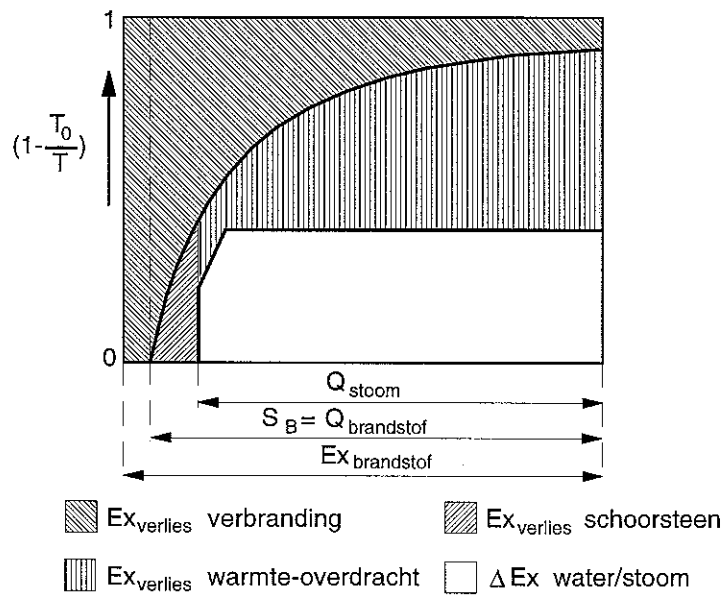
Hieruit volgt dat de exergie die door het rookgas wordt afgegeven veel kleiner is dan de exergie van de brandstof. Het verschil is te beschouwen als het exergieverlies ten gevolge van verbranding. Dit verlies bedraagt circa 30% van de toegevoerde exergie in de brandstof.



Figuur 4.2. *Waardediagram warmwaterketel.*

Heeft de ketel een thermisch rendement van 90%, dan wordt 90% van de warmte die vrijkomt bij verbranding overgedragen aan het water. De overige 10% van de warmte wordt afgevoerd met de rookgassen naar de schoorsteen. Het oppervlak onder de opwarmkromme van het water is volgens (4.1) gelijk aan de exergie van de warmte die door het water wordt opgenomen. Deze hoeveelheid exergie is dus veel kleiner dan de exergie die door het rookgas wordt afgegeven. Zoals figuur 4.2 laat zien is het grote exergieverlies bij de warmteoverdracht in de ketel het gevolg van het grote temperatuurverschil tussen rookgas en water. Tevens blijkt uit deze figuur dat het exergieverlies als gevolg van de afvoer van warm rookgas naar de schoorsteen slechts gering is.

De afgegeven warmte door de rookgassen kan ook worden gebruikt voor de productie van stoom. De warmte wordt dan bij een hogere temperatuur opgenomen dan bij de productie van warmwater. Het waardediagram voor een stoomketel is geschetst in figuur 4.3. Zoals blijkt uit deze figuur is bij de productie van stoom het exergieverlies bij de warmteoverdracht veel kleiner dan bij de productie van warmwater. Het exergieverlies in de ketel wordt dus vooral bepaald door de temperatuur waarbij de warmte wordt opgenomen door het water.



Figuur 4.3. *Waardediagram stoomketel.*

Omgevingslucht heeft, afhankelijk van de gekozen referentiewaarden, een exergiewaarde gelijk aan nul of bijna nul. Het exergierendement van de ketel uit figuur 4.1 kan dan worden bepaald door de exergie die opgenomen wordt door het water, te delen door de exergie van de toegevoerde brandstof:

$$\eta_{Ex,\text{ketel}} = \frac{\phi_{m,w} \cdot \Delta ex_w}{\phi_{m,\text{B}} \cdot ex_\text{B}} \tag{4.2}$$

Het thermisch rendement van de ketel is gedefinieerd als de hoeveelheid warmte die opgenomen wordt door het water, gedeeld door de warmte die verkregen wordt door verbranding van de brandstof, dus:

$$\eta_{th,\text{ketel}} = \frac{|Q_w|}{\phi_{m,\text{B}} \cdot S_\text{B}} = \frac{\phi_{m,w}(h_{w,\text{uit}} - h_{w,\text{in}})}{\phi_{m,\text{B}} \cdot S_\text{B}} \tag{4.3}$$

De exergie van een brandstof wordt bepaald door de chemische samenstelling van brandstof en omgeving en is in het algemeen ongelijk aan de stookwaarde van de brandstof. Voor een gegeven brandstof kan de exergie eenvoudig worden vastgelegd met behulp van een factor $f_{ex,\text{B}}$ die de verhouding met de stookwaarde weergeeft:

$$ex_\text{B} = f_{ex,\text{B}} \cdot S_\text{B} \tag{4.4}$$

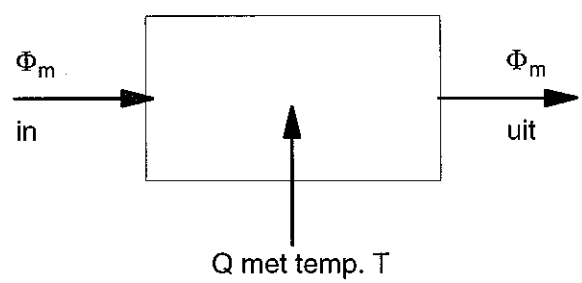
In geval van aardgas (Slochteren-kwaliteit) bedraagt de verhoudingsfactor $f_{ex,\text{B}}$ ca. 1,04. Uitgaande van een stookwaarde van 38,0 MJ/kg kan de exergie van aardgas worden gesteld op 39,7 MJ/kg. Voor de exergieverandering Δex_w van het water ten gevolge van de opwarming in de ketel kan worden geschreven:

$$\Delta ex_{\mathrm{w}} = (h_{\mathrm{w,uit}} - h_{\mathrm{w,in}}) - T_0(s_{\mathrm{w,uit}} - s_{\mathrm{w,in}}) \tag{4.5}$$

Uit vergelijkingen (4.2), (4.4) en (4.5) volgt:

$$\eta_{Ex} = \frac{\phi_{m,\mathrm{w}}[(h_{\mathrm{w,uit}}-h_{\mathrm{w,in}}) - T_0(s_{\mathrm{w,uit}}-s_{\mathrm{w,in}})]}{\eta_{m,\mathrm{B}}\, f_{ex,\mathrm{B}}\, S_{\mathrm{B}}} = \frac{\eta_{m,\mathrm{w}}(h_{\mathrm{w,uit}}-h_{\mathrm{w,in}})}{\eta_{m,\mathrm{B}}\, S_{\mathrm{B}}} \cdot \frac{1}{f_{ex,\mathrm{B}}} \cdot \left(1 - T_0 \frac{s_{\mathrm{w,uit}}-s_{\mathrm{w,in}}}{h_{\mathrm{w,uit}}-h_{\mathrm{w,in}}}\right) \tag{4.6}$$

De eerste term van het rechterlid van vergelijking (4.6) is gelijk aan het thermisch rendement van de ketel (zie vergelijking (4.3)). Vergelijking (4.6) kan nog verder worden vereenvoudigd door gebruik te maken van de thermodynamisch gemiddelde temperatuur, $T_{\mathrm{th,gem}}$, waarmee warmte aan het water wordt toegevoerd. De berekening van de thermodynamisch gemiddelde temperatuur kan worden toegelicht aan de hand van figuur 4.4. In deze figuur is een systeem weergegeven waarin uitsluitend warmte wordt toegevoerd aan een processtroom. De warmtetoevoer geschiedt reversibel, dus wrijvingsloos.



Figuur 4.4. *Systeem voor het toevoeren van warmte aan een processtroom.*

De exergieverandering die de processtroom ondergaat is dan gelijk aan de exergie van de toegevoerde warmte, ofwel:

$$\int_{\mathrm{in}}^{\mathrm{uit}} (1 - \frac{T_0}{T})\,\mathrm{d}Q = \phi_m[(h_{\mathrm{uit}}-h_{\mathrm{in}}) - T_0(s_{\mathrm{uit}}-s_{\mathrm{in}})] \tag{4.7}$$

De thermodynamisch gemiddelde temperatuur is zo gedefinieerd dat geldt:

$$\int_{\mathrm{in}}^{\mathrm{uit}} (1 - \frac{T_0}{T})\,\mathrm{d}Q = (1 - \frac{T_0}{T_{\mathrm{th,gem}}})\,Q \tag{4.8}$$

Met:

$$Q = \phi_m(h_{\mathrm{uit}}-h_{\mathrm{in}})$$

volgt uit (4.7) en (4.8) dat de thermodynamisch gemiddelde temperatuur bij warmtetoevoer of -afvoer kan worden berekend door de enthalpieverandering te delen door de entropieverandering:

$$T_{\mathrm{th,gem}} = \frac{h_{\mathrm{uit}}-h_{\mathrm{in}}}{s_{\mathrm{uit}}-s_{\mathrm{in}}} \tag{4.9}$$

Voor de thermodynamisch gemiddelde temperatuur van de warmte die wordt toegevoerd aan het water in de ketel kan dan worden geschreven:

$$T_{\mathrm{th,gem,w}} = \frac{h_{\mathrm{w,uit}} - h_{\mathrm{w,in}}}{s_{\mathrm{w,uit}} - s_{\mathrm{w,in}}} \tag{4.10}$$

Uit de vergelijkingen (4.3) en (4.6) volgt dan:

$$\eta_{Ex,\mathrm{ketel}} = \frac{\eta_{\mathrm{th,ketel}}}{f_{ex,\mathrm{B}}} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{\mathrm{th,gem,w}}}\right) \tag{4.11}$$

Wordt verzadigde stoom geproduceerd van 10 bar, met een ketelrendement van 0,90 en een omgevingstemperatuur van 15 °C, dan bedraagt het exergierendement van de ketel circa 30%. Uit vergelijking (4.11) blijkt dat het exergierendement van de ketel vooral wordt bepaald door de thermodynamisch gemiddelde temperatuur waarmee warmte aan het water wordt toegevoerd. Als in de ketel water wordt opgewarmd van 60 tot 80 °C, bij dezelfde waarden voor omgevingstemperatuur en ketelrendement, dan bedraagt het exergierendement circa 15%. Vergelijking (4.11) maakt tevens duidelijk dat verhoging van het ketelrendement $\eta_{\mathrm{th,ketel}}$, zoals bijvoorbeeld bij HR-ketels, slechts een geringe verhoging van het exergierendement tot gevolg heeft.

4.3 Grootheden voor de beoordeling van warmte/kracht

De gecombineerde productie van warmte en arbeid biedt mogelijkheden om de exergieverliezen bij de productie van warmte te beperken. Alvorens deze mogelijkheden nader te analyseren zal worden ingegaan op enkele grootheden die worden gebruikt bij de beoordeling van warmte/kracht-installaties. Daarbij is aangenomen dat arbeid wordt geproduceerd in de vorm van elektriciteit.

Energierendementen

De eigenschappen van W/K-installaties worden in het algemeen vastgelegd met behulp van hun energierendementen, ook wel thermische rendementen genoemd. Daarbij zijn het elektrisch rendement, het warmterendement en het totaal rendement te onderscheiden. Het elektrisch rendement is gelijk aan de hoeveelheid elektriciteit gedeeld door de energie die wordt toegevoerd met de brandstof; de energie van de brandstof is gelijk aan de warmte die vrijkomt bij verbranding. Uitgegaan wordt van de stookwaarde (onderste verbrandingswaarde) van de brandstof:

$$\eta_{\mathrm{th,el}} = \frac{W_{\mathrm{el}}}{\phi_{m,\mathrm{B}} \cdot S_{\mathrm{B}}} \tag{4.12}$$

Het warmterendement is gelijk aan de hoeveelheid geproduceerde warmte gedeeld door de toegevoerde energie in de brandstof:

$$\eta_{\mathrm{th},Q} = \frac{Q}{\phi_{m,\mathrm{B}} \cdot S_{\mathrm{B}}} \tag{4.13}$$

Het totaalrendement is gelijk aan de som van beide bovengenoemde rendementen:

$$\eta_{\mathrm{th,tot}} = \eta_{\mathrm{th,el}} + \eta_{\mathrm{th},Q} = \frac{W_{\mathrm{el}} + Q}{\phi_{m,\mathrm{B}} \cdot S_{\mathrm{B}}} \tag{4.14}$$

Voor het totale thermische rendement worden de geproduceerde elektriciteit en warmte bij elkaar opgeteld. De waarde van deze energiesoorten kan echter sterk verschillen, waardoor een onjuist beeld wordt verkregen van de betekenis van gecombineerde productie.

Exergierendementen

Het exergierendement houdt wel rekening met het verschil in waarde van elektriciteit en warmte. Het biedt daarom een betere maat voor de beoordeling van de prestaties van een W/K-installatie. Ook bij exergierendementen kunnen elektrisch rendement, warmterendement en totaalrendement worden onderscheiden. Het exergierendement van de elektriciteitsproductie is gelijk aan de hoeveelheid geproduceerde elektriciteit gedeeld door de exergie van de toegevoerde brandstof. Dit rendement is als volgt te schrijven:

$$\eta_{Ex,\mathrm{el}} = \frac{W_{\mathrm{el}}}{\phi_{m,\mathrm{B}} \cdot ex_{\mathrm{B}}} = \frac{1}{f_{ex,\mathrm{B}}} \cdot \frac{W_{\mathrm{el}}}{\phi_{m,\mathrm{B}} \cdot S_{\mathrm{B}}} = \frac{1}{f_{ex,\mathrm{B}}} \cdot \eta_{\mathrm{th,el}} \tag{4.15}$$

Het exergierendement voor de warmteproductie is gelijk aan de exergie van de geproduceerde warmte gedeeld door de exergie van de toegevoerde brandstof en bedraagt:

$$\eta_{Ex,Q} = \frac{Ex_Q}{\phi_{m,\mathrm{B}} \cdot ex_{\mathrm{B}}} \tag{4.16}$$

Met gebruikmaking van de thermodynamisch gemiddelde temperatuur van warmtetoevoer aan het warmtetransportmedium, kan voor de exergie van de geproduceerde warmte worden geschreven:

$$Ex_Q = Q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{\mathrm{th,gem},Q}}\right)$$

In combinatie met vergelijking (4.16) volgt hieruit voor het exergierendement:

$$\eta_{Ex,Q} = \frac{Q}{\phi_{m,\mathrm{B}} S_B} \cdot \frac{1}{f_{ex,\mathrm{B}}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\mathrm{th,gem},Q}}\right) = \eta_{\mathrm{th},Q} \cdot \frac{1}{f_{ex,\mathrm{B}}} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{\mathrm{th,gem},Q}}\right) \tag{4.17}$$

Het totale exergierendement is dan gelijk aan de som van de exergierendementen voor elektriciteits- en warmteproductie:

$$\eta_{Ex,\mathrm{tot}} = \eta_{Ex,\mathrm{el}} + \eta_{Ex,Q} = \frac{1}{f_{ex,\mathrm{B}}} \cdot \left[\eta_{\mathrm{th,el}} + \eta_{\mathrm{th},Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\mathrm{th,gem},Q}} \right) \right] \tag{4.18}$$

Vergelijking (4.18) laat duidelijk zien welke overeenkomsten en verschillen er bestaan tussen energie- en exergierendementen van warmte/kracht-installaties.

In tabel 4.1 zijn voor twee W/K-installaties zowel de energierendementen als de exergierendementen weergegeven. Het gaat daarbij om een gasturbine met afgassenketel voor de productie van processtoom voor een industrie (IND.GT/AK) en een STEG-installatie voor warmtelevering aan een stadsverwarmingssysteem (STEG/SV). Voor de STEG/SV is daarbij nog onderscheid gemaakt tussen rendementen met en zonder verliezen bij transport en distributie van elektriciteit en warmte[1]. Daaruit blijkt dat exergierendementen duidelijk een ander beeld geven van de prestaties van W/K-installaties dan energierendementen. Exergierendementen laten zien welke deel van de exergie (= de waarde van de toegevoerde brandstof) wordt benut; zij geven daarmee een beter beeld van de prestaties van een omzettingsproces dan de energierendementen.

[1] Voor de verliezen bij transport en distributie van elektriciteit en warmte worden in verschillende studies uiteenlopende cijfers gehanteerd. Hier zijn arbitrair enkele waarden gekozen, uitsluitend om de invloed die dergelijke verliezen kunnen hebben op het eindresultaat te laten zien. Er is gekozen voor energieverliezen van 5 % bij transport en distributie (t+d) van centrale elektriciteitsproduktie. Ook in geval van een grote STEG/SV moet dan met zulke verliezen rekening worden gehouden. Aangenomen is dat de IND. GT/AK elektriciteit produceert voor het eigen bedrijf en dat de verliezen voor t+d verwaarloosbaar zijn.

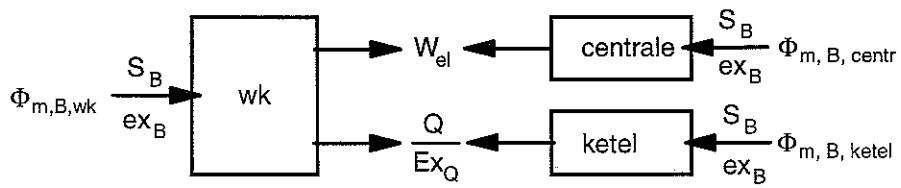
Voor transport en distributie van warmte via een stadsverwarmingssysteem is uitgegaan van een verlies van 10 %. Bij de IND. GT/AK zijn de verliezen voor t+d van warmte verwaarloosd.

Tabel 4.1. *Grootheden voor de beoordeling van W/K-installaties.*

WARMTE/KRACHT				
	IND.GT/AK zonder t+d-verliezen	IND.GT/AK met t+d-verliezen	STEG/SV zonder t+d-verliezen	STEG/SV met t+d-verliezen
transport en distributie (t+d)				
η_{t+d} (elektriciteit)		1,0		0,95
η_{t+d} (warmte)		1,0		0,90
energierendementen				
elektriciteit	0,327	0,327	0,452	0,429
warmte	0,468	0,468	0,395	0,355
totaal	0,795	0,795	0,847	0,785
exergierendementen				
elektriciteit	0,313	0,313	0,433	0,411
warmte	0,155	0,155	0,074	0,067
totaal	0,468	0,468	0,507	0,478
GESCHEIDEN OPWEKKING (met warmte en elektriciteitsproductie in dezelfde verhouding als bij W/K-installatie)				
transport en distributie (t+d)				
η_{t+d} (elektriciteit)		0,95		0,95
η_{t+d} (warmte)		1,0		1,0
energierendementen				
elektriciteit	0,550	0,523	0,550	0,523
warmte	0,900	0,900	0,950	0,950
totaal		0,694		0,656
exergierendementen				
elektriciteit		0,500		0,500
warmte		0,297		0,177
totaal		0,408		0,399
VERSCHIL TUSSEN WARMTE/KRACHT EN GESCHEIDEN OPWEKKING				
verschil in exergierendement	*(0,048)*	0,060	*(0,097)*	0,078

Exergierendement van gescheiden opwekking

Het doel van gecombineerde productie van warmte en elektriciteit is beperking van het brandstofgebruik in vergelijking met gescheiden opwekking. De vergelijking met gescheiden opwekking laat zien in hoeverre deze doelstelling wordt gerealiseerd. Een dergelijke vergelijking is mogelijk door het brandstofgebruik van een W/K-installatie te vergelijken met het brandstofgebruik voor de gescheiden productie van dezelfde hoeveelheden warmte en elektriciteit, zoals weergegeven in figuur 4.5. Een dergelijke vergelijking laat echter alleen de onderlinge verschillen zien, maar geeft niet aan hoe ver men nog verwijderd is van de ideale situatie: de volledige benutting van exergie. Door nu het exergierendement van een W/K-installatie te vergelijken met het exergierendement van gescheiden opwekking wordt zowel een beeld verkregen van de verbetering ten gevolge van gecombineerde productie als van de mate waarin men de ideale toestand heeft benaderd.



Figuur 4.5. Vergelijking W/K met gescheiden opwekking.

In figuur 4.5 is aangenomen dat bij gescheiden opwekking, in een centrale en in ketels, eenzelfde hoeveelheid elektriciteit en warmte wordt geproduceerd als door de W/K-installatie. Het gaat in dit geval om hoeveelheden elektriciteit en warmte bij de eindgebruiker. Dat betekent dat ook de verliezen als gevolg van transport en distributie van elektriciteit en warmte moeten worden meegenomen in de te hanteren rendementen. Voor het brandstofgebruik van de centrale geldt:

$$\phi_{m,\mathrm{B,centr.}} \cdot ex_{\mathrm{B}} = \frac{W_{\mathrm{el}}}{\eta_{Ex,\mathrm{centr.}}} \tag{4.19}$$

Omdat de geproduceerde elektriciteit gelijk is aan die van de W/K-installatie kan voor W_{el} worden geschreven:

$$W_{\mathrm{el}} = \eta_{Ex,\mathrm{el}} \cdot \phi_{m,\mathrm{B,W/K}} \cdot ex_{\mathrm{B}} \tag{4.20}$$

Het brandstofgebruik van de centrale voor de productie van deze hoeveelheid elektriciteit bedraagt dan:

$$\phi_{m,\mathrm{B,centr.}} = \frac{\eta_{Ex,\mathrm{el}}}{\eta_{Ex,\mathrm{centr.}}} \cdot \phi_{m,\mathrm{B,W/K}} \tag{4.21}$$

Voor het brandstofgebruik van de ketel geldt:

$$\phi_{m,\mathrm{B,ketel}} \cdot ex_{\mathrm{B}} = \frac{Ex_Q}{\eta_{Ex,\mathrm{ketel}}} \tag{4.22}$$

De exergie van de door de W/K-installatie geproduceerde warmte bedraagt:

$$Ex_Q = \eta_{Ex,Q} \cdot \phi_{m,\mathrm{B,W/K}} \cdot ex_{\mathrm{B}} \tag{4.23}$$

Hieruit volgt voor het brandstofgebruik van de ketel:

$$\phi_{m,\mathrm{B,ketel}} = \frac{\eta_{Ex,Q}}{\eta_{Ex,\mathrm{ketel}}} \cdot \phi_{m,\mathrm{B,W/K}} \tag{4.24}$$

Het exergierendement van gescheiden productie is gelijk aan de exergie van de geproduceerde warmte en elektriciteit, gedeeld door de exergie van de benodigde brandstof:

$$\eta_{Ex,\text{gescheiden}} = \frac{W_{\text{el}} + Ex_Q}{(\phi_{m,\text{B,centr.}} + \phi_{m,\text{B,ketel}}) \cdot ex_{\text{B}}} \tag{4.25}$$

Invullen van (4.20), (4.21), (4.23) en (4.24) in vergelijking (4.25) resulteert in:

$$\eta_{Ex,\text{gescheiden}} = \frac{(\eta_{Ex,\text{el}} + \eta_{Ex,Q})}{\left(\dfrac{\eta_{Ex,\text{el}}}{\eta_{Ex,\text{centr.}}} + \dfrac{\eta_{Ex,Q}}{\eta_{Ex,\text{ketel}}}\right)} \tag{4.26}$$

Met deze vergelijking kan het exergierendement voor gescheiden productie worden bepaald als de exergierendementen voor de productie van elektriciteit in de centrale en voor de productie van warmte in de ketel zijn gegeven. In tabel 4.1 is voor de elektriciteitsproductie in de centrale uitgegaan van een energierendement van 55%; met gebruikmaking van de $f_{ex,\text{B}}$ resulteert dit in een exergierendement van 52,3%. Voor warmteproductie in een stoomketel is uitgegaan van een energierendement van 90% en voor een CV-ketel 95%; met vergelijking (4.11) kan dan het exergierendement van de warmteproductie worden bepaald rekening houdend met de temperatuur waarbij warmte wordt opgenomen in de ketel.

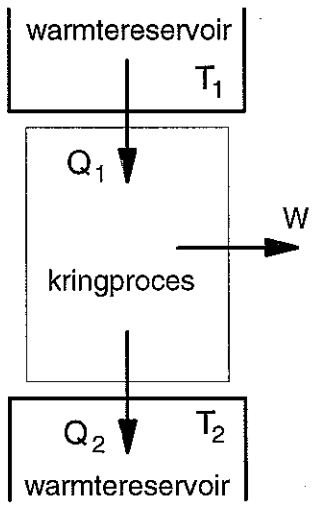
Vergelijking van het exergierendement van de W/K-installatie met het exergierendement voor gescheiden productie van dezelfde hoeveelheden elektriciteit en warmte laat zien in welke mate een betere exergiebenutting mogelijk is door het gebruik van gecombineerde productie van warmte en elektriciteit. In tabel 4.1 zijn de verschillen in exergierendement tussen W/K en gescheiden productie gegeven met en zonder rekening te houden met verliezen bij transport en distributie van energie. De uitkomsten voor de situatie waarbij geen rekening is gehouden met deze verliezen zijn tussen haakjes geplaatst. De resultaten laten zien dat een nauwkeurige schatting van de verliezen bij transport en distributie van grote betekenis is voor de beoordeling van W/K.

4.4 Gecombineerde productie van arbeid en warmte

4.4.1 Algemene beschrijving van kringprocessen voor de productie van arbeid

Voor de productie van arbeid wordt in het algemeen gebruik gemaakt van kringprocessen die warmte krijgen toegevoerd bij hoge temperatuur. Volgens de tweede hoofdwet van de thermodynamica kan slechts een deel van de toegevoerde warmte worden omgezet in arbeid, het resterende deel wordt bij een zo laag mogelijke temperatuur afgevoerd naar de omgeving. In figuur 4.6 is een kringproces geschetst dat warmte met constante temperatuur T_1 krijgt toegevoerd en warmte afgeeft bij een eveneens constante temperatuur T_2. In geval van een reversibel kringproces bedraagt de hoeveelheid arbeid die een dergelijk kringproces afgeeft:

$$W = (1 - \frac{T_2}{T_1}) Q_1 \tag{4.27}$$



Figuur 4.6. Kringproces voor de productie van arbeid.

De hoeveelheid arbeid die met een reversibel kringproces kan worden verkregen wordt dus uitsluitend bepaald door de temperaturen T_1 en T_2. Bij een gegeven temperatuur van de warmtetoevoer is de arbeidsproductie maximaal als warmte-afvoer bij een zo laag mogelijke temperatuur plaatsvindt, ofwel als T_2 gelijk is aan de omgevingstemperatuur T_0; dan:

$$W = (1-\frac{T_0}{T_1})Q_1 \tag{4.28}$$

De afgegeven arbeid is in dit geval gelijk aan de exergie van de warmtehoeveelheid Q_1. Reversibele kringprocessen komen in werkelijkheid niet voor; in reële processen is altijd sprake van wrijving, waardoor het proces niet meer omkeerbaar is. Voor een irreversibel kringproces geldt:

$$W < (1-\frac{T_2}{T_1})Q_1 \tag{4.29}$$

De inwendige wrijving in het kringproces heeft dus tot gevolg dat het arbeidsproces minder arbeid produceert dan in geval van een wrijvingsloos proces. De inwendige wrijving resulteert dus in een exergieverlies in het kringproces. Dit exergieverlies kan worden vastgelegd in de vorm van een exergierendement van de kringproces $\eta_{Ex,\text{kringproces}}$. Voor de afgegeven arbeid kan dan worden geschreven:

$$W = \eta_{Ex,\text{kringproces}}(1-\frac{T_2}{T_1})Q_1 \tag{4.30}$$

Tot dusver is verondersteld dat warmte bij constante temperatuur wordt toegevoerd en afgevoerd. In de praktijk heeft men echter veelal te maken met processen die warmte krijgen toegevoerd bij veranderende temperatuur; ook wordt bij veel processen warmte afgegeven bij een veranderende temperatuur. Door gebruik te maken van de thermodynamisch gemiddelde

temperatuur van warmtetoevoer ($T_{\text{th,gem,toe}}$) en warmteafvoer ($T_{\text{th,gem,af}}$) kan in het algemeen worden geschreven:

$$W = \eta_{Ex,\text{kringproces}}(1-\frac{T_{\text{th,gem,af}}}{T_{\text{th,gem,toe}}})Q_1 \tag{4.31}$$

Aangezien het energierendement (doorgaans thermisch rendement genoemd) van het kringproces $\eta_{E,\text{kringproces}}$ gelijk is aan het deel van de toegevoerde warmte dat omgezet wordt in arbeid, geldt:

$$\eta_{E,\text{kringproces}} = \eta_{Ex,\text{kringproces}}(1-\frac{T_{\text{th,gem,af}}}{T_{\text{th,gem,toe}}}) \tag{4.32}$$

Deze relatie laat zien dat het energierendement van het kringproces groter is naarmate $\eta_{Ex,\text{kringproces}}$ en $T_{\text{th,gem,toe}}$ groter zijn. Een hoger energierendement betekent dat een groter deel van de toegevoerde warmte wordt omgezet in arbeid en dat er dus minder warmte wordt afgevoerd.

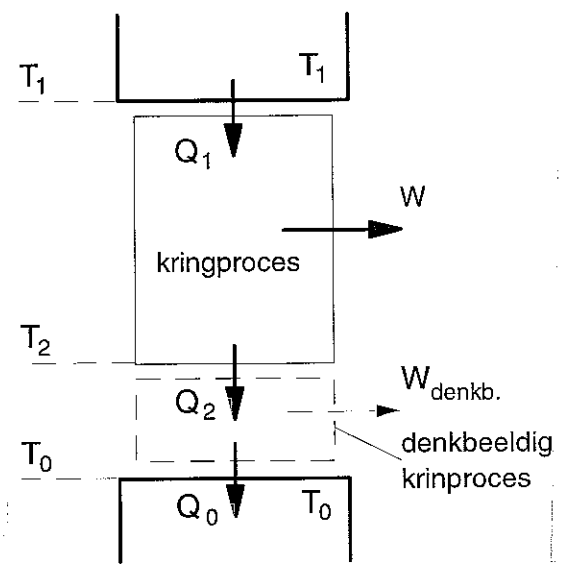
Relatie (4.32) kan worden gebruikt voor het schatten van de invloed van veranderingen in de temperatuur van warmtetoevoer respectievelijk -afvoer. Het exergierendement van het kringproces is sterk afhankelijk van het type kringproces. Bij stoomkringlopen zijn de verliezen ten gevolge van inwendige wrijving gering, waardoor hoge waarden voor het exergierendement worden bereikt. In geval van grote stoomkringlopen voor centrale elektriciteitsproductie (vermogens circa 600 MW) bedraagt het exergierendement van het kringproces ongeveer 90%. Bij gasturbineprocessen zijn de verliezen ten gevolge van inwendige wrijving veel groter. Voor een moderne gasturbine ligt het exergierendement van het kringproces in de buurt van de 75%. Voor oudere machines kan het exergierendement van het kringproces echter lager zijn dan 70%.

Een STEG-installatie bestaat eigenlijk uit een combinatie van kringprocessen. Door het geheel te beschouwen als één kringproces, waarbij warmte wordt toegevoerd in de verbrandingskamer van de gasturbine en warmte wordt afgevoerd in de condensor van de stoomkringloop, kan met behulp van relatie (4.31) eveneens een exergierendement worden bepaald. De verliezen bij de warmteoverdracht van gasturbineproces naar stoomkringloop maken in dat geval deel uit van de verliezen van het totale kringproces. Voor een grote STEG-installatie liggen exergierendementen in de orde van 80%.

4.4.2 Warmteafvoer bij verhoogde temperatuur

Gasturbines en zuigermotoren zijn voorbeelden van arbeidsprocessen waarbij warmte wordt afgevoerd bij een temperatuur die beduidend hoger is dan de omgevingstemperatuur. Gecombineerde productie van arbeid en warmte is dan mogelijk door de restwarmte van deze machines zo goed mogelijk te benutten voor de productie van stoom of warm water. In stoomkringlopen wordt de warmte in de condensor reeds zo dicht mogelijk bij de omgevingstemperatuur afgevoerd. Gecombineerde productie van arbeid en warmte is dan alleen mogelijk door verhoging van de condensatietemperatuur voor de totale massastroom (tegendrukturbine) of slechts een deel van de massastroom stoom (aftap/condensatieturbine).

In geval van een stoomkringloop met tegendrukturbine vindt warmteafvoer dus volledig plaats bij verhoogde temperatuur. Een dergelijk kringproces is weergegeven in figuur 4.7. Stel dat T_0 de temperatuur van warmteafvoer zou zijn indien geen warmtelevering wordt verlangd en T_2 is de verhoogde temperatuur van warmteafvoer ten behoeve van de warmteproductie. De verhoogde temperatuur van warmteafvoer heeft tot gevolg dat het kringproces minder arbeid produceert dan in geval van warmteafvoer bij temperatuur T_0. De afname van arbeidsproductie is gelijk aan de arbeid die kan worden geleverd door een denkbeeldig kringproces dat warmte krijgt toegevoerd bij temperatuur T_2 en warmte afvoert bij temperatuur T_0.



Figuur 4.7. Kringproces met warmteafvoer bij verhoogde temperatuur.

Stel dat de verandering van het exergierendement van het kringproces ten gevolge van verandering van de temperatuur van warmteafvoer verwaarloosd mag worden, dan kan voor het energierendement van het kringproces worden geschreven:

$$\eta_{E,\text{kringproces}} + \Delta\eta_{E,\text{kringproces}} = \eta_{Ex,\text{kringproces}}\left(1-\frac{T_0+\Delta T}{T_1}\right) = \eta_{Ex,\text{kringproces}}\left(1-\frac{T_0}{T_1}\right) - \eta_{Ex,\text{kringproces}}\left(\frac{\Delta T}{T_1}\right) \quad (4.33)$$

Hierin is ΔT de verlangde verhoging van de temperatuur van warmteafvoer voor de warmteproductie en $\Delta\eta_{E,\text{kringproces}}$ de toename van het rendement als gevolg van verandering van de temperatuur van warmteafvoer. Uit (4.33) volgt voor de rendementsverandering:

$$\Delta\eta_{E,\text{kringproces}} = -\,\eta_{Ex,\text{kringproces}} \cdot \frac{\Delta T}{T_1} \quad (4.34)$$

Een toename van de temperatuur van warmteafvoer resulteert dus in een daling van het energierendement. Voor de rendementsverandering per graad temperatuurverandering geldt:

$$\frac{\Delta\eta_{E,\text{kringproces}}}{\Delta T} = -\,\frac{\eta_{Ex,\text{kringproces}}}{T_1} \quad (4.35)$$

Op dezelfde wijze kan worden afgeleid dat:

$$\frac{\Delta Q_2}{\Delta T} = \frac{\Delta W}{\Delta T} = -\frac{\eta_{Ex,\text{kringproces}}}{T_1} Q_1 \tag{4.36}$$

Uit vergelijkingen (4.35) en (4.36) volgt dat de veranderingen in $\eta_{E,\text{kringproces}}$, Q_2 en W, per graad temperatuurverandering bij de warmteafvoer, worden bepaald door T_1 en $\eta_{Ex,\text{kringproces}}$. De veranderingen zijn kleiner naarmate $\eta_{Ex,\text{kringproces}}$ lager en T_1 hoger is.

Voorbeeld

De thermodynamisch gemiddelde temperatuur van warmtetoevoer in de stoomkringloop van een conventionele centrale bedraagt ongeveer 650 K en het exergierendement van het kringproces wordt gesteld op 0,90. Met een condensatietemperatuur van 303 K bedraagt het energierendement van de kringloop (zie (4.32)):

$$\eta_{E,\text{kringproces}} = 0{,}90(1-\frac{303}{650}) = 0{,}480$$

De verandering van het energierendement per graad temperatuurtoename bij de warmteafvoer wordt dan:

$$\frac{\Delta \eta_{E,\text{kringproces}}}{\Delta T} = -\frac{0{,}90}{650} = -0{,}00138$$

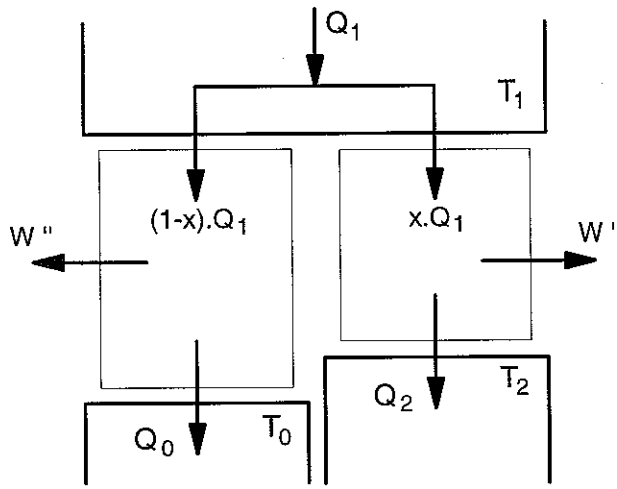
Stel dat in verband met warmtelevering de condensatietemperatuur moet worden verhoogd van 30 °C naar 100 °C, dan daalt het rendement met 0,097 ofwel tot 0,383.

4.4.3 Gedeeltelijke warmteafvoer bij verhoogde temperatuur

In een aftap/condensatie-eenheid kan de omvang van de warmtelevering worden aangepast aan de warmtevraag. In dat geval vindt warmteafvoer slechts gedeeltelijk plaats bij verhoogde temperatuur. De invloed van de warmtevraag op de arbeidsproductie kan dan worden beschreven aan de hand van figuur 4.8. In deze figuur is het oorspronkelijke kringproces opgesplitst in twee kringprocessen waarvan er één warmte afvoert bij temperatuur T_0 terwijl het andere kringproces warmte afvoert bij een hogere temperatuur T_2. Van de toegevoerde warmte Q_1 gaat een gedeelte (xQ_1) naar het kringproces met warmteafvoer bij verhoogde temperatuur; het resterende deel ($(1 - x)Q_1$) gaat naar het kringproces met warmteafvoer bij temperatuur T_0.

De hoeveelheid arbeid die door beide kringprocessen gezamenlijk wordt afgegeven bedraagt dan:

$$W = W' + W'' = \eta'_{Ex,\text{kringproces}}(1-\frac{T_0}{T_1})(1-x)Q_1 + \eta''_{Ex,\text{kringproces}}(1-\frac{T_2}{T_1})x \cdot Q_1 \tag{4.37}$$



Figuur 4.8. Kringproces met gedeeltelijke warmteafvoer bij verhoogde temperatuur.

Voor het energierendement van de beide processen tezamen kan dan worden geschreven:

$$\eta_{E,\text{kringprocessen}} = \frac{W}{Q_1} = \eta'_{Ex,\text{kringproces}}(1-\frac{T_0}{T_1})(1-x) + \eta''_{Ex,\text{kringproces}}(1-\frac{T_2}{T_1})x \tag{4.38}$$

Stel dat het exergierendement voor beide delen van het kringproces hetzelfde is, dus:

$$\eta'_{Ex,\text{kringproces}} = \eta''_{Ex,\text{kringproces}} = \eta_{Ex,\text{kringproces}}$$

dan kan met

$$T_2 = T_0 + \Delta T$$

voor (4.38) worden geschreven:

$$\eta_{E,\text{kringprocessen}} = \eta_{Ex,\text{kringproces}}(1-\frac{T_0}{T_1}) - \eta_{Ex,\text{kringproces}}x\frac{\Delta T}{T_1} \tag{4.39}$$

De eerste term van het rechterlid van vergelijking (4.39) is gelijk aan het energierendement van de kringlopen in het geval dat uitsluitend warmte wordt afgevoerd bij temperatuur T_0. De tweede term van het rechterlid geeft de verandering van het energierendement als gevolg van warmteafvoer bij verhoogde temperatuur.

Voor de limietgevallen $x = 0$ (minimale warmteproductie) en $x = 1$ (maximale warmteproductie) volgt uit (4.39):

$$\eta_{E,\text{kringprocessen}}(x=0) = \eta_{Ex,\text{kringproces}}(1-\frac{T_0}{T_1})$$

en

$$\eta_{E,\text{kringprocessen}}(x=1) = \eta_{Ex,\text{kringproces}}(1-\frac{T_2}{T_1})$$

De verandering van het energierendement van het totale kringproces als gevolg van warmteproductie is volgens (4.39):

$$\Delta\eta_{E,\text{kringprocessen}} = \left(\frac{\Delta W}{Q_1}\right)_x = \eta_{Ex,\text{kringproces}} x \frac{\Delta T}{T_1} \tag{4.40}$$

Het stroomverlieskental geeft voor het totale kringproces de afname van de arbeidsproductie per eenheid geleverde warmte:

$$K = \left(\frac{\Delta W}{Q_2}\right)_x$$

ofwel:

$$K = \left(\frac{\Delta W}{Q_1}\right)_x \cdot \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)_x \tag{4.41}$$

Aangezien

$$Q_2 = xQ_1 - W''$$

en

$$W'' = \eta_{Ex,\text{kringproces}}(1-\frac{T_2}{T_1})xQ_1$$

geldt voor de verhouding tussen de warmtestromen Q_2 en Q_1:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = x \cdot \left[1-\eta_{Ex,\text{kringproces}} \cdot (1-\frac{T_2}{T_1})\right] \tag{4.42}$$

Uit de vergelijkingen (4.40), (4.41) en (4.42) volgt dan voor het stroomverlieskental:

$$K = \frac{\eta_{Ex,\text{kringproces}}\Delta T}{T_1 - \eta_{Ex,\text{kringproces}}(T_1 - T_2)}$$

met

$$T_2 = T_0 + \Delta T \tag{4.43}$$

Hieruit blijkt dat, als $\eta_{Ex,\text{kringproces}}$ als constante mag worden beschouwd, het stroomverlieskental onafhankelijk is van x, dus onafhankelijk van de hoeveelheid aftapstoom. In de praktijk blijkt het exergierendement van het kringproces echter wel degelijk afhankelijk te zijn van de hoeveelheid stoom die wordt afgetapt. Met name smoorverliezen in de kleppen voor regeling van de stoomhoeveelheid naar warme condensor en LD-turbine blijken afhankelijk van de aftaphoeveelheid.

Voorbeeld

Een STEG-installatie krijgt warmte toegevoerd bij een temperatuur $T_{th,gem,toe}$ = 950 K (= T_1). Afvoer van warmte in de condensor vindt plaats bij een temperatuur van 300 K (= T_0). Het exergierendement van het totale kringproces bedraagt 0,82. Warmtelevering is mogelijk door stoom af te tappen en te condenseren bij een druk van 0,7 bar; de condensatietemperatuur bedraagt dan 363 K (= T_2). Voor het stroomverlieskental wordt dan de volgende waarde gevonden:

$$K = \frac{\eta_{Ex,\text{kringproces}}\Delta T}{T_1 - \eta_{Ex,\text{kringproces}}(T_1 - T_2)} = \frac{0{,}82 \cdot 63}{950 - 0{,}82 \cdot (950 - 363)} = 0{,}110 \qquad [\text{MW}_{\text{th}}/\text{MW}_{\text{e}}]$$

De inverse van het stroomverlieskental bedraagt dan 9,07.

4.5 Exergieverliezen bij gecombineerde productie

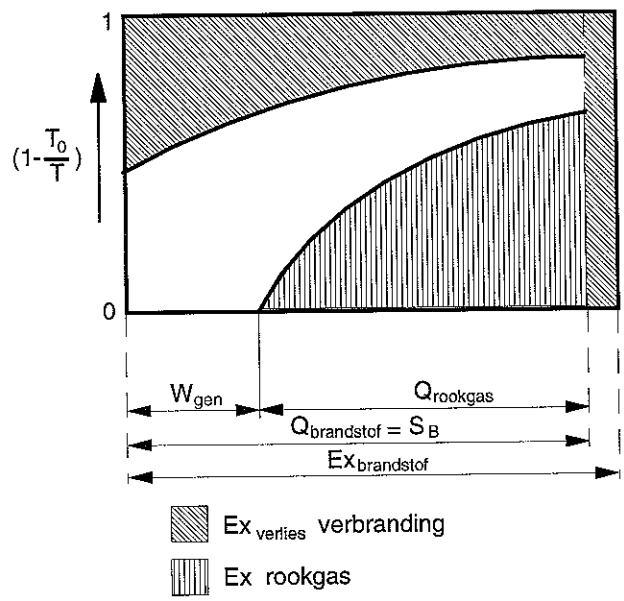
4.5.1 Benutten van restwarmtestromen

Een veel voorkomende vorm van gecombineerde productie is de benutting van restwarmtestromen van arbeidsprocessen. Het arbeidsproces zelf wordt daarbij als gegeven beschouwd en kan niet worden aangepast aan de warmtevraag. Hiervan is bijvoorbeeld sprake in geval van gasturbines en gasmotoren. Een efficiënte benutting van restwarmte is dan van belang bij het ontwerp van de warmte/kracht-installatie. Voor het benutten van restwarmte uit industriële processen is de problematiek in beginsel dezelfde. Mogelijkheden voor de efficiënte benutting van restwarmte kunnen worden geïllustreerd aan de hand van de weergave van processen in het waardediagram.

In figuur 4.9 is een gasturbineproces in het waardediagram weergegeven. Het oppervlak van het diagram is gelijk aan 1 · $Ex_{\text{brandstof}}$ en is dus gelijk aan de exergie van de toegevoerde brandstof. Voor de weergave van het gasturbineproces is de wrijving verwaarloosd; lucht en rookgas worden beschouwd als ideaal gas en er is aangenomen dat de massa van de brandstof klein is ten opzichte van de massa verbrandingslucht. Om de betekenis van gecombineerde productie te illustreren zonder op allerlei details van de processen in te gaan, is dit toelaatbaar. De breedte van de smalle strook aan de rechterzijde van het diagram is gelijk aan het verschil tussen de exergie en de stookwaarde van de brandstof. Verondersteld is dat de verbrandingslucht die wordt aangezogen uit de omgeving exergieloos is. In de compressor wordt deze lucht in temperatuur verhoogd.

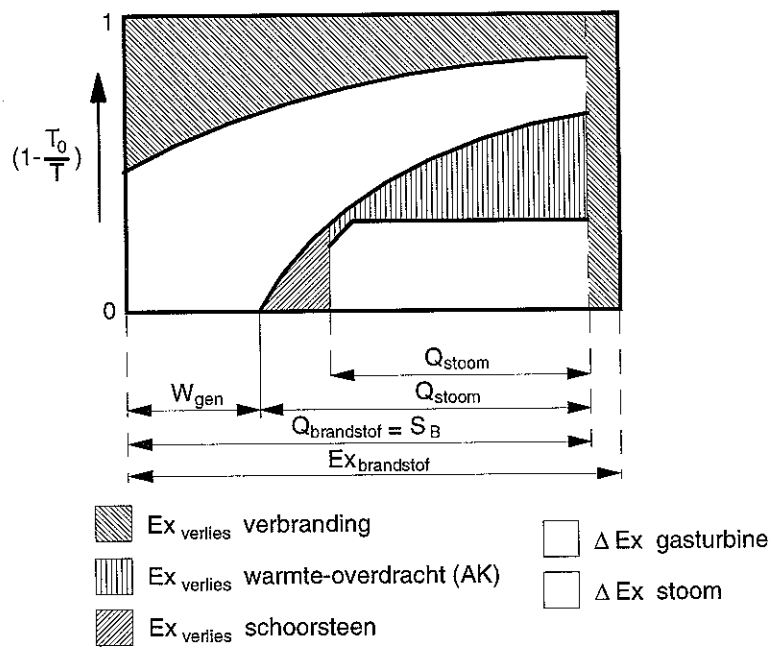
In de verbrandingskamer wordt het rookgas opgewarmd tot de turbine-inlaattemperatuur. Het oppervlak onder de opwarmkromme van het rookgas komt overeen met de aan het rookgas toegevoerde exergie. Het gearceerde oppervlak boven de opwarmkromme is, tezamen met de smalle strook aan de rechterzijde van het diagram, gelijk aan het verschil in exergie tussen brandstof en rookgas en is dus gelijk aan het exergieverlies bij verbranding. Tijdens expansie in de turbine daalt de temperatuur van het rookgas. Het rookgas verlaat de turbine met een temperatuur van circa 500 °C. De warmte-afgifte van het rookgas bij afkoeling tot omgevingstemperatuur is weergegeven door de onderste lijn in het diagram. Het oppervlak onder deze afkoelkromme is gelijk aan de exergie van de warmte die wordt afgegeven bij afkoeling

van het rookgas tot omgevingstemperatuur. Het niet-gearceerde deel van het diagram komt overeen met de afgegeven asarbeid.



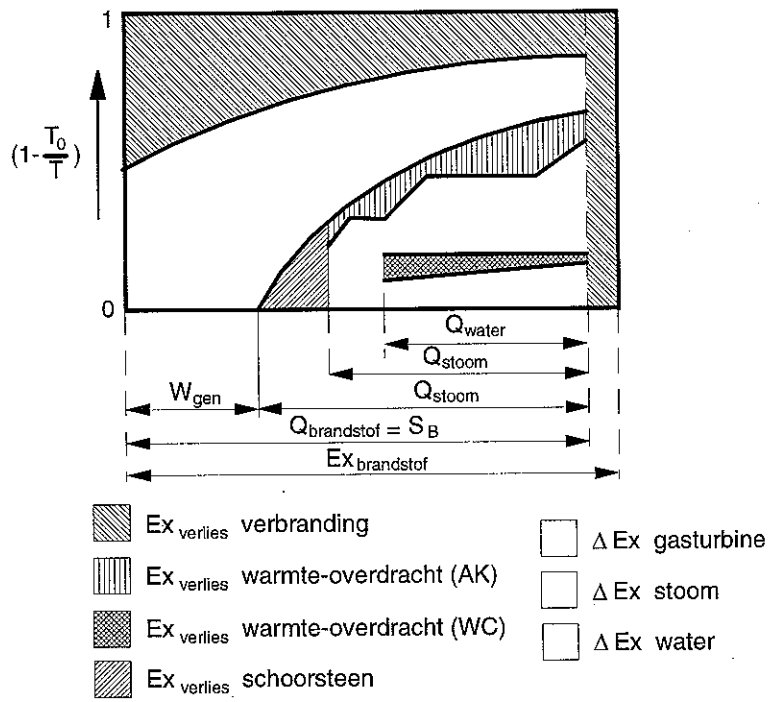
Figuur 4.9. Waardediagram gasturbineproces.

De warmte in de uitlaatgassen van de gasturbine kan worden gebruikt voor bijvoorbeeld de productie van processtoom. In dat geval worden de hete rookgassen afgekoeld in een afgassenketel, waar een groot deel van de beschikbare warmte wordt overdragen aan het water. Figuur 4.10 geeft de processen in de gasturbine met afgassenketel in het waardediagram. De rookgassen worden in de afgassenketel afgekoeld; met de afgegeven warmte wordt het voedingswater opgewarmd tot kooktemperatuur en vervolgens bij constante temperatuur verdampt. Het water verlaat de ketel als verzadigde stoom. Het oppervlak onder de opwarmkromme van het water is gelijk aan de exergie die aan het water wordt - toegevoerd. Uit figuur 4.10 blijkt dat slechts een deel van de door het rookgas afgegeven exergie wordt opgenomen door het water. Omdat het niet mogelijk is de rookgassen in de afgassenketel af te koelen tot omgevingstemperatuur gaat een klein deel van de warmte verloren als schoorsteenverlies. Een groot deel gaat verloren bij de warmteoverdracht als gevolg van het temperatuurverschil tussen rookgas en water. Zou de warmte in de rookgassen worden gebruikt voor de productie van warmwater, dan heeft dat een vergroting van het exergieverlies bij de warmteoverdracht tot gevolg.



Figuur 4.10. *Waardediagram gasturbine met afgassenketel.*

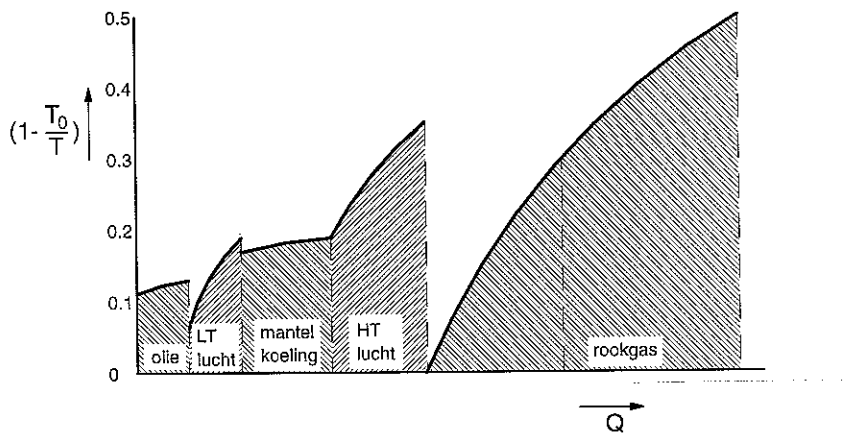
In figuur 4.11 is het waardediagram geschetst voor een STEG-installatie met stoomaftap voor de productie van warm water voor een stadsverwarmingssysteem, kortweg een STEG/SV genoemd. Bij de STEG wordt de in de afgassenketel opgewekte stoom echter gebruikt voor expansie in een nageschakelde stoomturbine. Het exergieverlies bij de warmteoverdracht in de afgassenketel in figuur 4.11 is klein gehouden door gebruik te maken van een tweedruks-stoomsysteem. Het temperatuurverschil tussen rookgas en water kan op deze manier worden beperkt. Bij de STEG/SV wordt een regelbare hoeveelheid stoom afgetapt uit de stoomturbine voor de opwarming van stadsverwarmingswater in een zogenaamde warme condensor. In figuur 4.11 is de toestand bij maximale warmteproductie geschetst; de condensatielijn van de stoom en de opwarmkromme van het water zijn rechts onderin het diagram geschetst. Met het oog op het exergieverlies bij de warmteoverdracht in de warme condensor wordt het temperatuurverschil tussen condenserende stoom en water zo klein mogelijk gehouden.



Figuur 4.11. Waardediagram STEG-installatie met stoomaftap voor warmwaterproductie.

Vergelijking van de processen zoals geschetst in de figuren 4.10 en 4.11 laat zien dat het exergieverlies in de afgassenketel bij de STEG-installatie veel kleiner is dan in geval van een afgassenketel voor processtoom. De nageschakelde stoomkringloop heeft bij de STEG-installatie tot gevolg dat er een grote mate van vrijheid is bij de keuze van de stoomcondities in de afgassenketel. Met een juiste keuze van deze stoomcondities kan het exergieverlies in de afgassenketel worden geminimaliseerd. Bij de productie van processtoom liggen de stoomcondities vast en bepalen zodoende het exergieverlies in de afgassenketel. Beperking van de verliezen bij de rookgasbenutting is dan alleen mogelijk door combinatie met andere processen. Ook blijkt uit vergelijking van figuren 4.10 en 4.11 dat bij de STEG/SV de geproduceerde hoeveelheid warmte kleiner is dan in het geval van de gasturbine met afgassenketel voor de productie van processtoom.

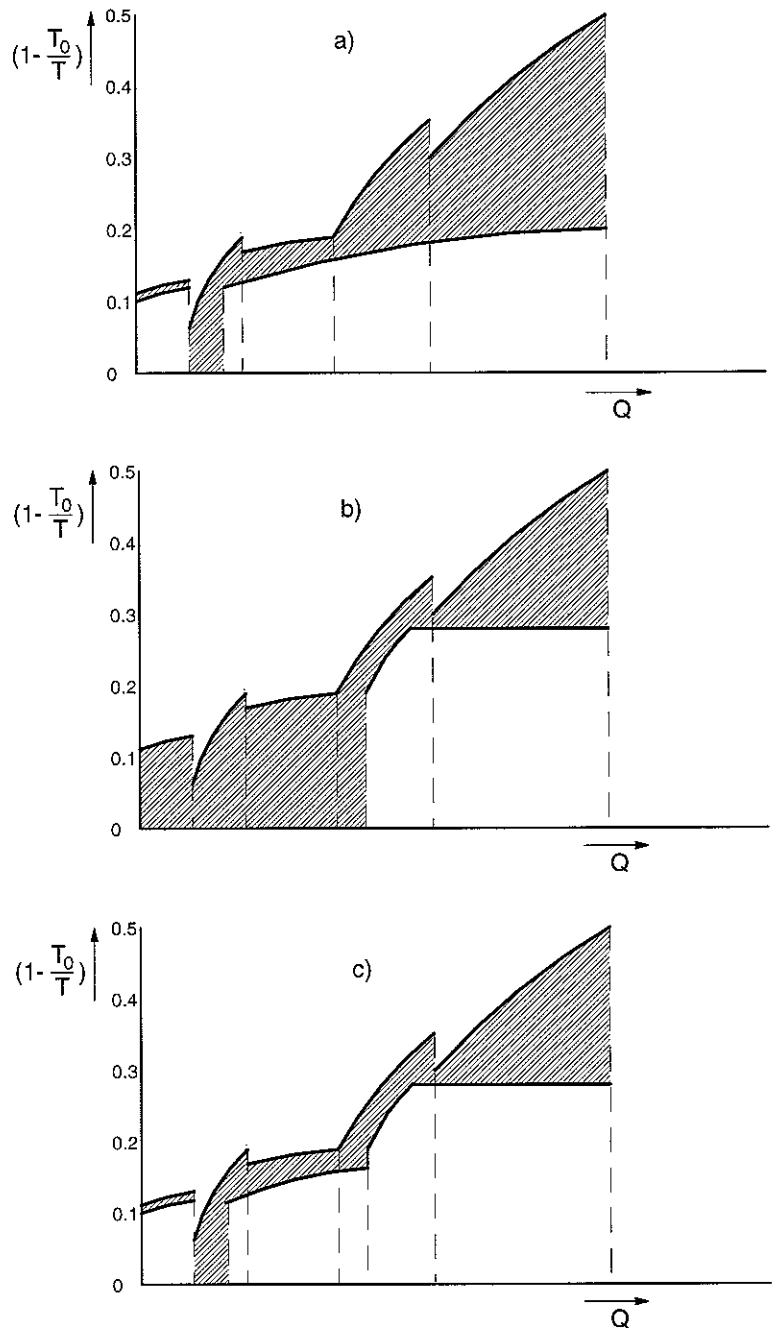
Bij gasmotoren komt slechts een deel van de af te voeren warmte vrij in het rookgas. In geval van een motor met drukvulling en luchtkoeling wordt een niet-onbelangrijk deel afgevoerd via de smeerolie, de mantelkoeling en de koeling van gecomprimeerde lucht. In figuur 4.12 is de afgegeven warmte weergegeven in het waardediagram. Omdat het rookgas niet verder dan een voorgeschreven schoorsteentemperatuur kan worden afgekoeld, is aangenomen dat de warmte in het rookgas slechts voor een deel kan worden benut. Het schoorsteenverlies wordt bij de hier volgende beoordeling van mogelijkheden voor de benutting van restwarmte buiten beschouwing gelaten.



Figuur 4.12. *Waardediagram restwarmte van een gasmotor.*

In figuur 4.13 zijn enkele mogelijkheden geschetst voor de benutting van de restwarmte uit de gasmotor. In figuur 4.13a wordt de restwarmte gebruikt voor de productie van warm water. Met name de exergieverliezen bij de warmteoverdracht van afgassen en HT-lucht naar het water zijn in dit geval groot. In geval van stoomproductie, zoals weergegeven in figuur 4.13b, kunnen deze exergieverliezen worden verkleind. Bij de productie van stoom is het echter niet mogelijk gebruik te maken van de warmte in de olie, LT-lucht en het water van de mantelkoeling. Een aanzienlijk deel van de exergie van de restwarmte blijft daardoor onbenut. Een betere benutting van deze exergie wordt bereikt door restwarmte voor een deel te benutten voor de productie van warm water en voor een ander deel voor de productie van stoom, zoals weergegeven in figuur 4.13c.

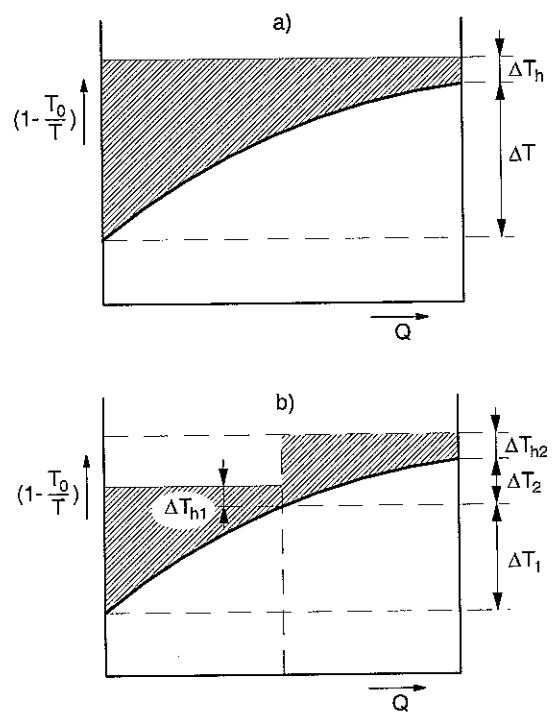
Op eenzelfde manier als voor gasturbines en gasmotoren kan de restwarmte van industriële processen in waardediagrammen worden weergegeven. Minimalisatie van het exergieverlies bij de benutting van deze restwarmte betekent dat zorgvuldig moet worden gekeken naar mogelijkheden om deze restwarmte te gebruiken. In het algemeen komen hiervoor in aanmerking: de opwarming van andere procestromen, de productie van warm water of stoom of warmteoverdracht naar een arbeidsproces (stoomkringloop/ORC). Ook kan worden gedacht aan het gebruik van absorptiewarmtepompen en absorptiekoeling. De uiteindelijke keuze en dus ook het te verwachten resultaat worden in hoge mate bepaald door lokale omstandigheden.



Figuur 4.13. *Restwarmtebenutting van een gasmotor: a) warmwaterproductie, b) stoomproductie, c) gecombineerde productie van warm water en stoom.*

4.5.2 Stoomaftap voor de productie van warm water

Zeer lage exergieverliezen bij de productie van warm water zijn mogelijk door gebruik te maken van aftapstoom uit een stoomturbine. Door het kleine temperatuurverschil bij de warmteoverdracht van stoom naar water in de warme condensor blijft ook het exergieverlies klein. In figuur 4.14a is het proces van warmteoverdracht weergegeven in het waardediagram. Het gearceerde oppervlak in deze figuur komt overeen met het exergieverlies bij de warmteoverdracht in de warme condensor. Het exergieverlies bij de warmteoverdracht wordt bepaald door de opwarming van het water (ΔT) en het eindtemperatuurverschil tussen stoom en water (ΔT_h). Een grote opwarming van het water in de warmtewisselaar resulteert dus in een relatief groot exergieverlies. Dit exergieverlies kan worden verkleind door de opwarming in twee stappen te doen plaatsvinden, zoals weergegeven in figuur 4.14b. De turbine moet dan beschikken over aftappunten op de verlangde drukniveaus.

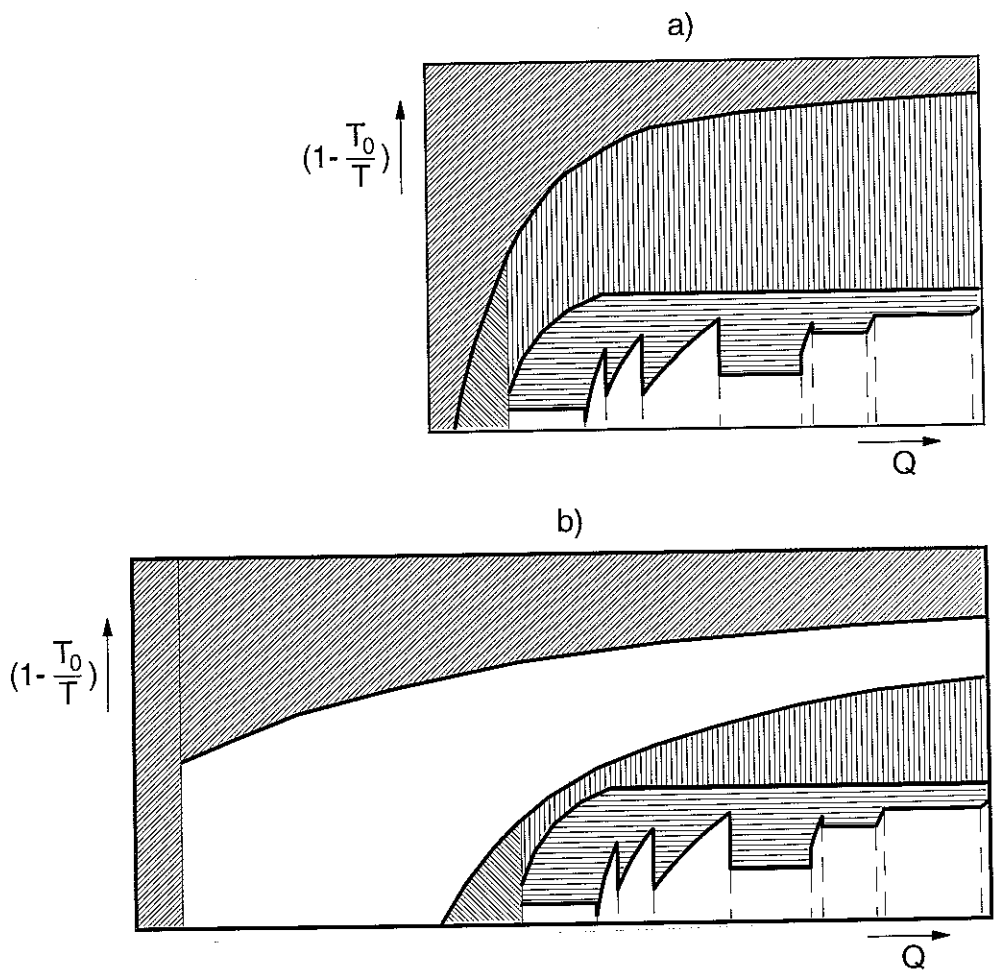


Figuur 4.14. Opwarming van water m.b.v. aftapstoom, a) stoomaftap op één drukniveau, b) stoomaftap op twee drukniveaus.

Een sterkere beperking van het exergieverlies is uiteraard mogelijk door verdere vergroting van het aantal opwarmstappen. Daarbij moet een afweging worden gemaakt tussen de te behalen besparingen en de daarvoor noodzakelijke investeringen.

4.5.3 Warmte/kracht in de industrie

In de industrie is vaak sprake van meerdere warmtegebruikers die warmte vragen bij verschillende temperaturen. Zijn de temperaturen laag, zoals bijvoorbeeld gebruikelijk in de voedingsindustrie, dan kan voor de warmtevoorziening gebruik worden gemaakt van een centrale ketelinstallatie die stoom produceert van voldoende hoge druk. De stoom wordt dan gebruikt voor het transport van warmte naar de afnemers in het bedrijf. In figuur 4.15a is een dergelijk systeem van warmtevoorziening weergegeven in het waardediagram. Het diagram laat zien dat het exergierendement van zo'n systeem laag is. Naast de exergieverliezen in de ketel is er tevens sprake van grote exergieverliezen bij de warmteoverdracht van stoom naar de verschillende productieprocessen.



Figuur 4.15. *Warmtevoorziening van een industrieel productieproces, a) met stoomketel, b) met warmte/kracht (gasturbine).*

Bij bestaande installaties zijn de mogelijkheden om exergieverliezen te beperken doorgaans gering. Beperking van het exergieverlies bij de overdracht van warmte naar de verschillende productieprocessen vergt ten dele een ander medium dan stoom voor de distributie van warmte. In dat geval is aanpassing van zowel de productieprocessen als het distributiesysteem

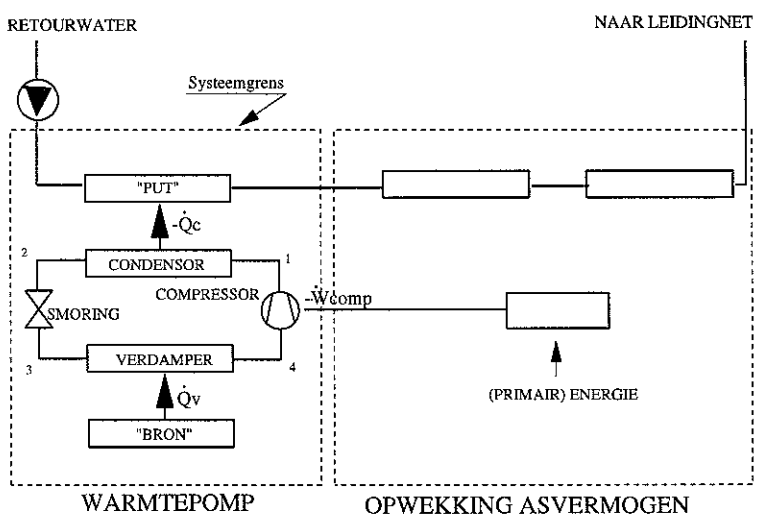
vereist. Daarvoor zijn investeringen verlangd die op economische gronden zelden verantwoord zijn. Door stoom op te wekken in combinatie met elektriciteit kan het bestaande distributiesysteem intact blijven, waardoor geen aanpassing van productieprocessen nodig is. In figuur 4.15b is verondersteld dat de verlangde stoom wordt geproduceerd in de afgassenketel van een gasturbine. In dat geval wordt volstaan met de investering voor een W/K-installatie. De exergieverliezen bij de benutting van restwarmte van de gasturbine zijn echter nog steeds aanzienlijk. In geval van nieuwbouw moet daarom worden nagegaan of mogelijkheden voor verdere beperking van het exergieverlies haalbaar zijn.

5 Compressie- en absorptiewarmtepompen

dr.ir. C.A. Infante Ferreira,
Faculteit Ontwerp, Constructie en Productie,
Subfaculteit der Werktuigbouwkunde en Maritieme Techniek,
Sectie Koudetechniek en Klimaatregeling

5.1 Inleiding

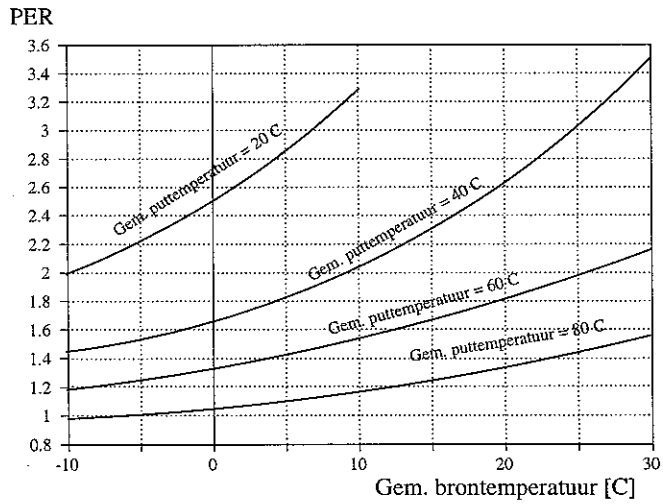
In dit hoofdstuk worden de verliezen die optreden in warmtepompen geanalyseerd. Figuur 5.1 geeft de systeemgrenzen aan zoals beschouwd in dit hoofdstuk. De warmtebron en de warmteput worden als onderdeel van de warmtepomp beschouwd. De warmtebron en -put moeten binnen de systeemgrenzen worden geplaatst aangezien de irreversibiliteiten tussen condensor en warmteput en tussen warmtebron en verdamper het nuttig effect van een warmtepomp aanzienlijk kunnen verslechteren. Asvermogen wordt geleverd via de systeemgrens: de irreversibiliteiten in een elektromotor of gasmotor treden op buiten de systeemgrenzen. Ook pompen of ventilatoren voor de verplaatsing van het warmtebronmedium bevinden zich buiten de systeemgrenzen. In figuur 5.1 wordt een compressiewarmtepomp weergegeven. Voor een absorptiewarmtepomp is de systeemgrens vergelijkbaar; alleen nu wordt warmte in plaats van arbeid toegevoerd via de systeemgrens. Een absorptiewarmtepomp wordt weergegeven in figuur 5.23.



Figuur 5.1. *Systeemgrenzen van de compressiewarmtepomp.*

Afhankelijk van de beschikbare gemiddelde brontemperatuur en van de gewenste puttemperatuur, zal de inzet van warmtepompen meer of minder interessant zijn. Om dit te illustreren wordt in figuur 5.2 de primaire energieratio (PER) voor een ammoniak-compressiewarmtepomp gegeven, onder bepaalde aannames voor wat betreft temperatuurverschillen, isentropische rendementen van de apparaten en energie-omzettingsrendementen. Figuur 5.2 is uiteraard niet algemeen geldig en geeft alleen een indicatie. De compressie-

warmtepompen zijn breed inzetbaar, echter als de gewenste puttemperatuur hoog en de brontemperatuur laag is dan zijn de energetische prestaties minder gunstig.



Figuur 5.2. *Primaire energieratio van warmtepompen als functie van bron- en puttemperaturen.*

De waarden gegeven in figuur 5.2 gelden voor een ammoniak-compressiewarmtepomp. Wanneer een ander koudemiddel ingezet zou worden met afwijkende stofeigenschappen, zouden de resultaten er anders uitzien. Wanneer het warmteputmedium een aanzienlijk temperatuurtraject moet ondergaan, kan toepassing van niet-azeotropische mengsels van koudemedia of van transkritische cycli tot aanzienlijke verbeteringen van de prestaties van de warmtepomp leiden.

Door voor elke component in de warmtepomp de exergiebalans op te stellen kan men per component het optredende exergieverlies specificeren. Dit geeft een middel om in het ontwerpstadium of bij analyse van bestaande warmtepompen de meest verliesgevende componenten of deelprocessen aan te wijzen en de verdere verbeteringen vooral daarop te richten. Uit de som van de lokale exergieverliezen kan een exergetisch rendement worden gevormd, waarvan de getalwaarde bij juist gekozen omgevingsreferentiecondities gelijk is aan het Carnot-rendement van de warmtepomp. De uitkomsten voor wat betreft het exergetische rendement zijn afhankelijk van de gekozen omgevingsreferentieconditie. Een slechte keuze kan leiden tot foutieve conclusies.

Een alternatieve methode voor de beoordeling van de bijdragen van de verschillende componenten tot de totale irreversibiliteit van een warmtepomp is de entropieproductie-methode. Dit is een eenvoudig te hanteren methode die tot dezelfde beoordeling van de kwaliteit van de deelprocessen leidt.

In de volgende paragrafen zal eerst de entropieproductie-methode voor compressie-warmtepompen behandeld worden, daarna wordt een vergelijking gemaakt met de resultaten die men verkrijgt bij toepassing van een exergie-analyse. De invloed van de gekozen omgevingsreferentiecondities op de uitkomsten wordt daarbij besproken.

5.2 Compressiewarmtepomp

5.2.1 Eenvoudige eentraps-compressiewarmtepompkringloop

Een compressiewarmtepomp bestaat in zijn eenvoudigste vorm uit vier hoofdcomponenten (figuur 5.1): condensor, smoororgaan, verdamper en compressor. In de kringloop circuleert een medium dat koudemiddel wordt genoemd. Een koudemiddel is een chemisch stabiele stof die bij acceptabele drukken en temperaturen kan verdampen en condenseren. Een warmtepomp neemt warmte op uit een medium dat tot de omgeving behoort (bijvoorbeeld grondwater) en geeft warmte af aan een medium met een temperatuur hoger dan die van de omgeving. Het eerste medium dient als warmtebron, het tweede als warmteput. De warmteput is bijvoorbeeld een verwarmingssysteem en heeft een hogere temperatuur dan de warmtebron. In figuur 5.1 zijn tevens de belangrijkste energiestromen aangegeven. Het nuttig effect van de warmtepomp wordt uitgedrukt met de warmtefactor of 'coefficient of performance' (COP):

$$\mathrm{COP} = \varepsilon_w = \frac{-\dot{Q}_c}{-\dot{W}_{comp}} \tag{5.1}$$

In werkelijkheid zijn er nog meer warmtestromen in het spel omdat geen van de componenten en verbindende leidingen perfect is geïsoleerd. Er is dus nog warmtetoevoer en -afvoer uit en naar de omgeving waar deze componenten zich bevinden. Deze warmtestromen beïnvloeden de definitie van warmtefactor niet. In onze verdere beschouwingen zullen de warmteverliezen naar de omgeving verwaarloosd worden.

5.2.2 Carnot-vergelijkingsproces met glijdende bron- en puttemperaturen

De theoretisch hoogst mogelijke waarde van de warmtefactor kan berekend worden als men zich een denkbeeldig reversibel kringproces voorstelt dat warmte opneemt bij de brontemperatuur en warmte afgeeft bij de puttemperatuur. Hiervoor kan het Carnot-proces worden gebruikt. Langs 1-2 wordt warmte op reversibele wijze, zonder temperatuurverschil, bij $T = T_{put}$, naar de warmteput geleverd. Per kg procesmedium:

$$q_{12} = \int_1^2 T_{put} ds \Rightarrow \tag{5.2}$$

$$-q_{12} = T_{put}(s_1 - s_2) \tag{5.3}$$

Langs 3-4 wordt op reversibele wijze warmte opgenomen bij $T = T_{bron}$:

$$q_{34} = \int_3^4 T_{bron} ds = T_{bron}(s_4 - s_3) \tag{5.4}$$

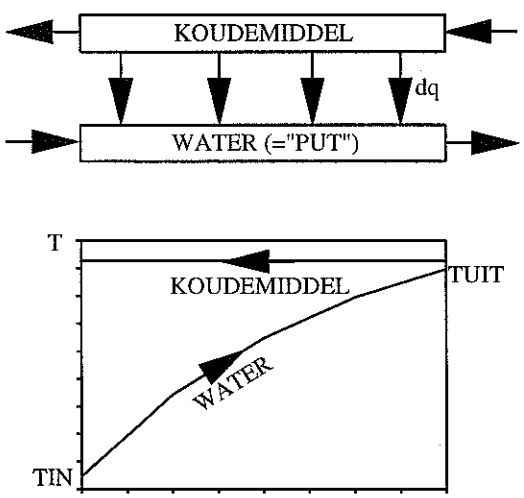
Als er behalve q_{12} en q_{34} geen andere warmtetoevoer en -afvoer is, geldt:

$$-w_t + q_{34} = -q_{12} \tag{5.5}$$

De warmtefactor voor dit Carnot-proces is:

$$\mathrm{COP} = \varepsilon_{\mathrm{w,carnot}} = \frac{-q_{12}}{-w_t} = \frac{T_{\mathrm{put}}}{T_{\mathrm{put}} - T_{\mathrm{bron}}} \tag{5.6}$$

Bij de voorgaande afleiding is niet alleen uitgegaan van een ideaal, reversibel kringproces als vergelijkingsproces, maar werden ook aan de bron en de put daarvan bijzondere eisen gesteld. Ondanks het feit dat de putwarmte wordt toegevoerd, stijgt de temperatuur van het medium in de put daardoor niet. Voor de bron geldt een analoge eis. In de meeste gevallen bestaat de bron en/of put uit een stromend medium zoals water of lucht dat voelbare warmte afgeeft of opneemt en daarbij in temperatuur daalt of stijgt. Bijvoorbeeld bij een warmtepomp bestaat de condensor uit een warmtewisselaar waarin het condenserende koudemiddel warmte afgeeft aan een waterstroom. Schematisch is dit in figuur 5.3 weergegeven.

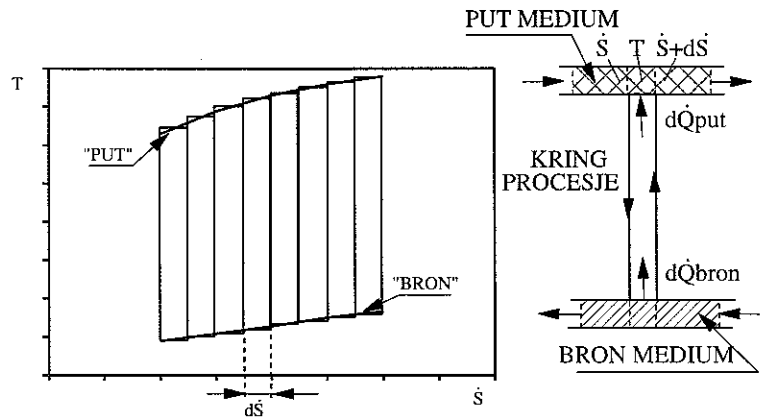


Figuur 5.3. *Warmteput met verlopende temperatuur.*

Het apparaat, de condensor, is hier als een tegenstroomwarmtewisselaar weergegeven. Doordat aan de waterstroom warmte wordt toegevoerd, is de temperatuur van het water bij uittrede hoger dan die van het water bij intrede in de warmtewisselaar. Dat ook de temperatuur van het koudemiddel kan verlopen, blijft hier buiten beschouwing. Het gaat erom een reversibel vergelijkingsproces te vinden dat voor de betreffende warmtepomp zo goed mogelijk de hoogst bereikbare warmtefactor vertoont die onder de gegeven randvoorwaarden te behalen is.

Bij een warmtepomp is het doel het produceren van een warmwaterstroom die gebruikt kan worden om bijvoorbeeld een gebouw te verwarmen. Het temperatuurverschil tussen T_{uit} en T_{in} (zie figuur 5.3) is daarbij een voorwaarde die eerder te maken heeft met de installaties in het gebouw dan met de warmtepomp. Wil men verschillende typen van warmtepompen vergelijken voor toepassing in hetzelfde gebouw, dan wordt de verlopende temperatuur van de put als randvoorwaarde voor de warmtepomp beschouwd en moet hier bij het reversibele vergelijkingsproces rekening mee worden gehouden. Voor de warmtebron kan men tot een analoge conclusie komen.

Men kan zich voorstellen dat tussen de warmtebron en de warmteput een reeks Carnot-processen werkzaam is, ieder met een vaste waarde van bron- en puttemperatuur, zoals aangegeven in figuur 5.4.



Figuur 5.4. *Reversibel vergelijkingsproces bij gegeven verloop van bron- en puttemperaturen.*

Men kan door integratie van de entropietoename per tijdseenheid in put en bron afleiden [9] dat geldt:

$$\mathrm{COP} = \varepsilon_{\mathrm{w,carnot}} = \frac{|\dot{Q}_{\mathrm{put}}|}{|\dot{Q}_{\mathrm{put}}| - |\dot{Q}_{\mathrm{bron}}|} = \frac{'T_{\mathrm{put}}'}{'T_{\mathrm{put}}' - 'T_{\mathrm{bron}}'} \tag{5.7}$$

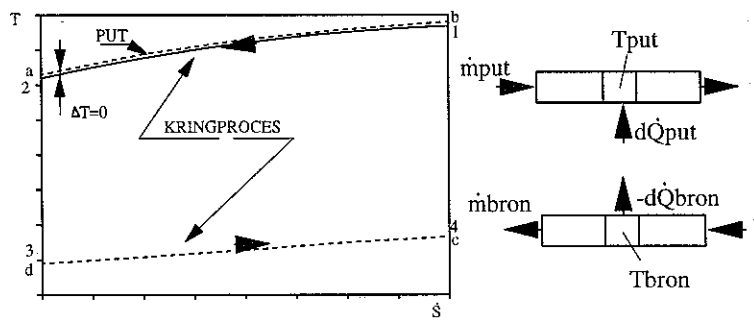
Hierin stellen 'T_{put}' en 'T_{bron}' de gemiddelde put- respectievelijk brontemperaturen voor die dezelfde entropietoename in de put, respectievelijk bron veroorzaken als de verlopende put-, respectievelijk brontemperatuur. Als het proces onder stationaire omstandigheden plaatsvindt dan is de massastroom put- en bronmedium constant. In figuur 5.5 betekent dit dat $\dot{m}_{\mathrm{put}}$ hetzelfde is in a en b en ook overal daartussen. Als we verder kunnen veronderstellen dat de soortelijke warmte van het medium constant is dan kan afgeleid worden dat:

$$'T_{\mathrm{bron}}' = \frac{(T_{\mathrm{d}} - T_{\mathrm{c}})}{\ln(T_{\mathrm{d}}/T_{\mathrm{c}})} \tag{5.8}$$

en

$$'T_{\mathrm{put}}' = \frac{(T_{\mathrm{b}} - T_{\mathrm{a}})}{\ln(T_{\mathrm{b}}/T_{\mathrm{a}})} \tag{5.9}$$

waarin c en d de in- en uitgaande bronmediumcondities aangeven. Een afleiding van deze vergelijkingen kan men vinden in [9].



Figuur 5.5. Thermodynamisch gemiddelde puttemperatuur.

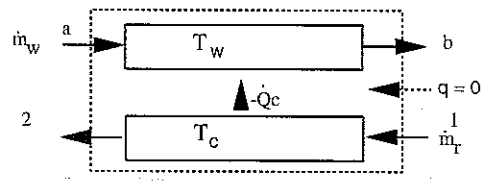
5.2.3 Carnot-warmtefactor en entropieproductie

De entropieproductie per tijdseenheid in een warmtepomp kan men beschouwen als een maat voor de irreversibiliteit van de (deel)processen in de warmtepomp. De entropieproductie is voor de componenten in het kringproces van de warmtepomp (condensor, smoororgaan, verdamper en compressor) gemakkelijk getalsmatig te bepalen. Wij beschouwen het warmtepompkringproces zoals gegeven in figuur 5.1.

Condensor

In figuur 5.6 is de condensor schematisch weergegeven als een warmtewisselaar tussen een stroom koudemiddel $\dot{m}_r$ en een warmwaterstroom $\dot{m}_w$ die als warmteput dient. Tussen beide stromen bestaat een temperatuurverschil maar in elke doorsnede van de geschetste stroombuizen is de temperatuur homogeen verdeeld. Als het stroomproces in de put als reversibel wordt beschouwd kan gewerkt worden met de effectieve gemiddelde put-temperatuur die ook gebruikt wordt voor het vergelijkingsproces. Het is niet nodig aan te nemen dat de stroming van het koudemiddel wrijvingsloos is. De toename van de entropie-stroom $\dot{S}$ in het putmedium (warmwater) is:

$$\dot{m}_w(s_b - s_a) = \dot{S}_b - \dot{S}_a = \int_a^b (d\dot{Q}_c / T_w) = \dot{Q}_c / \text{'}T_{put}\text{'} \tag{5.10}$$



Figuur 5.6. *Condensor.*

Als we in verg. (5.10) de waarden van s_b en s_a kennen is de integraal met $\dot{Q}_c$ niet nodig. Dan mag ook de stroming van het putmedium als irreversibel worden verondersteld. De veronderstelling van irreversibiliteit is dan alleen nog nodig voor het berekenen van de gemiddelde puttemperatuur 'T_{put}' die nodig is voor de Carnot-warmtefactor, maar in het Carnot-geval is alles reversibel.

Toename entropiestroom $\dot{S}$ in het koudemiddel:

$$\dot{m}_r(s_2 - s_1) = \dot{S}_2 - \dot{S}_1 = (\text{alleen mits reversibel}) -\int_1^2 (d\dot{Q}_c / T_c) \tag{5.11}$$

$\Rightarrow$ alleen mits reversibel

Optellen van verg. (5.10) én (5.11) geeft de entropieproductie $\Delta\dot{S}_c$ in de condensor:

$$\Delta\dot{S}_c = \dot{m}_r(s_2 - s_1) + \dot{Q}_c / \text{'}T_{put}\text{'} \tag{5.12}$$

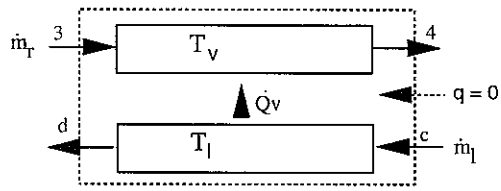
De stippellijnen in figuur 5.6 stellen adiabatische grenzen voor. Er zijn geen andere warmteputten. De warmteverliezen van de condensor naar de omgeving worden verwaarloosd.

Verdamper

Op dezelfde wijze geldt voor de entropieproductie $\Delta\dot{S}_v$ in de verdamper (zie figuur 5.7):

$$\Delta\dot{S}_v = \dot{m}_r(s_4 - s_3) - \dot{Q}_v / \text{'}T_{bron}\text{'} \tag{5.13}$$

Ook hier geldt dat de warmteverliezen worden verwaarloosd: de stippellijnen geven adiabatische systeemgrenzen aan.

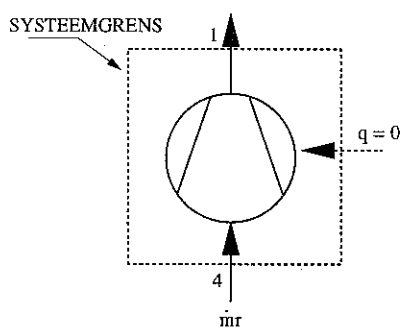


Figuur 5.7. Verdamper.

Compressor

Als we de compressor als adiabatisch beschouwen (zie figuur 5.8) dan geldt:

$$\Delta \dot{S}_{comp} = \dot{m}_r(s_1 - s_4) \tag{5.14}$$

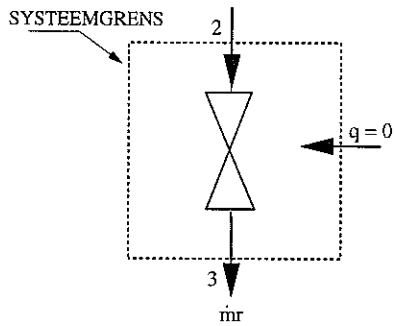


Figuur 5.8. Compressor.

Smoororgaan

Voor een smoororgaan dat als adiabatisch kan worden beschouwd, geldt (zie figuur 5.9):

$$\Delta \dot{S}_s = \dot{m}_r(s_3 - s_2) \tag{5.15}$$



Figuur 5.9. *Smoororgaan.*

Kringloop

Door optellen van de entropieproducties in de componenten volgt voor de entropieproductie in het complete kringproces:

$$\Delta\dot{S}_{tot} = \Delta\dot{S}_c + \Delta\dot{S}_s + \Delta\dot{S}_v + \Delta\dot{S}_{comp} = \Sigma\Delta\dot{S} \tag{5.16}$$

of

$$\Delta\dot{S}_{tot} = (\dot{Q}_c / \text{'}T_{put}\text{'}) - (\dot{Q}_v / \text{'}T_{bron}\text{'}) \tag{5.17}$$

Vergelijking (5.17) is handig als men het totaal snel wil berekenen zonder de verdeling over de vier componenten te kennen.

Verband tussen entropieproductie en warmtefactor

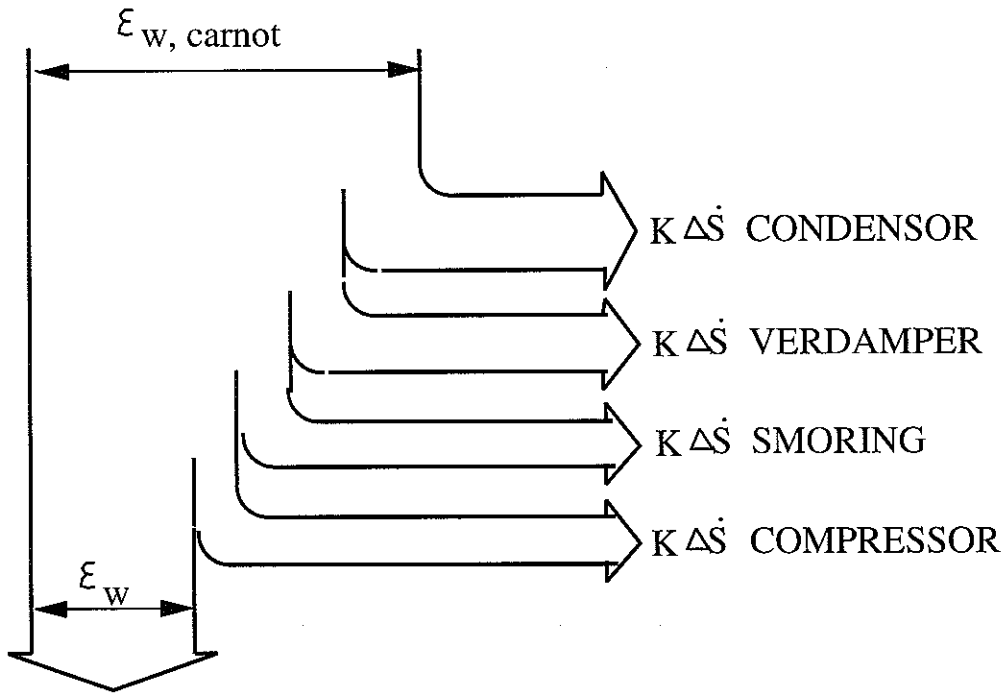
Men kan afleiden (zie bijvoorbeeld [9]) dat:

$$\varepsilon_{w,carnot} = \varepsilon_w + K\Sigma\Delta\dot{S} \tag{5.18}$$

met:

$$K = \text{'}T_{bron}\text{'} \cdot \varepsilon_w / \dot{W}_{carnot} \tag{5.19}$$

Vergelijking (5.18) kan worden gebruikt om overzichtelijke stroomdiagrammen op te stellen waarin de invloed van de entropieproductie in de componenten afzonderlijk, op de warmtefactor ε_w tot uitdrukking wordt gebracht. Figuur 5.10 illustreert het type stroomdiagrammen dat men kan opstellen.

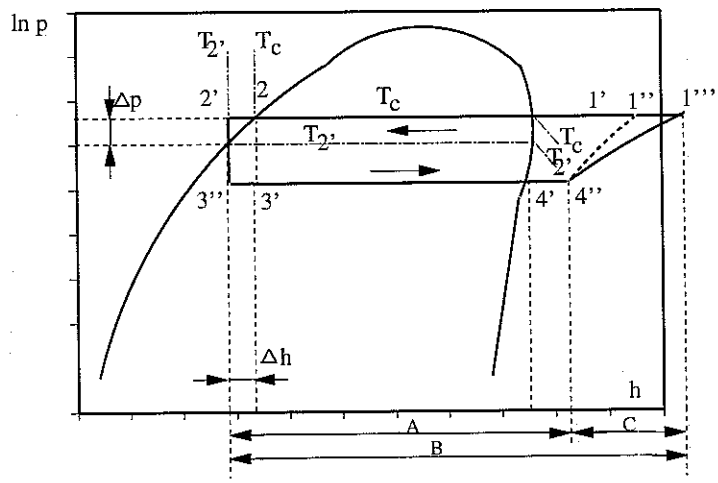


Figuur 5.10. *Stroomdiagram waarin de invloed van de entropieproductie in elk der componenten afzonderlijk, op de warmtefactor zichtbaar wordt gemaakt.*

Stapsgewijze berekeningsmethode

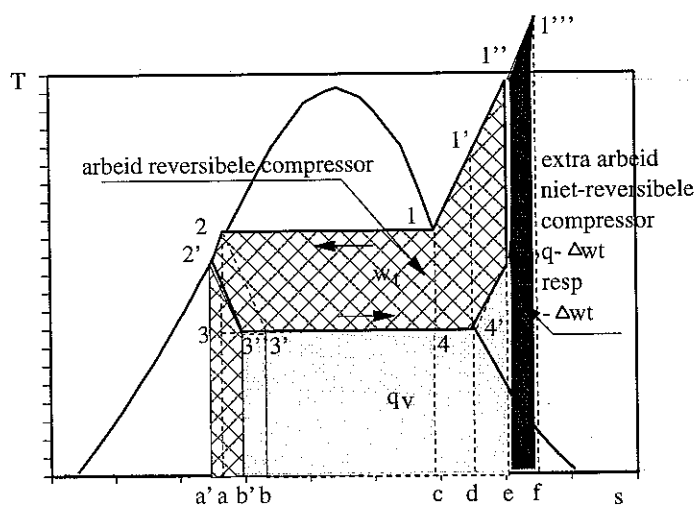
Men berekent met behulp van vergelijkingen (5.12), (5.13), (5.14) en (5.15) de vier termen $\Delta\dot{S}$. Hiervoor gebruikt men de stofgegevens van het betreffende koudemiddel. Het *p,h*-diagram wordt meestal toegepast voor het weergeven en analyseren van kringprocessen met koudemedia. Figuur 5.11 geeft zo'n diagram aan. De nummers in de figuur komen overeen met de nummers in figuur 5.1. De lijn 4''1'' geeft een isentropische compressie aan, terwijl lijn 4''1''' de werkelijke compressie aangeeft. Het verband tussen de twee eindpunten wordt gegeven door het isentropisch rendement van de compressor:

$$\eta_s = (h_{1''} - h_{4''})/(h_{1'''} - h_{4''}) \tag{5.20}$$



Figuur 5.11. Warmtepompkringloop in het druk,enthalpie-diagram.

Punt 2' geeft de toestand van het koudemiddel bij het verlaten van de condensor, in dit geval verlaat onderkoelde vloeistof de condensor. Punt 4'' geeft de condities van het koudemiddel bij het verlaten van de verdamper en bij het binnentreden in de compressor. In het geval van figuur 5.11 verlaat het koudemiddel de verdamper in oververhitte toestand. Figuur 5.12 geeft dezelfde kringloop aan in een *T,s*-diagram.



Figuur 5.12. Warmtepompkringloop in het T,s-diagram.

De massastroom koudemiddel $\dot{m}_r$ kan worden bepaald uit:

$$\dot{m}_r = \dot{Q}_c/(h_{1'''} - h_{2'}) \tag{5.21}$$

Met behulp van vergelijkingen (5.9) en (5.7) worden de gemiddelde brontemperatuur 'T_{bron}' en de gemiddelde puttemperatuur 'T_{put}' berekend. Uit deze laatste twee wordt de Carnot-warmtefactor berekend:

$$\varepsilon_{w,carnot} = '\,T_{put}\,'/('\,T_{put}\,' - '\,T_{bron}\,') \tag{5.22}$$

Verder worden de compressorarbeid voor het Carnot-proces en de werkelijke warmtefactor met dezelfde warmteproductie $\dot{Q}_c$ berekend als het werkelijke proces:

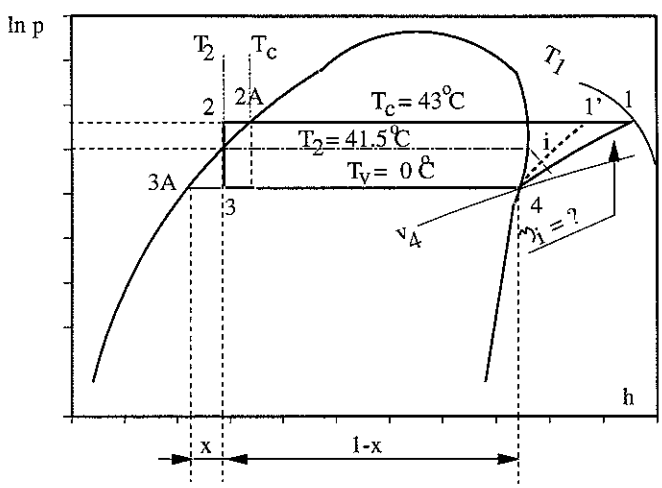
$$\dot{W}_{carnot} = \dot{Q}_c \cdot ('\,T_{put}\,' - '\,T_{bron}\,')/'\,T_{put}\,' \tag{5.23}$$

$$\varepsilon_w = \dot{Q}_c / \dot{W}_{comp} \tag{5.24}$$

Daarna kan men vergelijking (5.19) gebruiken om de constante K te bepalen en kan vergelijking (5.18) ingevuld worden.

Toepassingsvoorbeeld

Figuur 5.13 geeft het kringproces van de geanalyseerde warmtepomp weer. In tabel 5.1 zijn enkele relevante (meet)gegevens op een rij gezet die verkregen zijn voor de betreffende warmtepomp.



Figuur 5.13. Kringproces van de geanalyseerde warmtepomp.

Tabel 5.1. *Gegevens warmtepomp.*

Warmteput	$\dot{Q}_c$	150 kW
	Retourwater T_a	303,15 K (30 °C)
	Toevoerwater T_b	308,45 K (35,3 °C)
	$\dot{m}_w$	6,77 kg/s
Warmtebron	$\dot{Q}_v$	120,8 kW
	Omgevingslucht T_c	281,15 K (8,0 °C)
	Luchtuittrede T_d	279,15 K (6,0 °C)
	$\dot{m}_{lucht}$	60,0 kg/s
Kringloop	Condensatietemperatuur	43,0 °C
	Temperatuur onderkoelde vloeistof	41,5 °C
	Verdampingstemperatuur	0,0 °C
	Isentropisch rendement compressor, η_s	0,83
	Koudemiddel	R22
	Oververhitting	0,0 K

Met behulp van het p,h-diagram van het koudemiddel R22 wordt tabel 5.2 bepaald.

Tabel 5.2. *Kringloopcondities.*

	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	442,39	1,7710
2	252,00	1,1718
3	252,00	1,1917
4	405,37	1,7518

De stappen voorgesteld in de vorige paragraaf kunnen nu uitgevoerd worden. Tabel 5.3 geeft de resultaten. Hiermee kan met gebruikmaking van vergelijking (5.18) tabel 5.4 samengesteld worden.

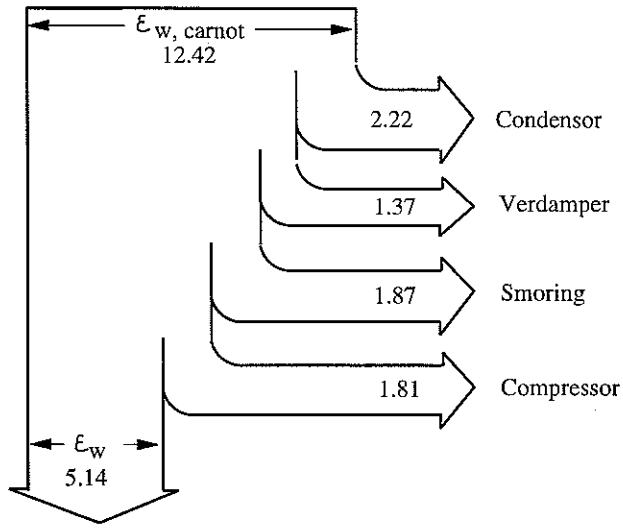
Tabel 5.3. *Resultaten stapsgewijze berekeningsmethode.*

'T_{put}' [vgl. (5.8)]	305,6 K
'T_{bron}' [vgl. (5.9)]	280,0 K
$\Delta\dot{S}_c$ [vgl. (5.12)]	0,0187 kW/K
$\Delta\dot{S}_v$ [vgl. (5.13)]	0,0115 kW/K
$\Delta\dot{S}_{comp}$ [vgl. (5.14)]	0,0151 kW/K
$\Delta\dot{S}_s$ [vgl. (5.15)]	0,0157 kW/K
$\varepsilon_{w,\ carnot}$ [vgl. (5.22)]	12,42
$\dot{W}_{carnot}$ [vgl. (5.23)]	12.07 kW
ε_w [vgl. (5.24)]	5,14
K [vgl. (5.19)]	119,7 K/kW

Tabel 5.4. *Irreversibiliteitsbijdrage per component.*

		aandeel [%]
ε_w	5,14	41,4
K $\Delta\dot{S}_c$	2,23	17,9
K $\Delta\dot{S}_s$	1,87	15,1
K $\Delta\dot{S}_v$	1,37	11,0
K $\Delta\dot{S}_{comp}$	1,81	14,6
$\varepsilon_{w,\ carnot}$ (sommatie)	12,42	100,0

Figuur 5.14 is een grafische weergave van tabel 5.4 in de vorm van een stroomdiagram. Hierin wordt duidelijk tot uitdrukking gebracht hoe de theoretisch hoogst mogelijke warmtefactor, die van het Carnot-proces, wordt 'afgebouwd' door de entropieproductie in elk der componenten in het kringproces, waarbij uiteindelijk de werkelijke waarde van de warmtefactor overblijft.



Figuur 5.14. *Warmtefactor (COP)-stroomdiagram.*

Om de thermodynamische 'kwaliteit' van een warmtepomp als geheel aan te geven gebruikt men meestal de werkelijke warmtefactor en wordt de Carnot-warmtefactor bij dezelfde bedrijfsomstandigheden gebruikt ter vergelijking. De hier gegeven berekeningsmethode geeft met betrekkelijk weinig extra moeite veel meer informatie: de invloed van de thermodynamische 'kwaliteit' van elk der componenten op de warmtefactor wordt zichtbaar. Een dergelijke analyse kan aangeven op welke component men zijn aandacht moet richten als men verbeteringen wil aanbrengen in de installatie.

Bij deze warmtepomp is het aandeel van de compressor in de 'afbouw' van de COP ongeveer even groot als het aandeel van de smoring, ondanks het feit dat het om een goede compressor met een hoog isentropisch rendement gaat. Het zal moeilijk zijn in deze posten nog verbetering aan te brengen; het smoorproces is op zich niet voor verbetering vatbaar, de compressor wel als men een of meerdere oorzaken van irreversibiliteit in de compressor zou kunnen aanpakken. Verderop wordt teruggekomen op de oorzaken van irreversibiliteit in verdringercompressoren, de meest toegepaste compressoren in compressiewarmtepompen.

Het aandeel van de verdamper is klein ten opzichte van het aandeel van de condensor. Dit is ook wel begrijpelijk omdat de temperatuurverschillen tussen het koudemiddel en de 'warmteput', de waterstroom, tamelijk groot zijn: de temperatuur van de oververhitte koudemiddeldamp in punt 1 is 70 °C. Bovendien is het vermogen van de condensor groter dan het vermogen van de verdamper.

5.2.4 Exergieverliezen in warmtepompen

Door voor elke component van de warmtepomp de exergiebalans op te stellen kan men per component het optredende exergieverlies specificeren. Dit geeft, net als de entropieproductiemethode, een middel om in het ontwerpstadium of bij analyse van bestaande warmtepompen de meest verliesgevende componenten of deelprocessen aan te wijzen en de verdere verbeteringen vooral daarop te richten. Uit de som van de lokale exergieverliezen kan een exergetisch rendement worden gevormd, waarvan de getalwaarde bij juist gekozen

omgevingsreferentiecondities gelijk is aan het Carnot-rendement van de warmtepomp ($\varepsilon_w/\varepsilon_{w,carnot}$).

Bij warmtepompen gebruikt men de omgeving als warmtebron. Als omgevingsreferentie-conditie kan men de beschikbare lucht- of koelwatertemperatuur gebruiken. De lucht- of koelwaterdruk is echter niet relevant voor het proces binnen de warmtepompkringloop, de keuze van de omgevingstoestand is dan ook niet vanzelfsprekend. De omgevingskeuze vereist het vastleggen van een toestand van het procesmedium bijvoorbeeld met p_0 en T_0 waaruit dan h_0 en s_0 volgen.

Met behulp van de resultaten van de exergiebalansen per component, kunnen exergie-stroomdiagrammen opgesteld worden waarmee de grootte en de onderlinge verhouding van de lokale exergieverliezen gevisualiseerd kunnen worden.

Bij de compressor en het smoororgaan, apparaten waar slechts één stofstroom doorheen gaat, is het praktisch om met specifieke waarden van exergie en exergieverlies te werken (per kg koudemiddel). Door de condensor en verdamper gaan twee verschillende stofstromen waar-door specifieke waarden minder praktisch zijn. Voor de condensor en verdamper is het beter met exergiestromen te werken (per tijdseenheid). Er worden verder exergiestromen gebruikt voor beide groepen apparaten.

Bart [3] geeft een overzicht van de exergieverliezen die optreden in warmtewisselaars. Aangezien adiabatische grenzen om de condensor (figuur 6) en verdamper (figuur 7) zijn aangenomen, treden er geen exergieverliezen op door warmteoverdracht naar de omgeving. De exergieverliezen door stroming zullen bij goed ontworpen condensor en verdamper relatief klein zijn en zullen hier ook buiten beschouwing blijven. We beperken ons tot de exergieverliezen door warmteoverdracht tussen de twee stromen. Dit zijn veruit de grootste exergieverliezen in goed ontworpen en geïsoleerde warmtewisselaars.

Woudstra [11] behandelt de exergieverliezen bij compressie. We zullen hier gebruik maken van de door Woudstra afgeleide exergieverliezen in dit type apparaten.

Condensor

Er wordt een exergiebalans toegepast op figuur 5.6. Voor de condensor, een systeem met twee in- en uitgangen, wordt het exergieverlies bepaald uit:

$$Ex_{\text{verlies,c}} = \dot{m}_w(ex_a - ex_b) + \dot{m}_r(ex_1 - ex_2) \tag{5.25}$$

In principe zijn de exergieverliezen door stroming in de condensor ook onderdeel van $Ex_{\text{verlies,c}}$. In de rest van het voorbeeld zal de stromingsweerstand echter verwaarloosd worden.

Verdamper

Op dezelfde wijze geldt voor het exergieverlies in de verdamper (zie figuur 5.7):

$$Ex_{\text{verlies,v}} = \dot{m}_i(ex_c - ex_d) + \dot{m}_r(ex_3 - ex_4) \tag{5.26}$$

Compressor

Een exergiebalans voor de compressor levert:

$$Ex_{\text{verlies,comp}} = \dot{m}_{\text{r}}(ex_4 - ex_1) - \dot{W}_{\text{comp}} \tag{5.27}$$

De exergie vertegenwoordigd door de technische arbeid is gelijk aan deze arbeid: reeds gewonnen arbeid is voor 100% in arbeid om te zetten: $Ex_{\text{comp}} = \dot{W}_{\text{comp}}$. Merk op dat $-\dot{W}_{\text{comp}}$ een positieve waarde heeft, zie figuur 5.1.

Smoororgaan

Voor een smoororgaan (zie figuur 5.9) geldt:

$$Ex_{\text{verlies,s}} = \dot{m}_{\text{r}}(ex_2 - ex_3) \tag{5.28}$$

Exergetisch rendement van de warmtepomp

Het exergieverlies in de warmtepomp volgt door optellen van de exergieverliezen in de componenten:

$$Ex_{\text{verlies,tot}} = Ex_{\text{verlies,c}} + Ex_{\text{verlies,v}} + Ex_{\text{verlies,comp}} + Ex_{\text{verlies,s}} \tag{5.29}$$

of

$$Ex_{\text{verlies,tot}} = \dot{m}_{\text{w}}(ex_{\text{a}} - ex_{\text{b}}) + \dot{m}_{\text{l}}(ex_{\text{c}} - ex_{\text{d}}) - \dot{W}_{\text{comp}} \tag{5.30}$$

Als stromingsverliezen verwaarloosd worden, alleen de energiestromen gegeven in figuur 5.1 van belang zijn en constante soortelijke warmte kunnen aannemen voor bron- en putmedium, dan wordt de totale exergieverlies gegeven door:

$$Ex_{\text{verlies,tot}} = \dot{m}_{\text{w}}c_{p,\text{w}}T_0\ln(T_{\text{b}}/T_{\text{a}}) + \dot{m}_{\text{l}}c_{p,\text{l}}T_0\ln(T_{\text{d}}/T_{\text{c}}) \tag{5.31}$$

Uit vgl. (5.31) blijkt dat het exergieverlies in de warmtepomp afhankelijk is van de temperatuur die gekozen is als omgevingstemperatuur.

Het exergetische rendement van een proces wordt gedefinieerd als de verhouding tussen het nuttige exergetische effect en de exergie-input in het proces [7]. Voor een warmtepomp:

$$\eta_{\text{ex,warmtepomp}} = \frac{\dot{m}_{\text{w}}(ex_{\text{b}} - ex_{\text{a}})}{-\dot{W}_{\text{comp}}} \tag{5.32}$$

of

$$\eta_{\text{ex,warmtepomp}} = \frac{\dot{m}_w c_{p,w}[(T_b - T_a) + T_0 \ln T_a/T_b)]}{-\dot{W}_{\text{comp}}} \tag{5.33}$$

Ook het exergetische rendement blijft dan een functie van de temperatuur die gekozen is als omgevingstemperatuur. Om de kwaliteit van de warmtepomp te beoordelen op basis van exergetische rendementen op dezelfde wijze als in paragraaf 2.3 met het begrip entropieproductie, moet een waarde van T_0 gekozen worden die leidt tot waarden van $\eta_{\text{ex,warmtepomp}}$ die overeenkomen met $\varepsilon_w/\varepsilon_{w,\ \text{carnot}}$. Uit vergelijkingen (5.1), (5.22) en (5.33) is eenvoudig af te leiden dat dit geldt als voor T_0 gekozen wordt voor de thermodynamische gemiddelde brontemperatuur (vgl. (5.9)).

Toepassingsvoorbeeld

We beschouwen dezelfde warmtepomp als in paragraaf 5.2.3 opererend onder de omstandigheden gegeven in tabellen 5.1 en 5.2 en figuur 5.13. We nemen als omgevingstemperatuur de thermodynamisch gemiddelde brontemperatuur:

$$T_0 = \text{'}T_{\text{bron}}\text{'} = 280{,}15 \text{ K}$$

Als referentiedruk wordt de omgevingsdruk gekozen en de getabelleerde waarden van R22 [4] worden gebruikt om h_0 en s_0 te bepalen:

$$p_0 = 101{,}3 \text{ kPa}$$

Hiermee kan de specifieke exergie in de verschillende punten bepaald worden. Tabel 5.5 geeft de resultaten. Gebruikmakend van vergelijkingen (5.25) t/m (5.28) kan tabel 5.6 opgesteld worden.

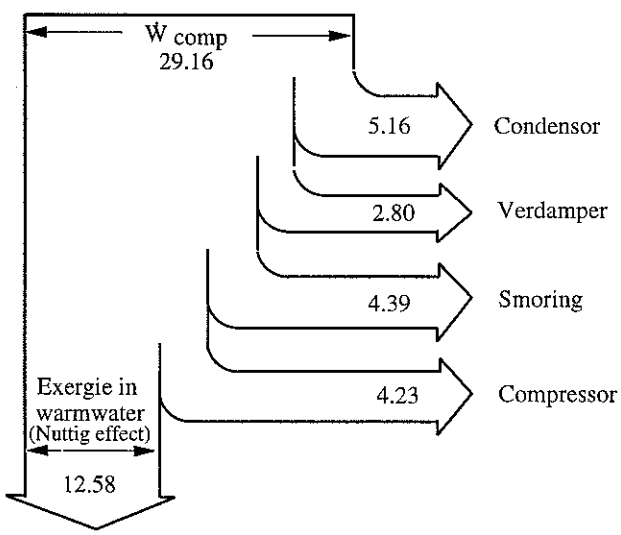
Tabel 5.5. *Specifieke exergie op verschillende punten in de warmtepomp.*

	ex_r [kJ/kg]	ex_w [kJ/kg]	ex_l [kJ/kg]
1 / b	73,6	5,60	
2 / a	51,1	3,74	
3 / d	45,5		0,0018
4 / c	41,9		0,0018

Tabel 5.6. Irreversibiliteitsbijdrage per component.

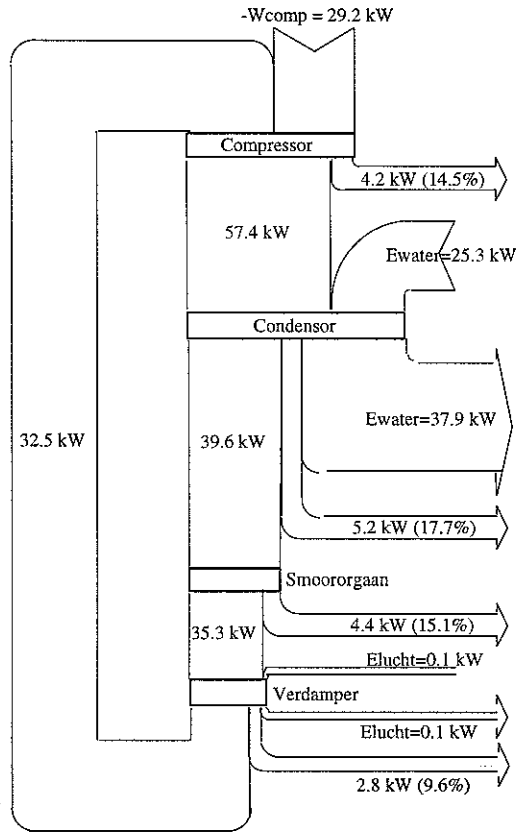
	[kW]	aandeel [%]
Ex_b-Ex_a	12.58	43.1
$Ex_{verlies\ c}$	5.16	17.7
$Ex_{verlies\ s}$	4.39	15.1
$Ex_{verlies\ v}$	2.80	9.6
$Ex_{verlies\ comp}$	4.23	14.5
- $\dot{W}_{comp}$ (sommatie)	29.16	100.0

Het procentuele aandeel in de irreversibiliteiten van de warmtepomp gegeven in tabel 5.6 komt overeen met de resultaten verkregen met de entropieproductiemethode gegeven in tabel 5.4. De uitkomsten kunnen dan ook weergegeven worden in de vorm van een stroomdiagram. Nu is het niet de warmtefactor die afgebouwd wordt, maar de exergie die samenhangt met het toegevoerde asvermogen. Figuur 5.15 toont zo'n stroomdiagram.



Figuur 5.15. Exergiestroomdiagram.

Een meer gangbare vorm voor de presentatie van de resultaten van een exergie-analyse in warmtepompen [2, 10] is weergegeven in figuur 5.16. Afgezien van het feit dat duidelijker wordt aangegeven dat er sprake is van een kringloop, is een dergelijke weergave minder overzichtelijk.



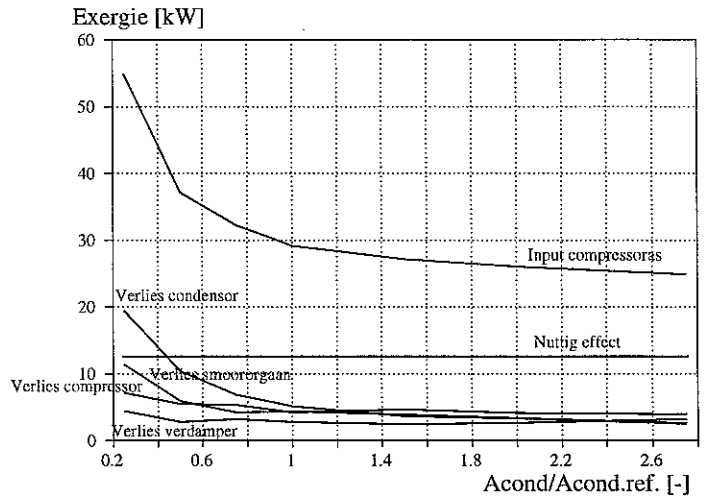
Figuur 5.16. Exergiestroomdiagram van de warmtepomp.

5.2.5 Oorzaken van exergieverlies

Condensor en verdamper

Exergieverlies in warmtewisselaars is behandeld door Bart [3]. Over het algemeen is men in staat de condensor goed te isoleren en functioneert de verdamper bij omgevingscondities zodat het exergieverlies door warmteoverdracht naar de omgeving gering is. Verder is het zo dat condensors en verdampers worden ontworpen voor een geringe drukval ten gevolge van stroming: ook het exergieverlies door stroming is normaal gesproken gering. Het voornaamste deel van de exergieverliezen in condensor en verdamper wordt vooral veroorzaakt door warmteoverdracht tussen de stromen.

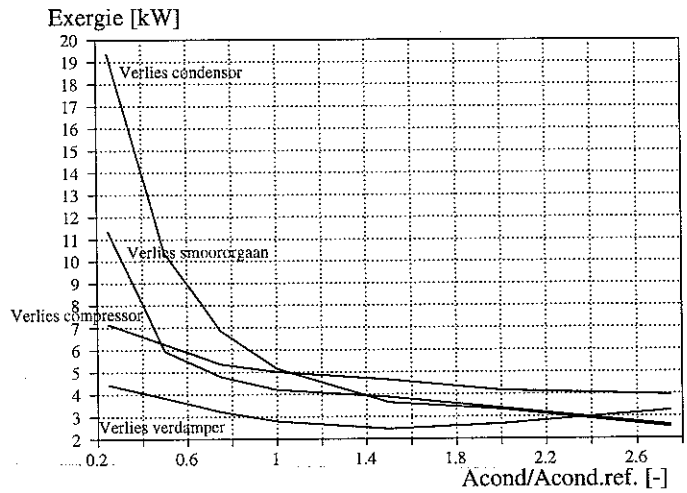
Om een indicatie te geven van hoe belangrijk deze verliezen kunnen zijn, is de invloed op de condensor gekwantificeerd voor het voorbeeld behandeld in de vorige paragrafen, onder aanname dat de warmteoverdrachtscoëfficiënt van de condensor ongewijzigd blijft als het warmteuitwisselingsoppervlak van het apparaat wordt veranderd. De warmtevraag blijft ongewijzigd. Figuren 5.17 en 5.18 geven de resultaten wanneer men het oppervlak van de condensor verkleint of vergroot. In figuur 5.17 worden ook de exergie-input en het nuttig effect gegeven, figuur 5.18 is een detail van figuur 5.17.



Figuur 5.17. *Invloed van condensorgrootte op de verschillende exergieverliezen in de warmtepomp.*

Uit figuur 5.17 blijkt dat vergroting van de condensoroppervlak met een factor 2 leidt tot een verlaging van het exergie-input van ca. 10 procent. Een halvering van het condensoroppervlak leidt anderzijds tot een toename van de exergie-input met ca. 27 procent. Een verandering van de grootte van het condensoroppervlak heeft niet alleen invloed op de exergieverliezen in de condensor maar ook op de overige verliezen. Vooral de smoorverliezen zijn sterk afhankelijk van de condensorgrootte, maar ook de verliezen in verdamper en compressor zijn daarvan afhankelijk. Aangezien het nuttig effect gehandhaafd blijft, zal de massastroom van koudemiddel steeds anders zijn. Hierdoor veranderen de exergiestromen. Ook de werkpunten van het koudemiddel binnen de kringloop veranderen, waardoor de specifieke exergie wijzigt. Daarom vertonen de verdamperverliezen bijvoorbeeld een minimum, terwijl de compressorverliezen stabiliseren als het condensoroppervlak blijft toenemen.

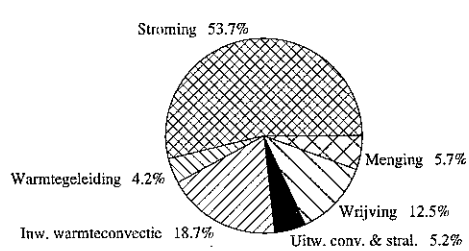
De exergieverliezen in de condensor zijn de grootste verliezen in de geanalyseerde warmtepomp. Figuur 5.17 laat zien dat er op een bepaald moment andere verliezen gaan toenemen als alleen de condensor verbeterd wordt. Met dergelijke exergie-analyses kan men met de laagste economische inspanningen trachten te komen tot exergetisch en ook energetisch efficiëntere warmtepompen.



Figuur 5.18. Detail van figuur 5.17.

Compressor

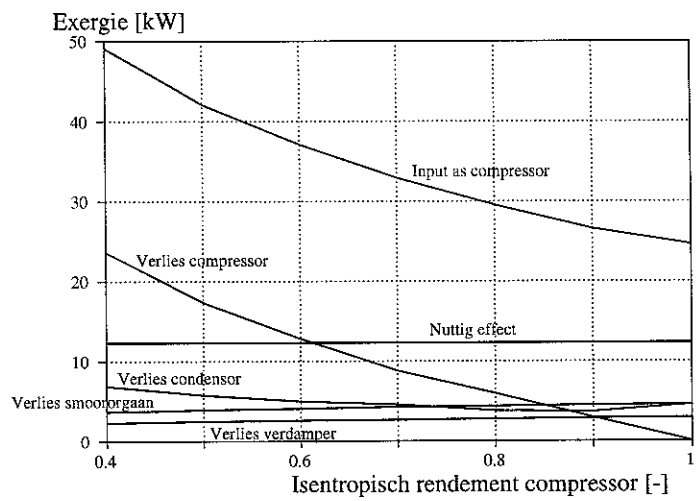
Exergieverliezen in dynamische compressoren zijn besproken door Woudstra [11]. Compressoren toegepast in warmtepompen zijn meestal verdringercompressoren. De irreversibiliteitsverliezen kunnen andere oorzaken hebben dan bij centrifugaalcompressoren. Wil men de verschillende irreversibiliteiten binnen zo'n compressor kwantificeren dan moet men gebruik maken van een thermodynamisch model dat het dynamisch gedrag van het apparaat beschrijft. McGovern en Harte [6] hebben met behulp van een dergelijke model de exergieverliezen in een zuigercompressor gekwantificeerd. De exergieverliezen zijn dan een functie van de tijd. Figuur 5.19 toont enkele resultaten van de studie en laat de verhouding van de gemiddelde verliezen zien. Veruit het grootste gedeelte van de verliezen wordt veroorzaakt door stroming. Ca. 5% van de verliezen wordt veroorzaakt door uitwendige convectie en straling. De compressor is niet volledig (uitwendig) adiabatisch maar de fout veroorzaakt door de aanname is gering.



Figuur 5.19. Verdeling van het exergieverlies naar oorzaak in een zuigercompressor.

Dergelijke analyses zijn interessant voor de compressorfabrikanten maar wat minder voor de toepasser/gebruiker van compressoren. Men is over het algemeen aangewezen op bestaande ontwerpen met een (bekend) isentropisch rendement. In het voorbeeld behandeld in de vorige paragrafen had de compressor een isentropisch rendement van 0,83. De meeste warmtepomp-

compressoren die op de markt verkrijgbaar zijn, hebben echter een lager isentropisch rendement. Figuur 5.20 laat voor bovengenoemd voorbeeld zien wat de invloed is van het toepassen van een compressor met een afwijkend rendement en geeft ook de exergie-input en het nuttig effect. Figuur 5.21 is een detail van figuur 5.20. Uit figuur 5.20 blijkt dat toepassing van een compressor met een isentropisch rendement van 0,60 (wat vooral bij de kleinere compressoren geen uitzondering is) i.p.v. 0,83 leidt tot een toename van de exergie-input met 27%. Wanneer men in staat zou zijn een compressor met een isentropisch rendement van 0,90 te maken dan neemt de exergie-input met 9% af.



Figuur 5.20. *Invloed van het isentropisch rendement van de compressor op de verschillende exergieverliezen in de warmtepomp.*

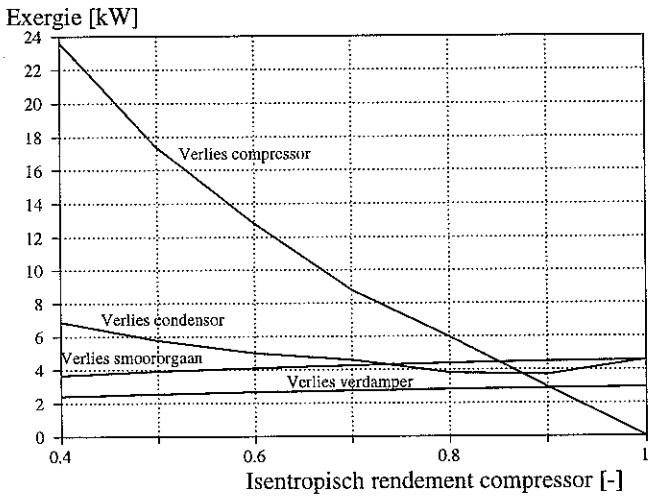
Figuur 5.21 laat zien dat het exergieverlies in de compressor van dezelfde ordegrootte is als bij de andere componenten wanneer het isentropisch rendement tussen 0,85 en 0,90 ligt. Dergelijke exergetische beschouwingen kunnen gebruikt worden om bijvoorbeeld te bepalen welke compressoren wel of niet in aanmerking zouden komen voor toepassing in energiebewust ontworpen installaties. Figuur 5.21 laat verder zien dat een verandering van het isentropisch rendement van de compressor ook invloed heeft op de exergetische verliezen in de andere componenten, vooral van de condensor. De invloed is echter geringer dan die van een verandering van het condensoroppervlak.

Smoororgaan

De exergieverliezen die samenhangen met het smoororgaan zijn inherent aan het smoorproces. Wil men hier verbetering in brengen dan moet men tweefasen-expanders gaan inzetten. Hoewel dat (nog) geen state-of-the-art is, worden sinds 1 à 2 jaar machines op de markt gebracht waar tweefasen-expanders worden gebruikt om de expansiearbeid te leveren aan de compressor-as. Deze apparatuur heeft een relatief laag isentropisch rendement van ca. 0,50, wat een gevolg is van het werken in het tweefasengebied.

Uit figuur 5.22 blijkt dat wanneer een tweefasen-expander met een isentropisch rendement van 0,5 wordt ingezet i.p.v. een smoororgaan, de exergie-input met 7% afneemt. Wanneer

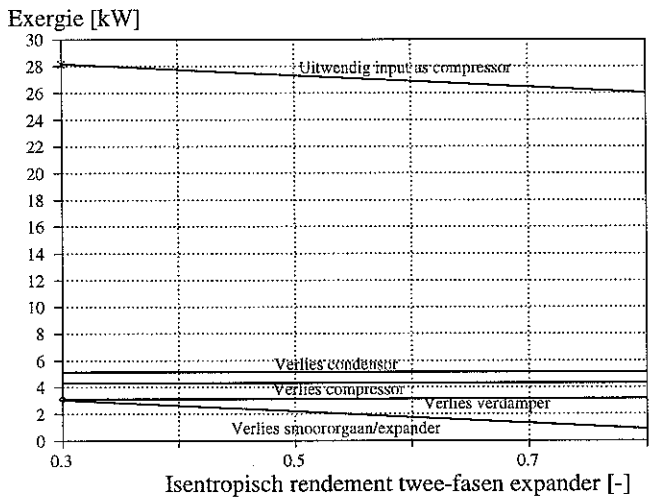
men in staat zou zijn om rendementen van 0,8 te bereiken dan zou de exergie-input met 11% afnemen. Op zich zijn de te behalen besparingen voor de voorbeeldwarmtepomp relatief klein. Dit wordt echter anders wanneer de warmtepomp warmte bij een hogere temperatuur moet leveren: dan worden de exergieverliezen door smoring relatief groot en is een twee-fasen-expander veel zinvoller.



Figuur 5.21. *Detail van figuur 5.20.*

5.3 Absorptiewarmtepomp

Een absorptiewarmtepomp kan worden gezien als een compressiewarmtepomp waarin de compressor vervangen is door een 'thermische compressor' bestaande uit een oplossingskringloop met een absorber, een generator, een recuperator, een pomp en een smoororgaan. Figuur 5.23 geeft schematisch een absorptiewarmtepomp weer. De nuttige warmte wordt nu niet alleen door de condensor geleverd maar ook door de absorber. Energie wordt nu geleverd in de vorm van warmte aan de generator, bij een temperatuurniveau hoger dan de geleverde warmte. Sorptiemachines in het algemeen worden uitgebreid behandeld door Niebergall [8]. De lezer wordt verwezen naar dit boek voor wat betreft een verdere beschrijving van de werking van absorptiewarmtepompen.



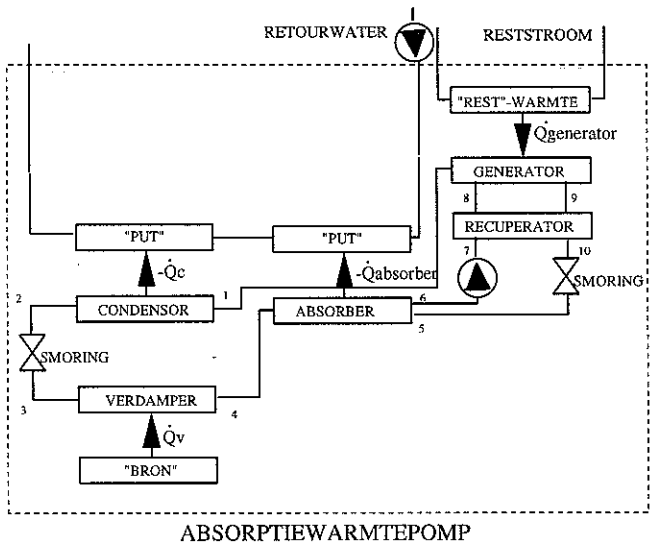
Figuur 5.22. Invloed van het isentropisch rendement van de expander op de verschillende exergieverliezen in de warmtepomp.

5.3.1 Eenvoudige eentraps-absorptiewarmtepompkringloop

Zoals figuur 5.23 laat zien bestaat een absorptiewarmtepomp, in zijn eenvoudigste vorm, uit acht hoofdcomponenten. Er is sprake van een koudemiddel- en van een oplossingskringloop. Het nuttige effect van de absorptiewarmtepomp wordt gegeven door:

$$\mathrm{COP} = \varepsilon_w = \frac{-\dot{Q}_c + (-\dot{Q}_{absorber})}{\dot{Q}_{generator} - P_{pomp}} \tag{5.34}$$

In werkelijkheid zijn er nog meer warmtestromen in het spel, omdat geen van de componenten en verbindende leidingen perfect zijn geïsoleerd. Er is dus nog warmtetoevoer en -afvoer uit en naar de omgeving waar deze componenten zich bevinden. We zullen in het vervolg deze warmtestromen verwaarlozen en ervan uitgaan dat er adiabatische grenzen om de verschillende componenten gelegd kunnen worden.



Figuur 5.23. Systeemgrenzen van de absorptiewarmtepomp.

5.3.2 Exergieverliezen in absorptiewarmtepompen

Condensor, smoororgaan en verdamper

In principe zijn de exergieverliezen in condensor, smoororgaan en verdamper op dezelfde wijze te bepalen als voor een compressiewarmtepomp door het toepassen van vergelijkingen (5.25), (5.26) en (5.28).

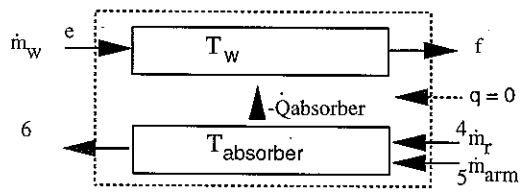
Absorber

In figuur 5.24 is de absorber schematisch weergegeven als een warmtewisselaar tussen een stroom koudemiddel en oplossing, en een warmwaterstroom $\dot{m}_w$ die als warmteput dient. Om de exergieverliezen in de absorber te bepalen, wordt een exergiebalans toegepast bij figuur 5.24:

$$Ex_{\text{verlies,absorber}} = \dot{m}_w(ex_e - ex_f) + \dot{m}_r(ex_4 - ex_6) + \dot{m}_{arm}(ex_5 - ex_6) \tag{5.35}$$

met

$$\dot{m}_{rijk} = \dot{m}_{arm} + \dot{m}_r \tag{5.36}$$

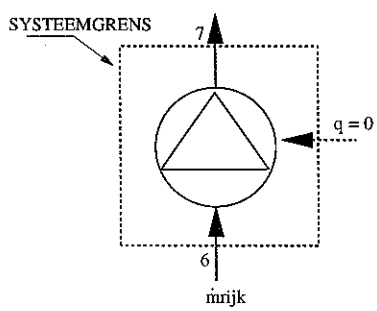


Figuur 5.24. *Absorber.*

Pomp

Uit figuur 5.25 volgt:

$$Ex_{\text{verlies,pomp}} = \dot{m}_{\text{rijk}}(ex_6 - ex_7) - P_{\text{pomp}} \tag{5.37}$$

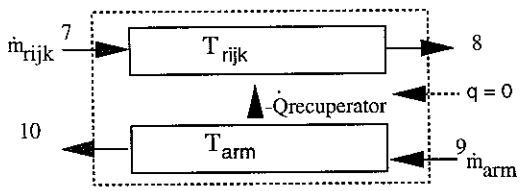


Figuur 5.25. *Pomp.*

Recuperator

Voor de recuperator geldt (zie figuur 5.26):

$$Ex_{\text{verlies,recuperator}} = \dot{m}_{\text{rijk}}(ex_7 - ex_8) + \dot{m}_{\text{arm}}(ex_9 - ex_{10}) \tag{5.38}$$

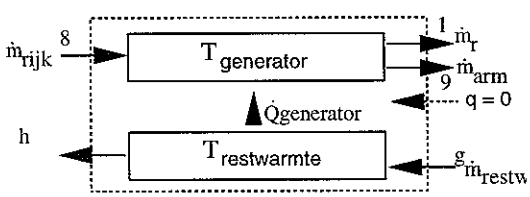


Figuur 5.26. Recuperator.

Generator

Voor de generator (figuur 5.27) geldt:

$$Ex_{\text{verlies,generator}} = \dot{m}_{\text{restw}}(ex_g - ex_h) + \dot{m}_r(ex_8 - ex_1) + \dot{m}_{\text{arm}}(ex_8 - ex_9) \tag{5.39}$$

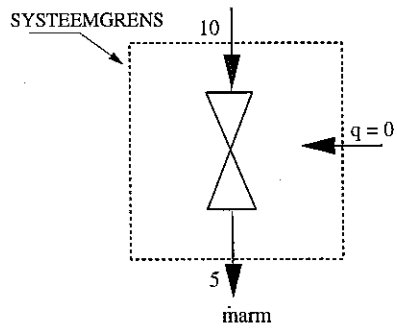


Figuur 5.27. Generator.

Smoororgaan oplossingskringloop

Evenals voor het smoororgaan van de koude-middelkringloop, geldt (figuur 5.28):

$$Ex_{\text{verlies,smoororgaan}} = \dot{m}_{\text{arm}}(ex_{10} - ex_5) \tag{5.40}$$



Figuur 5.28. Smoororgaan oplossingskringloop.

Exergetisch rendement warmtepomp

Het exergieverlies in de warmtepomp volgt door optellen van de exergieverliezen in de componenten:

$$Ex_{\text{verlies,tot}} = Ex_{\text{verlies,c}} + Ex_{\text{verlies,v}} + Ex_{\text{verlies,s}} + Ex_{\text{verlies,absorber}} +$$

$$Ex_{\text{verlies,pomp}} + Ex_{\text{verlies,recuperator}} + Ex_{\text{verlies,generator}} + Ex_{\text{verlies,smoororg.}} \tag{5.41}$$

of

$$Ex_{\text{verlies,tot}} = \dot{m}_{\text{w}}(ex_{\text{a}} - ex_{\text{b}} + ex_{\text{e}} - ex_{\text{f}}) + \dot{m}_{\text{l}}(ex_{\text{c}} - ex_{\text{d}}) + \dot{m}_{\text{restw}}(ex_{\text{g}} - ex_{\text{h}}) \tag{5.42}$$

Wanneer het te verwarmen water bijvoorbeeld eerst door de absorber stroomt en daarna door de condensor is $ex_{\text{f}} = ex_{\text{a}}$ en wordt vgl. (5.42):

$$Ex_{\text{verlies,tot}} = \dot{m}_{\text{w}}(ex_{\text{e}} - ex_{\text{b}}) + \dot{m}_{\text{l}}(ex_{\text{c}} - ex_{\text{d}}) + \dot{m}_{\text{restw}}(ex_{\text{g}} - ex_{\text{h}}) \tag{5.43}$$

of, gebruikmakend van de eerste hoofdwet:

$$Ex_{\text{verlies,tot}} = \dot{m}_{\text{w}}c_{p,\text{w}}T_0\ln(T_{\text{b}}/T_{\text{e}}) + \dot{m}_{\text{l}}c_{p,\text{l}}T_0\ln(T_{\text{d}}/T_{\text{c}}) + \dot{m}_{\text{restw}}c_{p,\text{restw}}T_0\ln(T_{\text{h}}/T_{\text{g}}) \tag{5.44}$$

Het exergetisch rendement wordt nu:

$$\eta_{\text{ex,absorp.warmtepomp}} = \frac{\dot{m}_{\text{w}}(ex_{\text{b}} - ex_{\text{e}})}{\dot{m}_{\text{restw}}(ex_{\text{g}} - ex_{\text{h}}) - P_{\text{pomp}}} \tag{5.45}$$

Toepassingsvoorbeeld

Om enige vergelijking met de compressiewarmtepomp mogelijk te maken wordt uitgegaan van werkomstandigheden voor de absorptiewarmtepomp die vergelijkbaar zijn met de

omstandigheden gegeven in tabel 5.1. Als medium wordt NH_3-H_2O toegepast. In het voorbeeld wordt de rectifier buiten beschouwing gelaten en wordt ervan uitgegaan dat zuivere ammoniak met de enthalpie van de werkelijke ammoniak-waterdamp de generator verlaat. In tabel 5.7 worden de werkomstandigheden van de warmtepomp gegeven.

Tabel 5.7. *Werkomstandigheden absorptiewarmtepomp.*

Warmteput	$\dot{Q}_c$	59,2 kW
	Tussentemperatuur water T_a	306,4 K (33,2 °C)
	Toevoerwater T_b	308,5 K (35,3 °C)
	$\dot{Q}_{absorber}$	90,9 kW
	Retourwater T_e	303,2 K (30,0 °C)
	Tussentemperatuur water T_f	306,4 K (33,2 °C)
	$\dot{m}_w$	6,77 kg/s
Warmtebron	$\dot{Q}_v$	47,7 kW
	Omgevingslucht T_c	281,1 K (8,0 °C)
	Luchtuittrede T_d	280,4 K (7,2 °C)
	$\dot{m}_{lucht}$	60,0 kg/s
Restwarmte	$\dot{Q}_{generator}$	98,1 kW
	Restwarmtemedium in T_g	378,2 K (105,0 °C)
	Restwarmtemedium uit T_h	373,2 K (100,0 °C)
	$\dot{m}_{restw}$	4,65 kg/s
	Werkmedium	water
Kringloop	Condensatietemperatuur	43,0 °C
	Temp. onderkoelde vloeistof	41,5 °C
	Verdampingstemperatuur	0,0 °C
	Eindgeneratietemperatuur	373,2 K (100,0 °C)
	Werkmedium	NH_3-H_2O
	Onderkoeling eind absorber	5,0 K
	Oververhitting	0,0 K

Met behulp van de enthalpie/concentratie- en entropie/concentratie-diagrammen van ammoniak-water [5] werden de gegevens in tabel 5.8 bepaald. In tabel 5.9 staan enkele andere waarden die voor de kringloop berekend zijn.

Tabel 5.8. *Kringloopwerkpunten.*

	h [kJ/kg]	s [kJ/kg]
1	1521	4,73
2	200	0,67
3	200	0,68
4	1257	4,55
5	-42	0,47
6	-63	0,41
7	-63	0,41
8	190	1,12
9	216	1,21
10	-42	0,47

Tabel 5.9. *Kringloopgegevens.*

$\dot{m}_r$	0,0467 kg/s
$\dot{m}_{arm}$	1,482 kg/s
$\dot{m}_{rijk}$	1,529 kg/s
w_{arm}	0,410 kg/kg
w_{rijk}	0,427 kg/kg
$-P_{pomp}$	4,3 kW
ε_w	1,47

De specifieke exergie op de verschillende punten volgt uit tabellen 5.7, 5.8 en 5.9. De thermodynamisch gemiddelde brontemperatuur is nu 'T_{bron}' = 280,74 K. Tabel 5.10 geeft de resultaten.

Tabel 5.10. *Specifieke exergie op verschillende punten in de warmtepomp.*

	ex_r [kJ/kg]	ex_w [kJ/kg]	ex_l [kJ/kg]	ex_{ww} [kJ/kg]
1 / b	381,3	5,44		
2 / a	199,4	4,67		
3 / d	196,6		0,000064	
4 / c	167,8		0,000644	
5 / f	12,5	4,67		
6 / e	10,7	3,61		
7	13,4			
8 / h	61,7			53,1
9 / g	64,7			58,4
10	13,1			

Gebruikmakend van vergelijkingen (5.25) t/m (5.28) en (5.35) t/m (5.40) kunnen we tabel 5.11 opstellen.

Tabel 5.11. *Irreversibiliteitsbijdrage per component.*

	[kW]	aandeel [%]
Ex_b-Ex_e	12,38	42,5
$Ex_{verlies,c}$	2,98	10,2
$Ex_{verlies,s}$	0,13	0,4
$Ex_{verlies,v}$	1,32	4,5
$Ex_{verlies,absorber}$	2,50	8,6
$Ex_{verlies,pomp}$	0,12	0,4
$Ex_{verlies,recuperator}$	2,80	9,6
$Ex_{verlies,generator}$	6,09	20,9
$Ex_{verlies,smoororg.opl.}$	0,83	2,9
Ex_g-Ex_h-P_{pomp}	29,14	100,0

Het nuttig exergie-effect is hetzelfde als in het voorbeeld van de compressiewarmtepomp. Dit geldt ook voor de exergie-input, waardoor het exergetisch rendement ook bijna hetzelfde is. Het energetisch rendement, de warmtefactor, is duidelijk anders voor de twee machinetypes:

5,14 voor de compressiewarmtepomp en 1,47 voor de absorptiewarmtepomp. De compressiewarmtepomp gebruikt energie van een hogere kwaliteit.

In principe is van tabel 5.11 ook een stroomdiagram te maken zoals weergegeven in figuur 5.15. Uit tabel 5.11 blijkt dat in deze voorbeeldmachine de verliezen vooral in de generator optreden. Daarnaast leveren condensor, absorber en recuperator ook een aanzienlijke bijdrage aan de irreversibiliteiten.

Dit voorbeeld illustreert de mogelijkheden van exergie-analyse om ook absorptiewarmtepompen te verbeteren. Het voorbeeld is met behulp van enthalpie/concentratie- en entropie/concentratie-diagrammen uitgewerkt. Op zich is dit niet zo nauwkeurig maar wel illustratief. Wil men exergieberekeningen aan absorptiewarmtepompen maken dan moet men dat met computerondersteuning doen.

De oorzaken van irreversibiliteiten bij de componenten van een absorptiewarmtepomp zijn niet anders dan bij een compressiewarmtepomp, daarvoor wordt verwezen naar paragraaf 5.2.5. Een parameterstudie zoals gegeven in de figuren 5.17 t/m 5.22 maar dan voor een water/lithiumbromide-absorptiekringloop, kan men vinden in [1].

5.4 Literatuur

[1] S. Aphornratana and I.W. Eames, Thermodynamic analysis of absorption refrigeration cycles using the second law of thermodynamics method, *International Journal of Refrigeration*, 1995, Vol. 18, No. 4, pp. 244-252.

[2] H. Auracher, Exergie Anwendung in der Kaltetechnik, *Ki Klima-Kalte Ingenieur Extra 10*, Verlag C.F. Muller, Karlsruhe, 1981.

[3] G.C.J. Bart, Exergieverlies bij stroming en warmteoverdracht, In: *Syllabus Exergie-analyse*, L. Stougie (editor), TU Delft/Interduct, 1997, pp. 43-59.

[4] A. Cavallini, et al., *R22 - Thermodynamic and physical properties,* International Institute of Refrigeration, Paris, 1992

[5] R.A. Macriss et al., *NH_3-H_2O - Thermodynamic and physical properties,* International Institute of Refrigeration, Paris, 1994.

[6] J.A. McGovern and S. Harte, An exergy method for compressor performance analysis, *International Journal of Refrigeration,* 1995, Vol. 18, No. 6, pp. 421-433.

[7] M.J. Moran and H.N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics,* Second edition, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1993.

[8] W. Niebergall, Sorptions-Kaltemaschinen, *Handbuch der Kaltetechnik,* Vol. 7., Edited by R. Plank, Springer Verlag, Berlin, reprint, 1981.

[9] S. Touber, *Thermische machines - een compressiewarmtepomp,* Collegedictaat wb4200, Faculteit der Werktuigbouwkunde en Maritieme Techniek, Delft, 024WB4200B, 1996.

[10] S.F. Woo, *Comparison of 5 heat pump systems on a thermodynamic basis,* Rapport KK-1139A, Faculteit der Scheikundige Technologie en der Materiaalkunde, Technische Universiteit Delft, Delft, 1997.

[11] N. Woudstra, Exergieverlies in turbines en compressoren, In: *Syllabus Exergie-analyse,* L. Stougie (editor), TU Delft/Interduct, 1997, pp. 43-59.

6 Belang van systeemgrenzen bij exergie-analyse

ing. J.W.M. Varwijk,
Keuken & de Koning B.V.

6.1 Inleiding

Een exergie-analyse kan zowel op grote als op kleine schaal worden uitgevoerd. In veel gevallen zullen met een exergie-analyse opties met elkaar worden vergeleken. Systeemgrenzen zijn hierbij om twee redenen van belang:

- Om geen appels met peren te vergelijken is het van belang dat voor iedere optie dezelfde systeemgrenzen worden gehanteerd.
- Verder is het van belang om bij de resultaten van een exergie-analyse bewust te zijn van de invloed van systeemgrenzen. Het wijzigen van de systeemgrenzen resulteert namelijk vaak in andere conclusies.

In dit hoofdstuk wordt aan de hand van een voorbeeld aangegeven hoe de componenten uit eerdere hoofdstukken kunnen worden meegenomen in een exergie-analyse op grote schaal.

Van exergie-aanbod tot exergievraag

Bij een exergie-analyse wordt in het algemeen nagegaan hoeveel exergie noodzakelijk is om het gewenste doel te bereiken. Wanneer men vanuit het doel kijkt, dan kan dit doel worden vertaald naar een exergievraag. De exergievraag wordt gerealiseerd door middel van conversietechnieken. De exergie die gebruikt wordt voor de conversie wordt het exergie-aanbod genoemd (figuur 6.1).

De exergievraag kan worden gezien als datgene wat (met de huidige gangbare techniek) noodzakelijk is om het doel te verwezenlijken. Bijvoorbeeld:

- Voor het verwarmen van woningen tot 25 °C wordt nu water van 90 °C ingezet. Indien we de 90 °C ter discussie stellen dan schuift de systeemgrens naar rechts (dichter bij het doel).
- In de procesindustrie wordt vaak een medium gebruikt om een product te verwarmen. Of het medium, of het product kan als de exergievraag worden beschouwd.

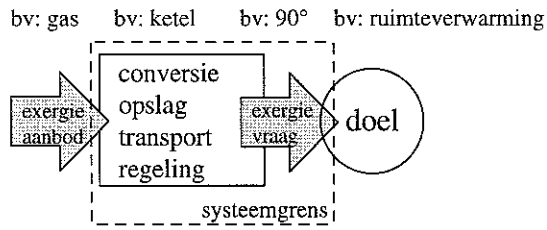
Dat wat men niet meeneemt, beschouwt men (wellicht onbewust!!) als onoverkomelijk exergieverlies. Wetmatig kan worden gesteld dat hoe verder men naar het uiteindelijke doel gaat hoe lager de exergieinhoud wordt.

Het exergie-aanbod is datgene wat van buiten het systeem wordt toegevoerd. Dit kan variëren van gas, zonlicht, delfstoffen tot elektriciteit, stoom enz.

In het systeem wordt exergie-aanbod omgezet naar exergievraag. Hiervoor zijn meestal diverse conversietechnieken noodzakelijk. Bij het berekenen moet rekening worden gehouden met afstanden die moeten worden afgelegd, tijdsverschillen die overbrugd moeten worden, regeling die noodzakelijk is en natuurlijk de rendementen van de omzettingen.

Keuken & de Koning B.V.
process engineers and consultants

van exergie-aanbod tot exergie-vraag



- exergie-vraag is dat wat daadwerkelijk noodzakelijk is bijvoorbeeld:
  - ruimte verwarming gebouwde omgeving (25 °C) met cv water van 90°C
  - produkt opwarmen van 25 °C naar 100 °C met stoom van 130 °C
- exergie-aanbod is aan het systeem toegevoerde exergie.
- rekeninghouden met o.a.
  - rendementen conversies; tijdsverschil (opslag); afstand (distributie); regeling

Figuur 6.1. *Van exergie-aanbod tot exergievraag.*

Figuur 6.2 in acht nemend, spreekt het voor zich dat het bepalen van de systeemgrenzen van grote invloed kan zijn op de resultaten van de analyse. Indien een analyse wordt uitgevoerd om diverse opties met elkaar te vergelijken is het hetzelfde houden van de systeemgrenzen dan ook een vereiste.

Keuken & de Koning B.V.
process engineers and consultants

van exergie-aanbod tot exergie-vraag

- systeemgrenzen
  - bij vergelijkingen van opties moeten de systeemgrenzen gelijk blijven
  - grenzen worden bepaald door dat gene wat u wilt optimaliseren
    - bedrijf
    - industrieterrein
    - Nederland

Figuur 6.2. *Opmerkingen t.a.v. systeemgrenzen.*

De systeemgrenzen worden bepaald door datgene wat geanalyseerd moet worden. De analyse heeft vaak tot doel optimalisatie. Het is dan ook zaak om de grens zo dicht mogelijk bij het doel te leggen, omdat anders verbeteringsopties worden overgeslagen. De grens van de exergietoevoer is per project afhankelijk. In de meeste gevallen wordt deze grens gelijk genomen met datgene wat geminimaliseerd moet worden. In veel gevallen is dit de grondstof waarvoor betaald wordt.

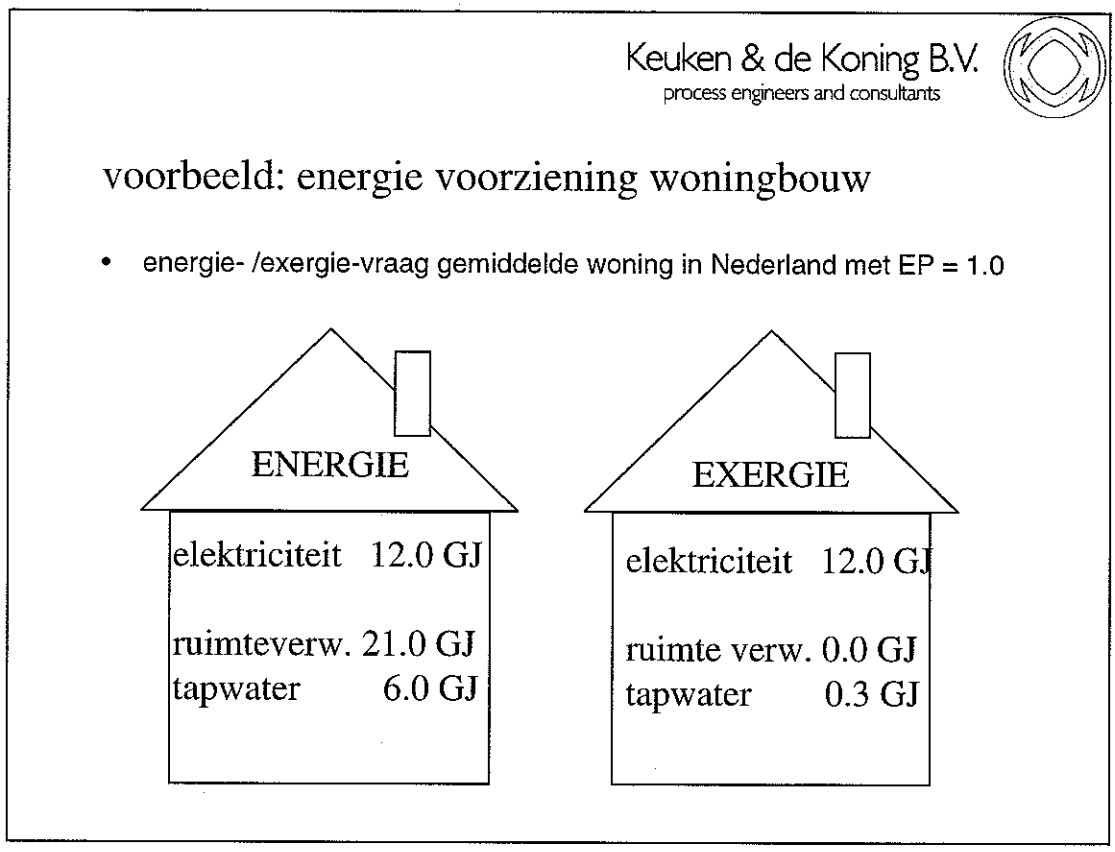
Naast de systeemgrenzen bepalen ook de gemaakte aannames de resultaten van een analyse. Gemaakte aannames dienen dan ook duidelijk en het liefst met bronvermelding genoemd te worden.

Om aan te geven hoe met systeemgrenzen moet worden omgegaan wordt een voorbeeld van een exergieanalyse gegeven. Het voorbeeld bestaat uit het vergelijken van verschillende opties voor de energievoorziening van woningen. Het doel is om inzicht te krijgen in de voor **Nederland** goede opties voor energievoorziening bij nieuw te bouwen woningen (bijv. VINEX-locaties). Hierbij moet duidelijk worden opgemerkt dat het hier uitsluitend om een energetisch optimale niet om een economisch optimale situatie gaat.

6.2 Voorbeeld

6.2.1 Aannames

Als voorbeeld wordt een gemiddeld woonhuis genomen dat een energieprestatie (EP) van 1,0 heeft. Dit is de eis die in de nabije toekomst voor woningen zal gaan gelden. Momenteel is de EP-eis voor woningen 1,4. In figuur 6.3 staat de energie- en exergievraag van de gemiddelde woning.



Figuur 6.3. *Energie- en exergievraag van een gemiddelde woning.*

Voor elektriciteit is de energie gelijk aan de exergie (alle energie kan worden omgezet in arbeid). Voor ruimteverwarming is de exergie in principe 0, aangezien de referentietemperatuur voor het berekenen van exergie standaard 25 °C is. Hierbij moet opgemerkt worden dat dit eigenlijk niet klopt. Als de exergie namelijk werkelijk 0 is betekent dit dat voor ruimteverwarming geen energie nodig is. Dit is wel het geval omdat de omgevingstemperatuur door het jaar heen varieert en in Nederland gemiddeld lager is dan 25 °C (± 12 °C). Indien als referentietemperatuur 12 °C wordt genomen, heeft de warmte (20,8 GJ/jaar) op 25 °C een exergie van 0,9 GJ/jaar. Voor het vergelijken van de opties is toch uitgegaan van een referentietemperatuur van 25 °C omdat dit een standaardwaarde is. Voor tapwater is de exergie bepaald door de exergie uit te rekenen van een waterstroom die opgewarmd moet worden van 10 °C naar 65 °C. De overige aannames staan in figuur 6.4.

Keuken & de Koning B.V.
process engineers and consultants

aannames voorbeeld

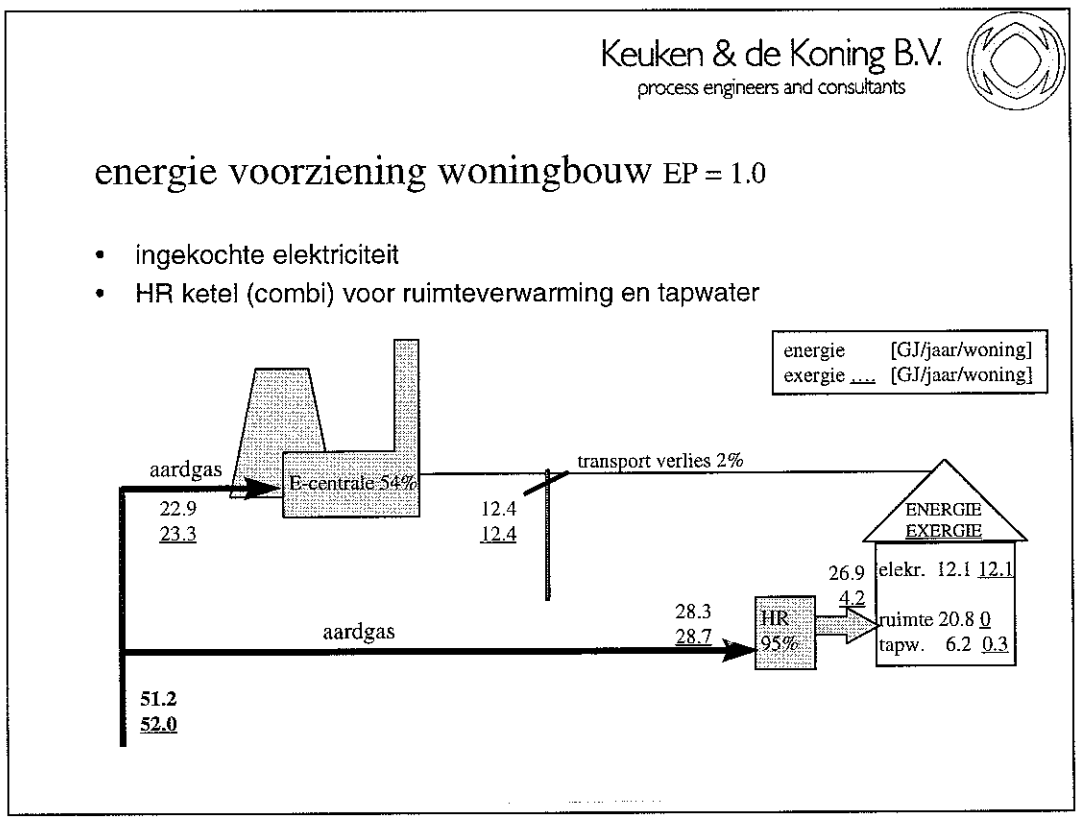
- COP warmtepomp ruimteverwarming Tbron 10°C Tput 40°C = 4
- COP warmtepomp tapwater Tbron 40°C Tput 65°C = 4
- warmtekracht: kleine gasturbine η_e = 43% η_w = 35%
- η_e nieuwe elektriciteitscentrale = 54%
- transportverliezen elektriciteit = 2%
- η_w ketel gasgestookt = 95%
- warmteverliezen en pompvermogen bij distributie (10 meter/woning)
  - bij 90 °C 12 GJ/jaar/woning pompvermogen 2.5 GJ/jaar/woning
  - bij 40 °C 3.8 GJ/jaar/woning pompvermogen 2.5 GJ/jaar/woning
- geen warmteopslag
- exergie aardgas is energie * 1.01453 (exergie bij standaard condities)
- exergie warmte berekend met ASPEN PLUS
- woonwijk met 7000 woningen

Figuur 6.4. *Gemaakte aannames in het voorbeeld.*

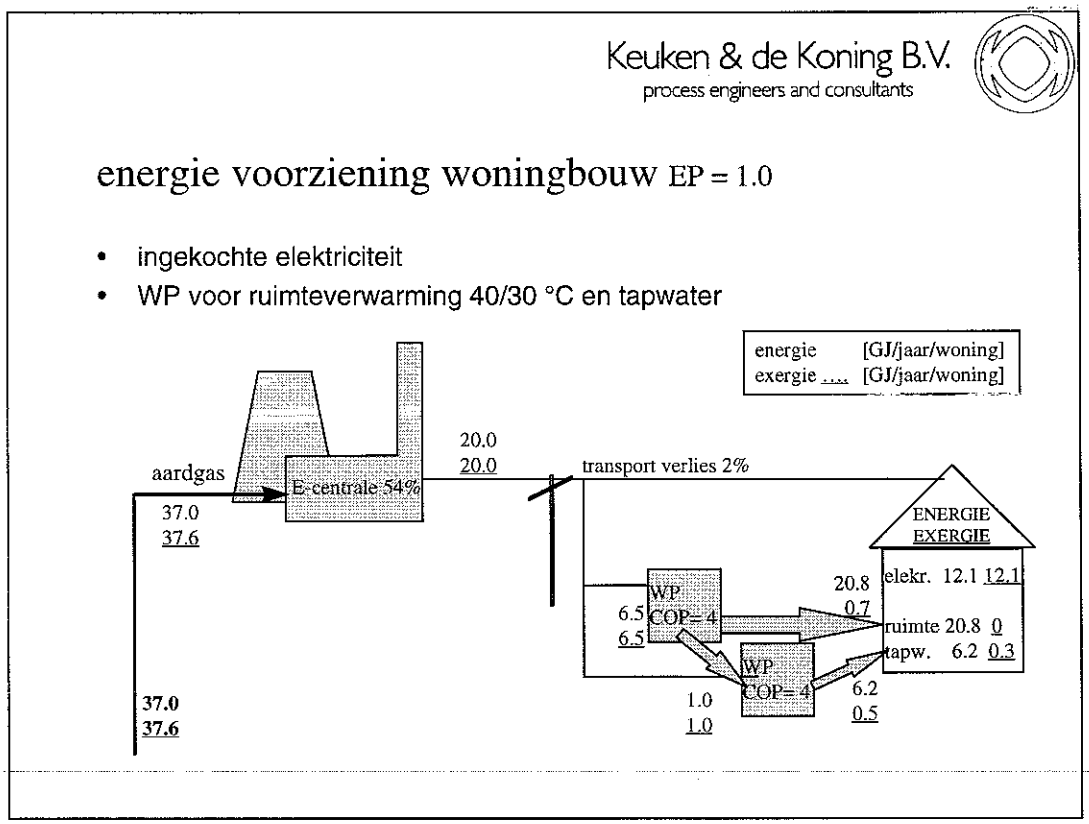
In eerste instantie worden de opties voor de energievoorziening voor woningbouw met deze aannames door gerekend. Het is sterk aan te bevelen om een gevoeligheidsanalyse op deze aannames los te laten. Hiervoor zijn twee redenen. De eerste reden is om de invloed van onzekere aannames na te gaan en dus de gevoeligheid van de analyse te bepalen en anderzijds om na te gaan hoe de resultaten wijzigen indien de toe te passen conversietechnieken verbeteren. De opties genoemd in tabel 6.1 zullen met een exergie/energie-analyse worden doorgerekend, zie ook figuren 6.5 t/m 6.9.

Tabel 6.1. *Opties die worden doorgerekend.*

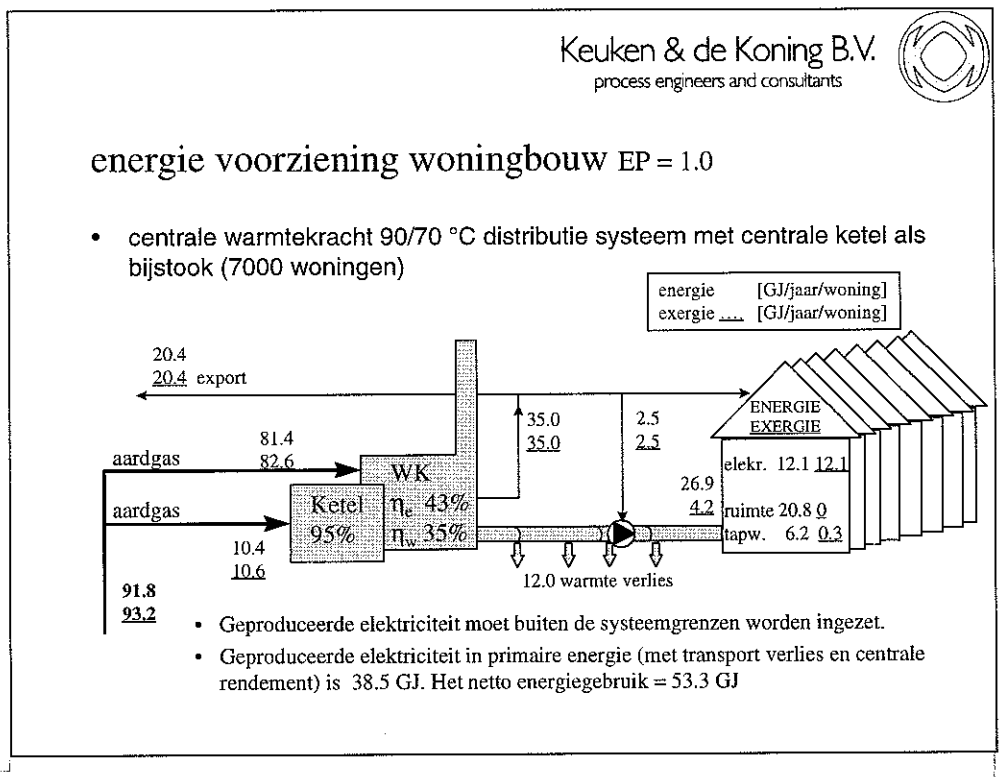
1	Elektriciteit inkopen; lokale HR-ketels
2	Elektriciteit inkopen; lokale WP
3	Centrale WK; ketel-bijstook; 90/70 °C distributie
4	Centrale WK; WP-bijstook; 40/30 °C distributie; lokale WP voor tapwater
5	E-centrale; 40/30 °C distributie; lokale WP voor tapwater



Figuur 6.5. Resultaten optie 1: elektriciteit inkopen, lokale HR-ketels.

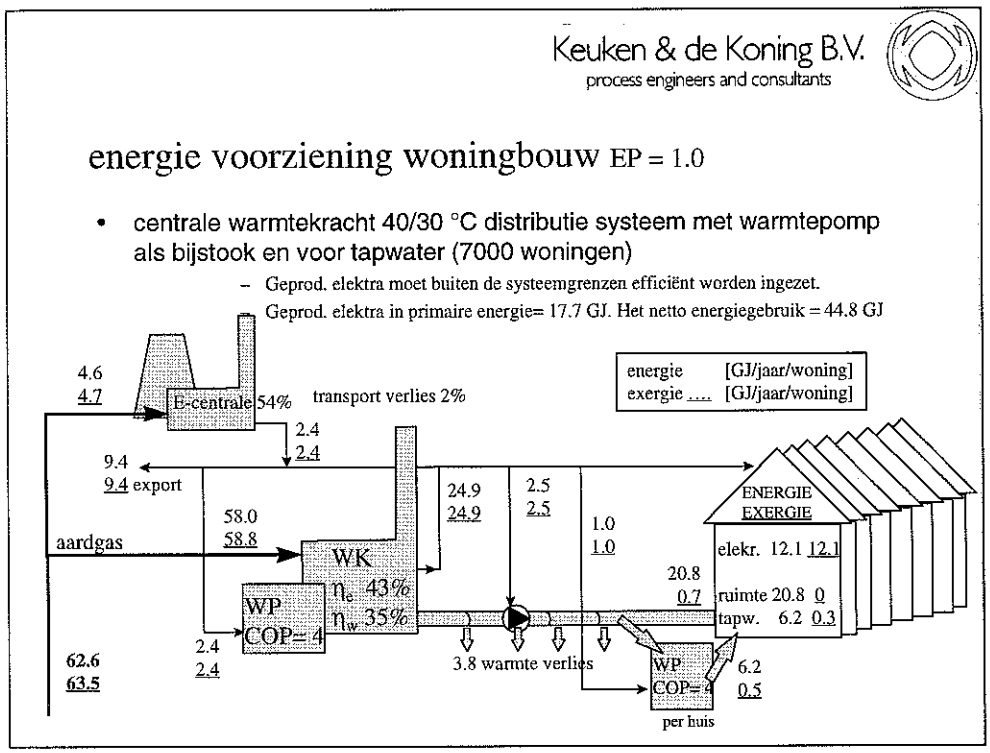


Figuur 6.6. Resultaten optie 2: elektriciteit inkopen, lokale warmtepomp.



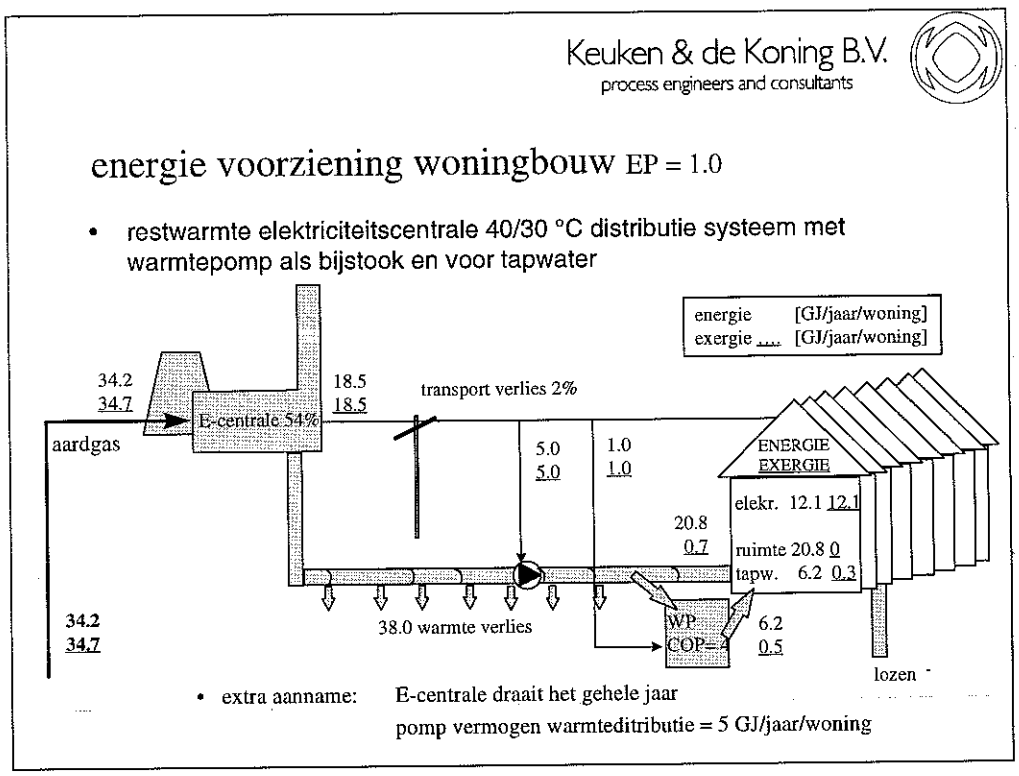
Figuur 6.7. *Resultaten optie 3: Centrale W/K-installatie met centrale ketel.*

Bij de optie weergegeven in figuur 6.7 komen we in de problemen met onze gestelde systeemgrenzen. De teveel geproduceerde elektriciteit gaat ons systeem uit en kan dus in principe worden beschouwd als geleverde exergie. Omdat het doel was: een voor **Nederland** optimale invulling van de energievoorziening voor de woningbouw, moet er voor de te exporteren elektriciteit wel een afzetmark zijn of gecreëerd worden.



Figuur 6.8. Resultaten optie 4: Centrale W/K-installatie met warmtepomp en lokale warmtepomp voor tapwater.

In optie 4 (figuur 6.8) is er een gedeelte van het jaar (winter) een hoeveelheid teveel geproduceerde elektriciteit en in een andere periode (zomer) een tekort aan elektriciteit. In de zomer draait de warmte-kracht installatie namelijk niet.



Figuur 6.9. *Resultaten optie 5: Elektriciteitscentrale met restwarmtebenutting en lokale warmtepomp voor tapwater.*

Deze laatste optie (figuur 6.9) is een vrij uitzonderlijke optie. Hier wordt namelijk gesteld dat de woonwijk zich op een relatief korte afstand van een elektriciteitscentrale bevindt. De temperatuur van de warmtedistributie is dermate laag dat deze warmtevraag geen invloed heeft op het elektrisch rendement van de centrale. In verband met de omvang van de centrale is het rendement hoger dan van een WK en is aangenomen dat de warmte het gehele jaar aanwezig is. Deze warmte zou zonder woonwijk worden weggekoeld in een koeltoren. Indien de warmte voor een woonwijk wordt ingezet dan 'kost' dit uit exergetisch oogpunt alleen pompvermogen. Het pompvermogen voor 7000 woningen is ingeschat op 35000 GJ/jaar. De elektriciteitsbesparing op de pomp voor de koeltoren is niet meegenomen.

6.2.2 Resultaten

In tabel 6.2 worden de resultaten gegeven van de berekeningen aan de in paragraaf 6.2.1. beschreven opties voor de energievoorziening van woningen.

Tabel 6.2. Resultaten van de voorbeeldberekeningen.

opties	Bruto primaire energie/exergie [GJ/jaar]		Elektriciteits-productie [1] [GJ/jaar]	Netto primaire energie/exergie [GJ/jaar]	
Elektriciteit inkopen; lokale HR-ketels	51.2	52.0	0	51.2	52.0
Elektriciteit inkopen; lokale WP	37.0	37.6	0	37.0	37.6
Centrale WK; ketel bijstook; 90/70°C distributie	91.8	93.2	20.4	53.3	54.1
Centrale WK; WP bijstook; 40/30°C distributie; lokale WP tapwater	62.6	63.5	9.4	44.8	45.5
E-centrale; 40/30°C distributie; lokale WP tapwater	34.2	34.7	0	34.2	34.7

[1] Voor omrekening naar primaire energie is gerekend met 54% centrale rendement en 2% verlies

De resultaten van deze exergie-analyse gelden bij de gemaakte aannames. Uit de uitgevoerde gevoeligheidsanalyse blijkt dat indien de stand der techniek verbetert de optie van de lokale warmtepomp het laagste exergievraag blijft houden. Een uitzondering hierop is het geval dat de warmte-verliezen voor distributie sterk afnemen. Dit is vaak een economische optimalisatie.

Omdat bij de analyse van iedere optie de systeemgrenzen constant zijn gehouden en dus de exergievraag (ruimteverwarming en elektriciteit) en exergie-aanbod (primaire energie) het zelfde blijven geeft het vergelijken van de benodigde energie per optie dezelfde resultaten als het vergelijken van de benodigde exergie. Het grote voordeel van de exergieberekening is dat in het systeem beter de verbeteringsopties kunnen worden gelokaliseerd.

Symbolenlijst

A	affiniteit,	[J]
	oppervlakte	[m^2]
a	activiteit	[-]
	warmtevereffeningscoëfficiënt	[m^2/s]
c	snelheid	[m/s]
c_p	soortelijke warmte	[J/kg K], [J/mol K]
COP	coefficient of performance	[-]
D	(hydraulische) diameter	[m]
Ex	exergie	[J]
ex	specifieke of molaire exergie	[J/kg], [J/mol]
F	omtrek	[m]
f	frictiefactor	[-]
G	Gibbs-energie	[J]
g	specifieke of molaire Gibbs-energie	[J/kg], [J/mol]
H	enthalpie	[J]
h	specifieke of molaire enthalpie	[J/kg], [J/mol]
J	stroom	[divers]
K_f	weerstandsgetal	[-]
L	lengte	[m]
m	massa	[kg]
n	aantal mol (deeltjes)	[-]
P	vermogen	[W]
p	druk	[Pa]
Q	warmte	[J]
q	specifieke warmte	[J/kg]
R	gasconstante	[8,314 J/mol K]
S	entropie	[J/K]
s	specifieke of molaire entropie	[J/kg K], [J/mol K]
T	thermodynamische temperatuur	[K]
T_0	omgevingstemperatuur	[K]
U	inwendige energie	[J]
u	specifieke of molaire inwendige energie	[J/kg], [J/mol]
V	volume	[m^3]
v	reactiesnelheid,	[mol/s]
	specifiek of molair volume	[m^3/kg], [m^3/mol]
v_z	axiale snelheid	[m/s]
W	arbeid	[J]
w	specifieke arbeid	[J/kg]
X	drijvende kracht	[divers]
z	axiale cilindercoördinaat	[m]
Nu	Nusselt-getal	[-]
$Pé$	Péclet-getal	[-]
Pr	Prandtl-getal	[-]
Re	Reynoldsgetal	[-]

Griekse symbolen

α	warmteoverdrachtscoëfficiënt	[W/m^2 K]
Δ	verandering	[-]
ε	prestatiefactor	[-]
	spanning,	[V]
	volumefractie	[-]
	wandruwheid	[-]
η	dynamische viscositeit	[kg/m s]
	rendement	[-]
λ	warmtegeleidingscoëfficiënt	[W/m K]
ν	stoechiometrische coëfficiënt	[-]
ρ	dichtheid	[kg/m^3]
Φ	warmtestroom	[W]
Φ''	warmtestroomdichtheid	[W/m^2]
ϕ_m	massadebiet	[kg/s]
ϕ_v	volumedebiet	[m^3/s]

indices:

$\dot{}$	per tijdseenheid
0	standaardcondities (1 atm, 298,15 K)
' '	thermodynamisch gemiddeld

0	omgeving
arm	arme oplossing
B	brandstof
b	brandstof
bron	warmtebron
c	condensor
carnot	Carnot-kringloop
ch	chemisch
comp	compressor
f	fluïdum
	functioneel
	vorming
i	zuivere stof i
irrev	irreversibel
iso	isolatie
k	koeling
l	lucht
m	matrix
mx	menging
ox	oxidant
p	primair
	product

pg	productgas
put	warmteput
r	chemische reactie
	koudemiddel
rev	reversibel
rijk	rijk oplossing
rst	(exergie in) reststromen
s	isentropisch
	secundair
	smoororgaan
	(exergie) in toevoer (supply)
st	stoom
t	technisch
th	thermodynamisch
tm	thermomechanisch (= fysisch)
tot	totaal
u	universeel
v	verdamper
vb	vaste brandstof
vc	(exergie)verliezen in elektriciteitscentrale
vk	(exergie)verliezen in ketel
vp	(exergie)verliezen in proces
vwp	(exergie)verliezen in warmtepomp
w	warmtepomp
	water (en stoom)
wr	wrijving

Adresgegevens

dr.ir. G.C.J. Bart,
Technische Universiteit Delft, Faculteit Technische Natuurwetenschappen,
Subfaculteit der Technische Natuurkunde,
Vakgroep Transportverschijnselen, Sectie Warmtetransport,
Lorentzweg 1, 2628 CJ DELFT,
tel. 015-2786061
fax. 015-2781204
e-mail: G.C.J.Bart@TN.TUDelft.NL

dr.ir. H.J. van der Kooi,
Technische Universiteit Delft, Faculteit Technische Natuurwetenschappen,
Subfaculteit der Scheikundige Technologie en der Materiaalkunde,
Sectie Toegepaste Thermodynamica en Fasenleer,
Julianalaan 136, 2628 BL DELFT
tel. 015-2784459
fax. 015-2788047
e-mail: H.J.vanderKooi@STM.TUDelft.NL

prof.ir. H. van der Ree,
Technische Universiteit Delft, Faculteit Ontwerp, Constructie en Productie,
Subfaculteit der Werktuigbouwkunde en Maritieme Techniek,
sectie Koudetechniek en Klimaatregeling
Mekelweg 2, 2628 CD DELFT
tel. 015-2786667
fax. 015-2787204
e-mail: H.vanderRee@WbMT.TUDelft.NL

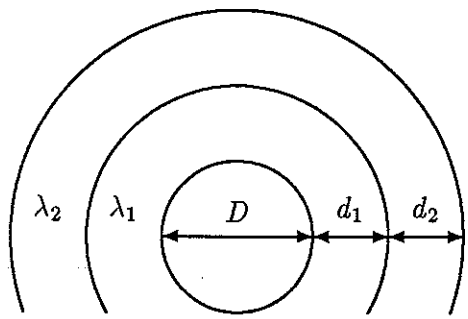
mw.ir. L. Stougie,
Technische Universiteit Delft, Interduct,
Rotterdamseweg 145, 2628 AL DELFT
tel. 015-2787041
fax. 015-2786682
e-mail: L.Stougie@Interduct.TUDelft.NL

mw.ing. J.W.M. Varwijk,
Keuken & de Koning B.V.,
Postbus 7052, 4800 GB BREDA
tel. 076-5301900
fax. 076-5225934
e-mail: Varwijk.knk@wxs.net

ir. J.B. de Wit,
TNO - Milieu, Energie en Procesinnovatie,
Postbus 342, 7300 AH APELDOORN
tel. 055-5493179
fax. 055-5493740
e-mail: J.B.deWit@mep.tno.nl

ir. N. Woudstra,
Technische Universiteit Delft, Faculteit Ontwerp, Constructie en Productie,
Subfaculteit der Werktuigbouwkunde en Maritieme Techniek,
Sectie Energievoorziening,
Mekelweg 2, 2628 CD DELFT
tel. 015-2782178
fax. 015-2782460
e-mail: N.Woudstra@WbMT.TUDelft.NL

Appendix A. Pijpisolatie



Figuur A.1. *Ronde leiding met twee isolatielagen.*

Veronderstel een buis met diameter D en een isolatiemantel gekarakteriseerd door dikte d_1 en warmtegeleidingscoëfficiënt λ_1 (figuur A.1). Deze buis bevindt zich in de grond, waarvan een dikte d_2 met warmtegeleidingscoëfficiënt λ_2 meedoet aan de isolatie. Hierbuiten wordt een constante temperatuur verondersteld. Gevraagd wordt de warmtedoorgangscoëfficiënt α tussen buiswand en grondpakket.

De oplossing voor dit probleem kan bijvoorbeeld gevonden worden bij Carslaw en Jaeger [6].

$$\alpha = \frac{2}{D\left[\frac{1}{\lambda_1}\ln\frac{D + 2d_1}{D} + \frac{1}{\lambda_2}\ln\frac{D + 2(d_1 + d_2)}{D + 2d_1}\right]} \tag{3.A.1}$$

Nemen we als voorbeeld D = 0,22 m, d_1 = 0,1 m, d_2 = 0,1 m, λ_1 = 0,03 W/mK en λ_2 = 1,0 W/mK, dan is α = 0,41 W/m^{2}K. Goede isolatie direct op buiswand is het meest effectief. Veranderen we alleen D tot bijvoorbeeld 0,02 m, dan wordt α = 1,24 W/m^{2}K.