SYLLABUS

Exergie-analyse

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 Exergie-analyse

L. Stougie (redactie)
TU Delft, Interduct

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

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

N. Woudstra, Th. 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 90-74743-11-0
ISSN 1381-3935

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

Voorwoord

De syllabus 'Exergie-analyse' 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. In deze syllabus zijn de bijdragen van de sprekers aan de eerste, algemene dag van de workshop 'Exergetisch-efficiënt warmte produceren en gebruiken' op 30 oktober 1997 samengevoegd tot een geheel dat eveneens geschikt is voor lezers die niet aan de workshop hebben deelgenomen.

Het doel van de workshop is de mogelijkheden en betekenis van exergie-analyses duidelijk te maken. Exergie-analyses kunnen een belangrijke rol spelen in alle fasen van ontwikkeling en ontwerp van processen en systemen. Deze analyses geven een veel beter inzicht in de mogelijkheden voor optimalisatie. Aan de Technische Universiteit Delft zijn, al dan niet in samenwerking met de industrie, reeds diverse exergie-analyses uitgevoerd, zoals van chemische processen (productie van o.a. synthesegas, methanol en ureum), destillatieve scheiding, brandstofcelsystemen, kolenvergassings-STEG en warmte/kracht-systemen.

In de syllabus wordt uiteengezet wat de betekenis is van exergie en exergie-analyses. Er wordt ingegaan op oorzaken en de bepaling van exergieverlies, en mogelijkheden om exergieverlies te verminderen. Aan de hand van eenvoudige voorbeelden wordt de lezer vertrouwd gemaakt met het exergiebegrip, waardoor hij/zij in staat zal zijn om exergieverliezen van systemen te interpreteren en resultaten van exergie-analyses te beoordelen. Aangenomen wordt dat de lezer enige kennis heeft van thermodynamische begrippen als enthalpie en entropie.

Leeswijzer

In hoofdstuk 1 wordt uitgelegd wat exergie is en wordt ingegaan op de opsplitsing van de exergie van stofstromen in verschillende bijdragen. Hoofdstuk 2 gaat in op meng- en chemische exergie en exergieverlies tijdens chemische reacties. Hoofdstuk 3 behandelt exergieverlies bij stroming en warmteoverdracht. Aan de hand van verschillende voorbeelden wordt ingegaan op oorzaken van exergieverlies en mogelijkheden om exergieverlies te verminderen. Hoofdstuk 4 behandelt dezelfde aspecten maar dan voor turbines en compressoren. De weergave van resultaten van exergieberekeningen in de vorm van diagrammen en rendementen komt in hoofdstuk 5 aan bod. Tenslotte worden in hoofdstuk 6 enkele praktijkvoorbeelden en computerprogrammatuur voor exergieberekeningen genoemd. De symbolen gebruikt in de hoofdstukken zijn opgenomen in een symbolenlijst.

ir. L. Stougie
Interduct

Inhoud

Inleiding 7

1 Wat is exergie? 11
1.1 Inleiding 11
1.2 Thermodynamische begrippen 12
1.2.1 Hoofdwetten van de thermodynamica 12
1.2.2 De toestandsgrootheden enthalpie en entropie 15
1.2.3 De betekenis van ΔS_{irrev} 17
1.3 Exergie 18
1.3.1 Definitie van de grootheid exergie 18
1.3.2 De exergie van warmte 19
1.3.3 Exergie van een hoeveelheid stof 20
1.3.4 Exergieverlies 21
1.3.5 Opsplitsing van exergie in thermomechanische, chemische en mengexergie 23

2 Exergieverlies tijdens chemische omzettingen 29
2.1 Inleiding 29
2.2 Mengexergie 29
2.3 Chemische exergie 30
2.3.1 Referentiestoffen uit de lucht 30
2.3.2 Exergiewaarden van de elementen 32
2.3.3 Chemische exergiewaarden van verbindingen 33
2.3.4 Andere chemische exergiewaarden 34
2.4 Brandstofcellen 38
2.5 Drijvende krachten 39
2.6 Cumulatieve exergieconsumptie 40
2.7 Literatuur 42

3 Exergieverlies bij stroming en warmteoverdracht 43
3.1 Inleiding 43
3.2 Stroming 43
3.2.1 Pijpstroming 44
3.2.2 Laminaire pijpstroming 45
3.2.3 Turbulente pijpstroming 46
3.2.4 Andere systemen 49
3.3 Warmteoverdracht 49
3.3.1 Exergieverlies bij warmteoverdracht 49
3.3.2 Pinch-analyse 52
3.4 Combinatie van stroming en warmteoverdracht 52
3.4.1 Pijpstroming met warmteoverdracht naar de omgeving 52
3.4.2 Warmtewisselaars 55
3.4.3 Exergieverlies warmtewisselaar 56
3.5 Literatuur 59

4 Exergieverlies in turbines en compressoren 61
4.1 Inleiding 61
4.2 Turbine 61
4.2.1 Oorzaken van exergieverlies 61
4.2.2 Verloop van het expansieproces in de turbine 63
4.2.3 Exergieverlies bij adiabatische expansie 65
4.2.4 Beperken van exergieverliezen 68
4.3 Compressor 69
4.3.1 Oorzaken van exergieverlies 69
4.3.2 Exergieverlies bij compressie 71
4.3.3 Beperken van exergieverliezen 75

5 Waardediagram en exergierendement 77
5.1 Inleiding 77
5.2 Het waardediagram voor warmteoverdracht 77
5.3 Het waardediagram voor energiesystemen 82
5.4 Algemene definitie van exergierendementen 85
5.5 Toelichting op rendementsdefinities 89
5.6 Literatuur 90

6 Exergie-analyse in de praktijk 91
6.1 Werkgroepen 91
6.2 Praktijkvoorbeelden 92
6.3 Computerprogrammatuur 95

Symbolenlijst 99

Adresgegevens 101

Appendices:

A. Specificatie functionele exergierendementen van apparaten 105

Inleiding

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

Exergie, een begrip met zeggingskracht?

Inleiding

In de 60-er jaren werd het begrip exergie geïntroduceerd als een grootheid om de kwaliteit van energie te kwantificeren. In wezen was dit niets nieuws, want sinds de formulering van de hoofdwetten van de thermodynamica is de kwaliteit van stoffen in allerlei toestanden, of van processen, altijd al in thermodynamische beschouwingen aan de orde geweest. Termen als 'Technische Arbeitsfähigkeit' en 'lost work' gaan ver in de geschiedenis terug. Hoe men ook te werk ging, de entropie is steeds de grootheid, waar in dit verband alles om draait.

De laatste decennia is het begrip 'exergie' enorm gecultiveerd. Het concept vindt toenemend zijn weg op de volgende vier gebieden:
- het thermodynamisch waarderen van brandstoffen, grondstoffen en eindproducten
- het waarderen en analyseren van processen en componenten
- economische optimalisatie van systemen en installaties door het zoeken van het verband tussen de allocatie en grootte van de verliezen en de investerings- resp. bedrijfskosten
- het thermodynamisch waarderen van opbrengsten, die gezamenlijk worden geproduceerd, maar andersoortig zijn. De gecombineerde opwekking van elektriciteit en warmte is hiervan een duidelijk voorbeeld.

De exergetische benadering wordt inmiddels beschouwd als de meest krachtige analysemethode. Waar bijv. de 'pinch technologie' sterk is voor warmtewisselingsnetwerken, hoeft van exergieanalyse geen enkel proces te worden uitgezonderd. De deskundigheid om deze methode te hanteren, groeit, hetgeen bijv. merkbaar is aan de opkomst van gespecialiseerde bureaus. Computerprogramma's zijn en worden gestaag verder ontwikkeld om de analyses doelmatig te verrichten. Veelzeggend is ook dat er sinds vijf jaar een werkgroep 'Procesintegratie en Exergieanalyse' bestaat als werkgroep van de afdeling Energie- en Warmtetechnologie van het KIvI.

De populariteit van het begrip exergie schiet soms wat door. Zo was er onlangs een prijsvraag met als titel 'exergiewoning'. Zuinigheid had bij deze gelegenheid het etiket exergie gekregen.

Het exergiebegrip in discussie

Het exergiebegrip stoelt op de 1e en 2e hoofdwet van de thermodynamica en bovendien op de ervaring dat energieomzettingen op aarde worden beïnvloed en begrensd door de natuurlijke omgeving [2]. Exergie staat dan ook voor de maximaal vrijkomende arbeid, wanneer vanuit een zekere toestand, een stof in evenwicht wordt gebracht met de natuurlijke omgeving, zonder dat daarbij verliezen optreden. Op deze wijze wordt dus de intrinsieke kwaliteit van die stof in bedoelde procestoestand gekwantificeerd. Dat betekent dus dat bij exergie-beschouwingen altijd de omgevingstoestand wordt betrokken. Dit uitgangspunt heeft tien jaar geleden een indringende discussie teweeggebracht [1,2,3].

Het was wijlen prof. Alefeld, een bekend thermodynamicus uit München, die de principiële vraag stelde of exergie wel een doelmatig instrument is voor het universeel waarderen van processen. Hij stelde dat het werken met exergie alleen zinnig is als het gaat om processen waarbij ook daadwerkelijk een energietransactie met de omgeving plaatsvindt. Voorbeelden daarvan zijn elektriciteitsopwekking zonder co-generatie, waarbij dus de warmte uit het kringproces direct naar de omgeving afvloeit, alsook koelmachines waarbij de condensatie-warmte in de buitenlucht of koelwater terecht komt. Er zijn echter diverse processen die niet direct in wisselwerking staan met de omgeving. Bijvoorbeeld WKK waarbij aan de kringloop-onderzijde nuttige warmte wordt geproduceerd op een aanzienlijk hogere temperatuur dan de omgeving, of een industriële warmtepomp die in een destillatiekolom tussen top en bodem opereert. Voor deze categorie zou de aanpak middels exergie leiden tot nietszeggende resultaten. In het bijzonder komt dit tot uitdrukking wanneer men komt tot exergetische rendementsgetallen, aldus Alefeld. De klassieke werkwijze, waarbij de entropiebalans centraal staat, zou zinvoller zijn. Evenals een '2nd law'-rendement, dat gedefinieerd is als het quotiënt van twee procesrendementen, waarbij het eerste betrekking heeft op het werkelijke proces en het tweede op een proces zonder verliezen.

Twee voorbeelden

Ter illustratie wordt een koelmachine in twee geschematiseerde situaties beschouwd. In beide gevallen is de koudeopbrengst 100 kW bij 250 K en ligt de omgevingsreferentietemperatuur op 15 °C = 288 K.

* In de eerste situatie komt de warmte uit de koelmachine vrij op omgevingstemperatuur. De maximaal haalbare koudefactor COP (koelcapaciteit/benodigde arbeid) bedraagt:

$$COP_{k,max} = \frac{250}{288 - 250} = 6{,}6$$

Aangenomen wordt een werkelijke koudefactor van 3,3, zodat dus het '2nd law'-rendement $\eta_{k,\,Carnot}$ gelijk aan 50% is.

De exergiebalans bestaat uit de volgende posten :

- Exergie-uitstroom bij de koeltemperatuur:

$$\dot{E}x_{\text{uit}} = \frac{|250 - 288|}{250} \cdot 100 = 15{,}2 \text{ kW}$$

- Exergie-uitstroom bij de omgevingstemperatuur: 0 kW
- Exergie-instroom via aandrijfvermogen:

$$\dot{E}x_{\text{in}} = \frac{100}{3{,}3} = 30{,}3 \text{ kW}$$

- Exergieverlies: 15,1 kW

In het exergetische rendement wordt volgens een gangbare definitie het gewenste product gerelateerd aan het hiervoor gebrachte offer:

$$\eta_{\text{k}} = \frac{\dot{E}x(\text{koude})}{\dot{E}x(\text{aandrijf})} = \frac{\dot{E}x_{\text{uit}}}{\dot{E}x_{\text{in}}} = \frac{15{,}2}{30{,}3} = 0{,}50$$

In deze situatie, waarbij het proces daadwerkelijk, aan de warme zijde, in contact is met de omgeving, is het exergierendement gelijk aan het '2nd law' rendement. Dit vertegenwoordigt dus de minimale specifieke arbeid gedeeld door de werkelijk bestede arbeid.

* In de tweede situatie fungeert de koelmachine tevens als warmtepomp doordat de warmte uit het proces nu op 350 K vrijkomt en op dit niveau t.b.v. verwarming wordt benut. De maximaal haalbare koudefactor bedraagt thans:

$$\text{COP}_{\text{k,max}} = \frac{250}{350 - 250} = 2{,}5$$

Wanneer de werkelijke koudefactor 1,25 bedraagt, is $\eta_{\text{k, Carnot}} = 50\%$, en het aandrijfvermogen 80 kW.

De exergiebalans:

- Exergie-uitstroom bij koeltemperatuur is wederom:

$$\dot{E}x_{\text{k,uit}} = \frac{|250 - 288|}{250} \cdot 100 = 15{,}2 \text{ kW}$$

- Exergie-uitstroom bij warmteproductietemperatuur:

$$\dot{E}x_{\text{w,uit}} = \frac{350 - 288}{350} \cdot 180 = 31{,}9 \text{ kW}$$

- Exergie-aandrijfvermogen: 80 kW
- Exergieverlies: 32,9 kW

Thans zijn er twee gewenste producten en het exergetische rendement wordt dan:

$$\eta_{k+w} = \frac{\dot{E}x(\text{koude}) + \dot{E}x(\text{warmte})}{\dot{E}x(\text{aandrijf})} = \frac{\dot{E}x_{k,uit} + \dot{E}x_{w,uit}}{\dot{E}x_{in}} = \frac{15{,}2 + 31{,}9}{80} = 0{,}59$$

Zou de geleverde warmte, ondanks de hoge temperatuur ervan niet interessant zijn en het alleen om de koeling gaan, zoals in de eerste situatie, dan wordt het exergetische rendement:

$$\eta_k = \frac{\dot{E}x(\text{koude})}{\dot{E}x(\text{aandrijf})} = \frac{\dot{E}x_{k,uit}}{\dot{E}x_{in}} = \frac{15{,}2}{80} = 0{,}19$$

De laatste rendementen blijken allebei getalsmatig totaal anders dan $\eta_{k,\ Carnot}$. Getallen zonder betekenis, omdat het proces geen connectie heeft met de omgeving van 288 K. $\eta_{k,\ Carnot}$ is daarentegen wel informatief. In dit voorbeeld zegt dit rendement dat het werkelijk proces tweemaal zoveel vermogen vraagt als in het geval dat alle verliezen zouden zijn vermeden.

Literatuur

[1] Alefeld, G., Probleme mit der Exergie, *Brennstoffe, Wärme, Kraft*, Bd 40 (1988), nr. 3, pp. 72 t/m 80.

[2] Baehr, H.D., Probleme mit der Exergie? *Brennstoffe, Wärme, Kraft*, Bd 40 (1988), nr. 11, pp. 450 t/m 457.

[3] Alefeld, G., Die Exergie und der II. Hauptsatz der Thermodynamik, *Brennstoffe, Wärme, Kraft*, Bd. 40 (1988), nr. 11, pp. 458 t/m 464.

1 Wat is exergie?

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

1.1 Inleiding

De westerse samenleving wordt gekenmerkt door een omvangrijk gebruik van goederen en energie. Voortzetting van deze levenswijze is op langere termijn alleen mogelijk indien de hiervoor benodigde hoeveelheden grondstof en brandstof aanzienlijk worden gereduceerd. Dit betekent dat de productie van goederen en bruikbare vormen van energie een meer duurzaam karakter dient te krijgen. Verspilling van grondstoffen en energie moet worden vermeden en verliezen tijdens omzetting en transport dienen zo klein mogelijk te zijn. Het streven naar een duurzame productie van goederen en gebruiksklare energie vormt een belangrijke uitdaging voor onze samenleving.

Bij dit streven is de thermodynamica, de leer van de energieomzettingen, richtinggevend. In geval van energiesystemen spreekt dat voor zich. Dergelijke systemen hebben de omzetting van energie, van de ene in de andere vorm, tot doel. Voor chemische processen is dat wellicht wat minder vanzelfsprekend. Doordat echter de eigenschappen van stoffen geheel bepaald worden door hun energetische toestand, biedt de thermodynamica tevens de basis voor de analyse en optimalisatie van de chemische omzetting van stoffen. Met behulp van de thermodynamica kan, zowel voor energie-omzettingen als voor chemische processen, worden vastgesteld hoeveel energie minimaal nodig is. Ook kan met behulp van de thermodynamica zichtbaar worden gemaakt waar zich verliezen voordoen en hoe groot deze verliezen zijn. Om duidelijk te maken waarom en op welke wijze daarbij gebruik kan worden gemaakt van de grootheid exergie, zullen vooral voorbeelden worden gebruikt waarbij sprake is van energieomzettingen. De beschouwingen zijn echter eveneens van toepassing voor chemische processen.

Waarom nu de invoering van de grootheid exergie en wat stelt deze grootheid eigenlijk voor? In de praktijk wordt de thermodynamica veel gebruikt voor het bepalen van de prestaties van processen en systemen. Bij chemische processen komt dit neer op het bepalen van de hoeveelheid grondstof en energie per eenheid product; bij energiesystemen is men vooral gericht op de bepaling van omzettingsrendementen. Het bepalen van dergelijke prestaties is, zoals blijkt, zeer goed mogelijk zonder gebruik te maken van de grootheid exergie. Anders wordt dit echter als systemen moeten worden geoptimaliseerd of als een verklaring moet worden gegeven voor verschillen in prestaties. Ter illustratie zijn in tabel 1.1 karakteristieke rendementen gegeven voor enkele typen omzettingssystemen, uitgaande van aardgas als brandstof.

Tabel 1.1. Omzettingsrendementen voor enkele energiesystemen.

systeem	rendement
elektrische centrale	50%
warm-waterketel	90%
warmte/kracht-installatie	80%

Hieruit blijkt dat bij de productie van elektriciteit, of beter gezegd de omzetting van aardgas in elektriciteit, veel lagere rendementen worden behaald dan bij de omzetting van deze brandstof in warmte, in de vorm van warm water. Ook bij gecombineerde productie van elektriciteit en warmte in een warmte/kracht-installatie worden hogere rendementen behaald. Bij de bepaling van deze rendementen wordt uitsluitend gebruik gemaakt van hoeveelheden energie. Gebleken is echter dat energie niet alleen wordt gekarakteriseerd door een hoeveelheid, een kwantiteit. Aan energie kan ook een waarde worden toegekend, een kwaliteit. Deze kwaliteit speelt een belangrijke rol bij de omzetting van energie doordat zich verlies van kwaliteit kan voordoen tijdens een omzetting zonder dat er direct sprake is van "verlies van energie" naar de omgeving. In de thermodynamica is de grootheid entropie geïntroduceerd om dit verlies in kwaliteit te beschrijven. De entropie vormt echter niet direct een maat voor de kwaliteit van energie, terwijl er voor de beoordeling en optimalisatie van energiesystemen wel behoefte aan zo'n directe maat bleek te zijn. De kwaliteit van energie kan op een voor de ingenieur aansprekende wijze worden aangeduid met het "arbeidspotentieel van energie": de hoeveelheid arbeid die in het ideale geval uit een hoeveelheid energie kan worden verkregen. Dit arbeidspotentieel van een hoeveelheid energie wordt aangeduid met de "exergie". De grootheid exergie is ontstaan vanuit de toepassing voor energie-omzettingen en dus niet te beschouwen als een grootheid uit de klassieke thermodynamica. De betekenis van deze grootheid wordt vooral duidelijk bij de analyse en optimalisatie van systemen.

De grootheid exergie is uiteraard gebaseerd op begrippen uit de thermodynamica. Voor zowel het bepalen van de exergie als voor het verklaren van verschillen in exergiewaarden en exergieverliezen is een zekere kennis van de thermodynamica onontbeerlijk. Alvorens in te gaan op de grootheid exergie zullen eerst de benodigde thermodynamische begrippen worden behandeld.

1.2 Thermodynamische begrippen

1.2.1 Hoofdwetten van de thermodynamica

De thermodynamica is gebaseerd op ervaringswetten, uitspraken die de natuur doet over wat wel en niet mogelijk is bij de omzetting van de ene energiesoort in de andere. Hier komen de volgende energiesoorten aan de orde: kinetische energie, potentiële energie, inwendige energie, warmte, arbeid, elektrische energie en chemisch gebonden energie. De bekendste uitspraken over deze omzettingen, die op grond van ervaringen met de natuur kunnen worden gedaan, zijn vastgelegd in vorm van de eerste en tweede hoofdwet van de thermodynamica.

De eerste hoofdwet van de thermodynamica luidt:

"energie kan niet verloren gaan en ook niet uit het niets ontstaan"

Deze wet geeft aan dat, voor een willekeurig systeem, het verschil in de hoeveelheid toegevoerde energie en de hoeveelheid afgevoerde energie gelijk moet zijn aan de hoeveelheid energie die tijdens het proces in het systeem wordt geaccumuleerd. Deze hoofdwet maakt het dus mogelijk voor elk willekeurig systeem een energiebalans op te stellen.

De eerste hoofdwet, ook wel aangeduid als de wet van behoud van energie, geeft in feite de overeenkomst aan tussen de verschillende energiesoorten. Deze wet kan echter niet los worden gezien van andere verschijnselen bij de omzetting van energie. Energiesoorten vertonen niet alleen overeenkomsten maar ook verschillen; het is niet zo dat elke energie-omzetting mogelijk is zolang maar aan de eerste hoofdwet is voldaan. De natuur laat namelijk zien dat er energiesoorten zijn die zonder meer in elke andere energiesoort kunnen worden omgezet, maar ook dat er energiesoorten zijn, waarbij dit niet het geval is. Deze ervaring is vastgelegd in de vorm van de tweede hoofdwet van de thermodynamica. Door Carnot is deze eigenschap van de natuur in het midden van de vorige eeuw als volgt verwoord:

"arbeid kan zonder meer in warmte worden omgezet, maar warmte niet zonder meer in arbeid"

Ook Clausius, Thomson en Planck hebben deze eigenschap van de natuur onder woorden gebracht, ieder op een eigen wijze. In feite komen al deze uitspraken op hetzelfde neer. Ze kunnen als volgt worden samengevat:

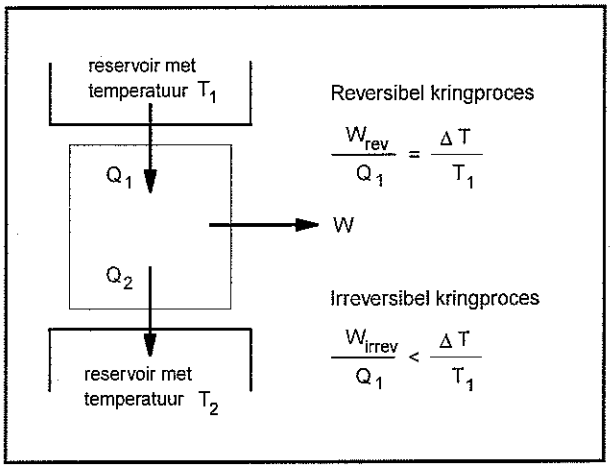
"arbeid is een energiesoort die in een willekeurig proces voor 100% in warmte kan worden omgezet; het is echter niet mogelijk een proces te bedenken waarmee de verkregen warmte weer voor 100% in arbeid wordt omgezet zodat de oorspronkelijke toestand volledig wordt hersteld"

De tweede hoofdwet geeft aan dat de energiesoort arbeid volledig kan worden omgezet in andere energiesoorten, terwijl dit met warmte niet altijd het geval is. In een sterk gemechaniseerde wereld, waar op grote schaal arbeid nodig is, wordt aan arbeid dus een hogere waarde toegekend dan aan warmte. De waarde van een hoeveelheid energie kan op grond van deze hoofdwet gelijk worden gesteld aan de hoeveelheid arbeid die maximaal uit deze energiehoeveelheid kan worden verkregen.

De betekenis van deze hoofdwetten kan worden toegelicht door te kijken naar een willekeurig gesloten systeem voor de productie van arbeid, zoals weergegeven in figuur 1.1. Het systeem doorloopt een kringproces waarbij het een hoeveelheid warmte Q_1 uit een reservoir van hoge temperatuur T_1 en een hoeveelheid warmte Q_2 afgeeft aan een reservoir van lage temperatuur T_2. Aangenomen wordt dat de temperatuur waarmee warmte aan het systeem wordt toegevoerd of afgevoerd gelijk is aan de temperatuur van het betreffende

reservoir. Is het kringproces reversibel (omkeerbaar), dan is de geproduceerde arbeid gelijk aan W_{rev}. Het rendement van het reversibele kringproces wordt als volgt gedefinieerd:

$$\eta = \frac{W_{rev}}{Q_1} \tag{1.1}$$



Figuur 1.1. *Toepassing van de tweede hoofdwet op een gesloten kringproces.*

De natuur laat zien dat het rendement van een dergelijk kringproces uitsluitend afhankelijk is van de temperatuur van de beide warmtereservoirs. Deze ervaring heeft geresulteerd in de definitie van de thermodynamische temperatuurschaal. Deze temperatuurschaal is zo gekozen dat het rendement van het reversibele kringproces uit figuur 1.1 gelijk is aan het temperatuurverschil tussen de beide warmtereservoirs ΔT gedeeld door de temperatuur T_1 waarmee warmte aan het kringproces wordt toegevoerd:

$$\eta = \frac{W_{rev}}{Q_1} = \frac{\Delta T}{T_1} \tag{1.2}$$

Op grond van deze keuze van de temperatuurschaal kan dus worden geschreven:

$$W_{rev} = (1 - \frac{T_2}{T_1})\, Q_1 \tag{1.3}$$

De factor (1- T_2/T_1) wordt ook wel de Carnot-factor genoemd. Carnot heeft deze relatie destijds afgeleid uitgaande van een kringproces met een ideaal gas en gebruikmakend van de ideale gastemperatuur. In feite ligt deze relatie nu vast als gevolg van de keuze van de thermodynamische temperatuur. De factor geeft aan welk deel van de warmtestroom, die wordt toegevoerd aan een systeem zoals geschetst in figuur 1.1, maximaal kan worden omgezet in arbeid.

1.2.2 De toestandsgrootheden enthalpie en entropie

Voor het vastleggen van de thermodynamische toestand van een systeem wordt gebruik gemaakt van toestandsgrootheden. Met name de toestandsgrootheden enthalpie en entropie zijn van belang bij het bepalen van de exergie van stofstromen. Vandaar dat deze grootheden hier kort zullen worden besproken.

De grootheid enthalpie, voor een willekeurige hoeveelheid stof, is als volgt gedefinieerd:

$$H = U + pV \tag{1.4}$$

De enthalpie van een hoeveelheid stof is dus de som van de inwendige energie en het product van druk en volume. Differentiëren van deze vergelijking geeft:

$$\mathrm{d}H = \mathrm{d}U + p\mathrm{d}V + V\mathrm{d}p \tag{1.5}$$

Met behulp van de eerste hoofdwet kan worden afgeleid dat de toegevoerde warmte $\mathrm{d}Q$ tijdens een omkeerbare toestandsverandering gelijk is aan de verandering van de inwendige energie van deze massa plus de arbeid die door middel van drukkrachten op de grensvlakken aan de omgeving wordt afgegeven als gevolg van de volumeverandering:

$$\mathrm{d}Q = \mathrm{d}U + p\mathrm{d}V \tag{1.6}$$

Uit vergelijkingen (1.5) en (1.6) volgt dan het verband tussen de enthalpieverandering en de aan de hoeveelheid stof toegevoerde warmte:

$$\mathrm{d}Q = \mathrm{d}H - V\mathrm{d}p \tag{1.7}$$

Hieruit blijkt dat, zolang de stof geen verandering van druk ondergaat, de enthalpieverandering gelijk is aan de toegevoerde warmte.

Een andere toestandsgrootheid die nauw gerelateerd is aan de toegevoerde warmte is de entropie. In de thermodynamica wordt een warmtestroom positief gerekend als deze aan het te beschouwen systeem wordt toegevoerd; verder wordt aangenomen dat arbeid positief is als deze door het systeem wordt afgegeven aan de omgeving. Voor het kringproces uit figuur 1.1 geldt dan op grond van de eerste hoofdwet:

$$W_{\mathrm{rev}} = Q_1 + Q_2 \tag{1.8}$$

De waarde van Q_2 is hier dus negatief. Voor vergelijking (1.2) kan dan worden geschreven:

$$\frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \tag{1.9}$$

Deze vergelijking kan worden omgewerkt tot de volgende relatie:

$$\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} = 0 \tag{1.10}$$

In figuur 1.1 is uitgegaan van een reversibel kringproces. Voor een irreversibel kringproces zal de hoeveelheid arbeid, die per eenheid toegevoerde warmte wordt geleverd, altijd kleiner zijn dan voor het reversibele proces, dus:

$$\frac{W_{\text{irrev}}}{Q_1} < \frac{\Delta T}{T_1} \tag{1.11}$$

Op dezelfde wijze als in het voorafgaande is gedaan voor het reversibele kringproces, kan voor het irreversibele kringproces worden aangetoond dat:

$$\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} < 0 \tag{1.12}$$

In het algemeen, dus voor zowel reversibele als irreversibele kringprocessen, kan op grond van de vergelijkingen (1.10) en (1.12) worden gesteld dat:

$$\sum\left(\frac{Q}{T}\right) \leq 0 \tag{1.13}$$

Is er sprake van een kringproces, waarbij warmte wordt toe- en afgevoerd bij een veranderende temperatuur, dan kan worden aangetoond dat algemeen geldt:

$$\oint \frac{\mathrm{d}Q}{T} \leq 0 \tag{1.14}$$

Stel nu dat een gesloten systeem een proces beschrijft waarbij het eerst op reversibele wijze van toestand 1 naar toestand 2 gaat en daarna langs een andere weg weer op reversibele

wijze teruggaat naar toestand 1. Het gesloten systeem doorloopt dan een reversibel kringproces, waarvoor geldt:

$$\int_{1\,(\mathrm{rev})}^{2} \frac{\mathrm{d}Q}{T} + \int_{2\,(\mathrm{rev})}^{1} \frac{\mathrm{d}Q}{T} = 0 \tag{1.15}$$

Deze vergelijking blijft geldig indien we langs een andere reversibele weg van toestand 1 naar toestand 2 gaan. Hieruit mag worden geconcludeerd dat $\int_1^2 \mathrm{d}Q/T$ bij de overgang van toestand 1 naar toestand 2 steeds dezelfde waarde heeft, dus onafhankelijk is van de gevolgde weg, zolang deze overgang op reversibele wijze plaatsvindt. Dit betekent dat het systeem een toestandsgrootheid heeft waarvan de toename bij de overgang van toestand 1 naar toestand 2 wordt bepaald door de sommatie van $\mathrm{d}Q/T$ over de gevolgde weg. Deze toestandsgrootheid wordt aangeduid als de entropie en wordt in vergelijkingen weergegeven met het symbool S:

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\mathrm{d}Q}{T} \qquad \text{of} \qquad \mathrm{d}S = \frac{\mathrm{d}Q}{T} \tag{1.16}$$

1.2.3 De betekenis van $\Delta s_{\mathrm{irrev}}$

Stel dat het gesloten systeem een kringproces beschrijft waarbij de verandering van toestand 1 naar toestand 2 irreversibel verloopt, terwijl de verandering van toestand 2 naar toestand 1 reversibel verloopt. Doordat er sprake is van een irreversibel kringproces geldt dan:

$$\int_{1\,(\mathrm{irrev})}^{2} \frac{\mathrm{d}Q}{T} + \int_{2\,(\mathrm{rev})}^{1} \frac{\mathrm{d}Q}{T} < 0 \tag{1.17}$$

Voor de reversibele toestandsverandering van toestand 2 naar toestand 1 kan volgens vergelijking (1.16) worden geschreven:

$$\int_{2\,(\mathrm{rev})}^{1} \frac{\mathrm{d}Q}{T} = S_1 - S_2 \tag{1.18}$$

Combinatie van deze vergelijking met (1.17) resulteert in de volgende ongelijkheid:

$$\int_{1\,(\mathrm{irrev})}^{2} \frac{\mathrm{d}Q}{T} < S_2 - S_1 \tag{1.19}$$

Hiervoor kan ook worden geschreven:

$$S_2 - S_1 = \int_{1\ (\text{irrev})}^{2} \frac{\mathrm{d}Q}{T} + \mathrm{C} \tag{1.20}$$

In deze laatste vergelijking is C altijd positief. De grootte van C hangt af van het irreversibele karakter van de overgang van toestand 1 naar toestand 2. Is het een overgang met een sterk irreversibel karakter, dan zal C een grote waarde hebben. Is het een overgang met een zwak irreversibel karakter, dan zal de waarde van C klein zijn. Alleen in geval van een reversibel proces zal C de waarde 0 krijgen. Zodoende kan C worden gezien als de bijdrage van de irreversibiliteit in de entropietoename; C wordt omschreven als de irreversibele entropietoename, aangeduid met het symbool ΔS_{irrev}. Uit de tweede hoofdwet volgt dus dat elk gesloten systeem kan worden gekenmerkt door onder meer de toestandsgrootheid entropie, waarvan de toename bij de overgang van toestand 1 naar toestand 2 volgt uit de vergelijking:

$$S_2 - S_1 = \int_{1}^{2} \frac{\mathrm{d}Q}{T} + \Delta S_{\text{irrev}} \tag{1.21}$$

Op overeenkomstige wijze kan voor een infinitesimale toestandsverandering worden geschreven:

$$\mathrm{d}S = \frac{\mathrm{d}Q}{T} + \mathrm{d}S_{\text{irrev}} \tag{1.22}$$

Bij de afleiding van deze vergelijking is uitgegaan van een energiestroom warmte $\mathrm{d}Q$ die positief is indien deze energiestroom aan het systeem wordt toegevoerd. De temperatuur T in deze vergelijking is de temperatuur van de warmtestroom $\mathrm{d}Q$ op de grenslijn van het systeem. Bij het gebruik van deze vergelijking dient nauwgezet rekening te worden gehouden met deze afspraken.

1.3 Exergie

1.3.1 Definitie van de grootheid exergie

In de inleiding is exergie reeds omschreven als het arbeidspotentieel van energie. Het begrip exergie is in feite alleen van belang voor energiesoorten waarvan het arbeidspotentieel ongelijk is aan de energiehoeveelheid, ofwel voor energiesoorten die niet volledig kunnen worden omgezet in arbeid. Van de in 1.2.1 genoemde energiesoorten kunnen kinetische energie, potentiële energie en elektrische energie in het ideale geval volledig in arbeid worden omgezet. Voor deze energiesoorten is de exergie dus gelijk aan de hoeveelheid energie. De grootheid exergie is dus vooral van betekenis voor de energiesoorten warmte, inwendige energie en chemisch gebonden energie. De chemisch gebonden energie wordt behandeld in hoofdstuk 2 en wordt in dit hoofdstuk buiten beschouwing gelaten. De

inwendige energie speelt bij de analyse van processen en systemen een rol bij de toestandsverandering van stoffen. In dit hoofdstuk zal daarom worden ingegaan op de exergie van warmte en de exergie van een hoeveelheid stof.

In het algemeen kan worden gesteld dat ieder thermodynamisch systeem dat niet in evenwicht is met zijn omgeving, beschikt over het vermogen om arbeid af te geven. Een dergelijk systeem bezit dus een zeker arbeidspotentieel. Ook een hoeveelheid stof kan worden beschouwd als een thermodynamisch systeem. Wordt het systeem in evenwicht gebracht met de omgeving, dan neemt het arbeidspotentieel af en kan het systeem nuttige arbeid afgeven. Deze afgegeven arbeid is maximaal als het systeem op omkeerbare wijze in evenwicht wordt gebracht met de omgeving. Deze maximaal verkrijgbare arbeid wordt aangeduid als de exergie van het systeem.

1.3.2 De exergie van warmte

In paragraaf 1.2.1 is reeds geconcludeerd dat van een hoeveelheid warmte die wordt afgegeven door een warmtereservoir met temperatuur T_1, met behulp van een kringproces een deel kan worden omgezet in arbeid. Het deel van de toegevoerde warmte dat niet wordt omgezet in arbeid wordt afgevoerd naar een warmtereservoir met een lagere temperatuur. De verkregen arbeid is maximaal als gebruik wordt gemaakt van een reversibel kringproces. Stel nu dat gebruik wordt gemaakt van een reversibel kringproces dat de omgeving gebruikt als warmtereservoir van lage temperatuur (T_o). Aan het kringproces wordt een hoeveelheid warmte dQ toegevoerd met temperatuur T (T ongelijk aan T_o). De hoeveelheid arbeid die door het kringproces wordt afgegeven wordt dan:

$$dW_{rev} = (1 - \frac{T_o}{T})\, dQ \tag{1.23}$$

N.B. Deze relatie is ook geldig indien $T < T_o$; wel moeten dan de tekenafspraken voor warmte consequent worden gehanteerd.

Nadat door het kringproces de arbeid dW_{rev} is afgegeven, resteert slechts een hoeveelheid warmte met temperatuur T_o, de omgevingstemperatuur. Deze resterende hoeveelheid warmte is dus niet meer in staat warmte uit te wisselen met de omgeving. Men kan dus zeggen dat deze hoeveelheid warmte in evenwicht is gekomen met de omgeving. Dit betekent dat de door het kringproces afgegeven arbeid gelijk is aan de exergie dEx van de warmtehoeveelheid dQ.

In de praktijk wordt warmte vaak onttrokken aan processtromen die tijdens de afgifte van warmte een toestandsverandering ondergaan. De afgifte van warmte geschiedt daarom vaak bij een veranderende temperatuur. Stel dat de toestand van de warmtebron tijdens warmte-

afgifte overgaat van toestand 1 naar toestand 2. Voor de exergie van de afgegeven warmte kan dan worden geschreven:

$$Ex = \int_1^2 dEx = \int_1^2 (1 - \frac{T_o}{T})\, dQ \tag{1.24}$$

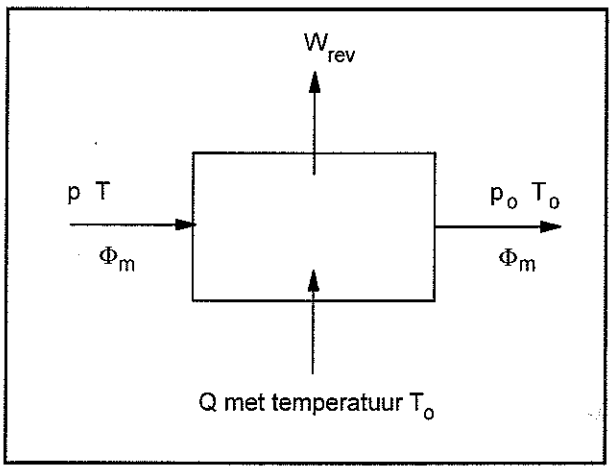
Deze relatie kan algemeen worden gebruikt voor de bepaling van de exergie van een hoeveelheid warmte.

1.3.3 Exergie van een hoeveelheid stof

De exergie van een hoeveelheid stof kan eveneens worden bepaald door te veronderstellen dat de stof met behulp van een reversibel proces in evenwicht wordt gebracht met de omgeving. Om de exergie op eenduidige wijze te kunnen bepalen moet een dergelijk proces aan een aantal eisen voldoen. Afgesproken is dat gebruik wordt gemaakt van een proces dat:

a) omkeerbaar is;
b) plaatsvindt in een open systeem met stationaire doorstroming, zodanig dat de kinetische en potentiële energie van de stof mogen worden verwaarloosd;
c) alleen de omgeving als warmtereservoir benut;
d) de stof bij het verlaten van het proces geheel in evenwicht heeft gebracht met de omgeving;
e) voor de omzetting van de stof in omgevingscomponenten alleen gebruik maakt van componenten uit de omgeving.

De netto arbeid die wordt verkregen door een hoeveelheid stof een dergelijk proces te laten doorlopen is dan gelijk aan de exergie van deze hoeveelheid stof. In eerste instantie wordt nu nagegaan hoe de exergie van een hoeveelheid stof ϕ_m kan worden bepaald door te veronderstellen dat de stof na afloop van het proces in evenwicht is met de omgeving (zie figuur 1.2). Daarbij wordt vooralsnog voorbijgegaan aan de vraag op welke wijze een dergelijke eindtoestand kan worden bereikt.



Figuur 1.2. Reversibel proces waarmee een hoeveelheid stof in evenwicht wordt gebracht met de omgeving.

Mogen veranderingen in potentiële en kinetische energie worden verwaarloosd, dan kan voor de energiebalans van het systeem worden geschreven:

$$Q = (H_o - H) + W \tag{1.25}$$

Volgens (1.22) geldt voor een reversibel proces:

$$dQ = T\,dS$$

Aangenomen is dat het systeem alleen warmte kan uitwisselen met de omgeving. Voor de aan het systeem toegevoerde warmte kan dus worden geschreven:

$$Q = T_o\,(S_o - S) \tag{1.26}$$

De door het systeem afgegeven arbeid W volgt dan uit de vergelijkingen (1.25) en (1.26):

$$W_{rev} = (H - H_o) - T_o\,(S - S_o) \tag{1.27}$$

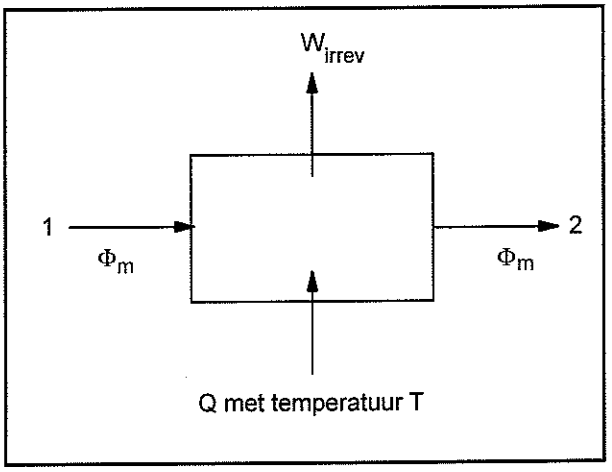
Dit is dus de hoeveelheid arbeid die wordt verkregen door een hoeveelheid massa van een stof in evenwicht te laten komen met de omgeving via een proces dat voldoet aan de eisen zoals vastgelegd aan het begin van deze paragraaf. Dat betekent dat deze arbeid gelijk is aan de exergie van de toegevoerde hoeveelheid stof, ofwel:

$$Ex = (H - H_o) - T_o\,(S - S_o) \tag{1.28}$$

In het rechterlid van deze vergelijking komen alleen toestandsgrootheden voor. Voor een deel zijn deze toestandsgrootheden afhankelijk van de toestand van de omgeving. Alleen als de toestand van de omgeving eenduidig is vastgelegd, kan de exergie als een toestandsgrootheid worden gezien.

1.3.4 Exergieverlies

Exergieverliezen spelen een belangrijke rol bij de analyse en optimalisatie van processen. Daartoe is het nodig het exergieverlies te bepalen van afzonderlijke apparaten of processtappen, zoals bijvoorbeeld het exergieverlies in een warmtewisselaar, een compressor of turbine, een verbrandingskamer of reactor. Het gaat daarbij altijd om open systemen. Wordt bovendien uitgegaan van stationaire doorstroming dan kan in het algemeen worden uitgegaan van een systeem zoals weergegeven in figuur 1.3.



Figuur 1.3. *Open systeem met stationaire doorstroming.*

Verloopt het proces in dit systeem irreversibel, dan is er sprake van een irreversibele entropietoename en, zoals zal blijken, van exergieverlies. Dit exergieverlies is te bepalen met behulp van de exergiebalans, die stelt dat:

$$Ex_{\text{verlies}} = Ex_{\text{toegevoerd}} - Ex_{\text{afgevoerd}} \tag{1.29}$$

Het exergieverlies kan dus worden bepaald indien de hoeveelheden toegevoerde en afgevoerde exergie bekend zijn. Aan het systeem in figuur 1.3 wordt exergie toegevoerd in de vorm van een stofstroom met exergie Ex_1 en warmte met temperatuur T. Er wordt exergie afgevoerd in de vorm van een stofstroom met exergie Ex_2 en arbeid W_{irrev}. Aangenomen is dat de verandering van kinetische en potentiële energie mag worden verwaarloosd. Voor vergelijking (1.29) kan dan worden geschreven:

$$Ex_{\text{verlies}} = Ex_1 + \int_1^2 (1 - \frac{T_o}{T})\, dQ - Ex_2 - W_{\text{irrev}} \tag{1.30}$$

Met behulp van vergelijking (1.28) kan voor de exergieverandering van de stofstroom van toestand 1 naar toestand 2 worden geschreven:

$$Ex_1 - Ex_2 = (H_1 - H_2) - T_o\,(S_1 - S_2) \tag{1.31}$$

Voor het systeem in figuur 1.3 kan behalve een exergiebalans ook een energiebalans worden opgesteld. Voor deze energiebalans kan worden geschreven:

$$(H_2 - H_1) + W_{\text{irrev}} - Q = 0 \tag{1.32}$$

Invullen van de relaties (1.31) en (1.32) in vergelijking (1.30) geeft de volgende vergelijking voor het exergieverlies:

$$Ex_{\text{verlies}} = T_o \left((S_2 - S_1) - \int_1^2 \frac{dQ}{T} \right) \tag{1.33}$$

In het in figuur 1.3 beschouwde proces gaat een hoeveelheid stof over van toestand 1 naar toestand 2. De entropieverandering die de stof ondergaat kan dan worden bepaald met vergelijking (1.21). Invullen van deze vergelijking in vergelijking (1.33) geeft:

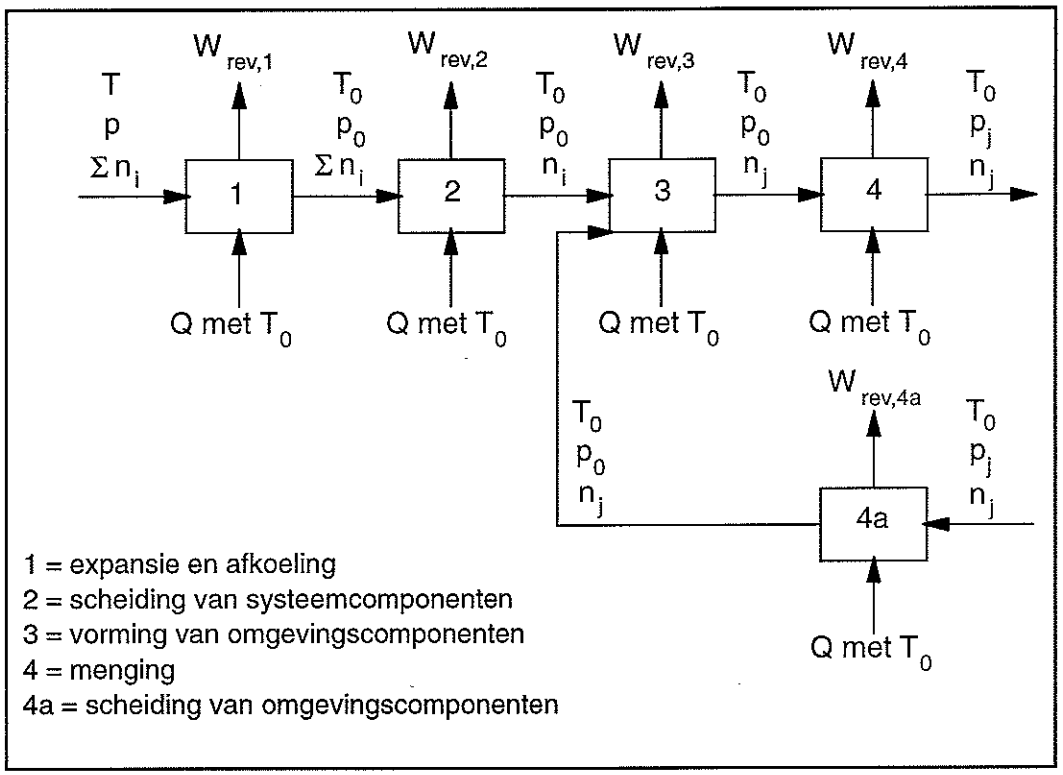
$$Ex_{\text{verlies}} = T_o \, \Delta S_{\text{irrev}} \tag{1.34}$$

Het blijkt dus dat het exergieverlies van een open systeem met stationaire doorstroming gelijk is aan het product van omgevingstemperatuur en de irreversibele entropietoename tijdens het doorlopen van het proces. Vergelijking (1.34) wordt, in een iets andere vorm, ook wel de Gouy-Stodola-relatie genoemd.

1.3.5 Opsplitsing van exergie in thermomechanische, chemische en mengexergie

Het bepalen van de exergie van een hoeveelheid stof geschiedt door de stof in evenwicht te brengen met de omgeving. Volledig evenwicht met de omgeving is bereikt als de stof de temperatuur van de omgeving heeft aangenomen en volledig is omgezet in componenten die in de omgeving voorkomen, waarbij de druk van elk van de componenten afzonderlijk dezelfde is als de partiële druk van de betreffende component in de omgeving.

Voor het berekenen van de exergie van een stof is het noodzakelijk een proces te kiezen waarmee het verlangde evenwicht met de omgeving kan worden bereikt. Het is doorgaans niet mogelijk een proces te bedenken waarmee de stof in één keer in evenwicht kan worden gebracht met de omgeving. Veelal moet een proces worden samengesteld uit meerdere processtappen, waarbij de afgegeven arbeid voor elke processtap afzonderlijk kan worden bepaald. Een dergelijke opsplitsing in processtappen is met name nodig in geval van stoffen die bestaan uit mengsels van componenten, waarvan er één of meer niet in de omgeving voorkomen. De exergie van de stof is dan gelijk aan de netto afgegeven arbeid door alle processtappen tezamen. Voor een stof, waarvan de componenten in afzonderlijke deelprocessen moeten worden omgezet in omgevingscomponenten, kunnen in het algemeen vier achtereenvolgende processtappen worden onderscheiden. Deze processtappen zijn weergegeven in figuur 1.4.



Figuur 1.4. *Te onderscheiden processtappen voor de berekening van de exergie van een mengsel van stoffen.*

Voor ieder deelproces afzonderlijk geldt dat het moet voldoen aan de eisen zoals vastgelegd in paragraaf 1.3.2. De componenten waaruit de te beschouwen stof is samengesteld zullen "systeemcomponenten" worden genoemd, teneinde deze eenvoudig te kunnen onderscheiden van de "omgevingscomponenten".

- In de eerste processtap wordt de stof qua druk en temperatuur in evenwicht gebracht met de omgeving. Dit betekent dat de stof, afhankelijk van de begintoestand, eerst wordt geëxpandeerd of gecomprimeerd en vervolgens afgekoeld of opgewarmd, zodanig dat na afloop van proces 1 temperatuur en druk gelijk zijn aan T_o en p_o. De chemische samenstelling van de stof blijft tijdens dit proces ongewijzigd. De arbeid $W_{rev,1}$, die in deze processtap wordt afgegeven, wordt de thermomechanische exergie Ex_{tm} genoemd. De thermomechanische exergie van een stof is dus de arbeid die afgegeven wordt als de stof zowel thermisch als mechanisch in evenwicht wordt gebracht met de omgeving.
- In de tweede processtap vindt ontmenging plaats. Dit houdt in dat elke component afzonderlijk van de partiële druk $n_i p_o$ wordt gecomprimeerd tot de omgevingsdruk p_o. Men kan zich een dergelijk proces voorstellen door te veronderstellen dat de afzonderlijke componenten worden afgescheiden uit de stof via een reversibel membraan en vervolgens worden gecomprimeerd. De afgegeven arbeid tijdens deze processtap, die doorgaans negatief zal zijn, wordt samen met de afgegeven arbeid in de stappen 4 en 4a de mengexergie Ex_{mx} genoemd.

- De chemische omzetting van de systeemcomponenten naar omgevingscomponenten vindt plaats in de derde processtap. Voor deze omzetting kan het nodig zijn dat systeemcomponenten moeten reageren met componenten uit de omgeving. Zo zullen bijvoorbeeld koolwaterstofverbindingen moeten reageren met zuurstof uit de lucht om de omgevingscomponenten H_2O en CO_2 te kunnen vormen. Daartoe worden in processtap 4a de benodigde componenten uit de omgeving afgescheiden via een reversibel werkend membraan. De druk van de component is dan gelijk aan de partiële druk van de component in de omgeving. Voor de omzetting in stap 3 moet de omgevingscomponent dus worden gecomprimeerd van de partiële druk p_j tot de omgevingsdruk p_o. De afgegeven arbeid tijdens processtap 3 wordt de chemische exergie Ex_{ch} van de stof genoemd.
- Bij de berekening van de chemische exergie is verondersteld dat de omgevingscomponenten die ontstaan bij de omzetting van de systeemcomponenten, vrijkomen bij een druk p_o. In de vierde processtap worden deze componenten geëxpandeerd tot de partiële druk van de betreffende component in de omgeving, waarna ze, via een reversibel membraan, worden afgevoerd naar de omgeving. In de processtappen 2, 4 en 4a is dus sprake van mengen of scheiden van systeem- of omgevingscomponenten. De netto afgegeven arbeid in deze processtappen wordt de mengexergie Ex_{mx} genoemd.

De totale exergie van de stof is dus gelijk aan de som van thermomechanische, chemische en mengexergie:

$$Ex_{tot} = Ex_{tm} + Ex_{mx} + Ex_{ch} \tag{1.35}$$

Voor de verschillende bijdragen in de totale exergie van het mengsel geldt dus:

$$Ex_{tm} = W_{rev,1} \tag{1.36a}$$

$$Ex_{mx} = W_{rev,2} + W_{rev,4} + W_{rev,4a} \tag{1.36b}$$

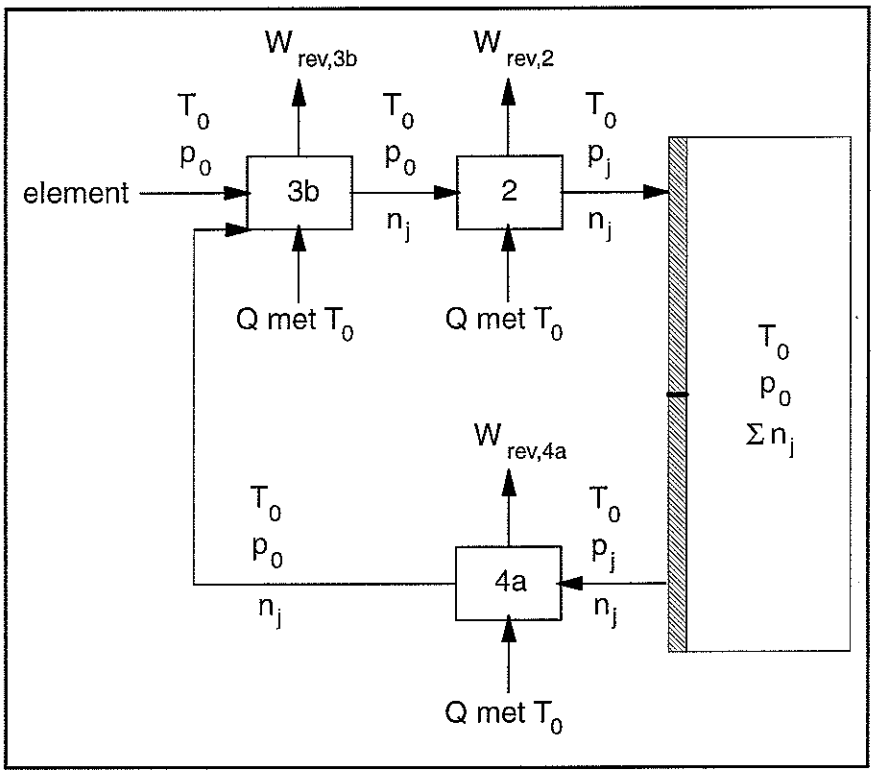
$$Ex_{ch} = W_{rev,3} \tag{1.36c}$$

Deze opsplitsing van de totale exergie is een logisch gevolg van de gebruikte berekeningsmethode. Een voordeel van deze opsplitsing is dat een beter inzicht wordt verkregen in de oorzaken van exergieverlies.

Voor de berekening van exergiewaarden van mengsels van stoffen wordt in de praktijk vaak gebruik gemaakt van bekende exergiewaarden van de elementen, waaruit het mengsel van stoffen is opgebouwd. Het berekeningsschema uit figuur 1.4 kan dan worden gesplitst in twee delen:

1) de processtappen die nodig zijn voor de berekening van de exergie van elementen, uitgaande van een gedefinieerde omgeving (zie figuur 1.5);
2) de processtappen die nodig zijn voor de berekening van de exergie van het mengsel, uitgaande van de exergie van de elementen (zie figuur 1.6).

Bij deze opsplitsing van processen blijkt dat processtap 3 uit figuur 1.4 moet worden opgesplitst in een processtap 3a (figuur 1.6) waarbij de systeemcomponenten worden ontbonden in de samenstellende elementen, en een processtap 3b (figuur 1.5) waarbij de elementen, eventueel door reactie met componenten uit de omgeving, worden omgezet in omgevingscomponenten.



Figuur 1.5. *Te onderscheiden processtappen voor de berekening van de exergie van elementen.*

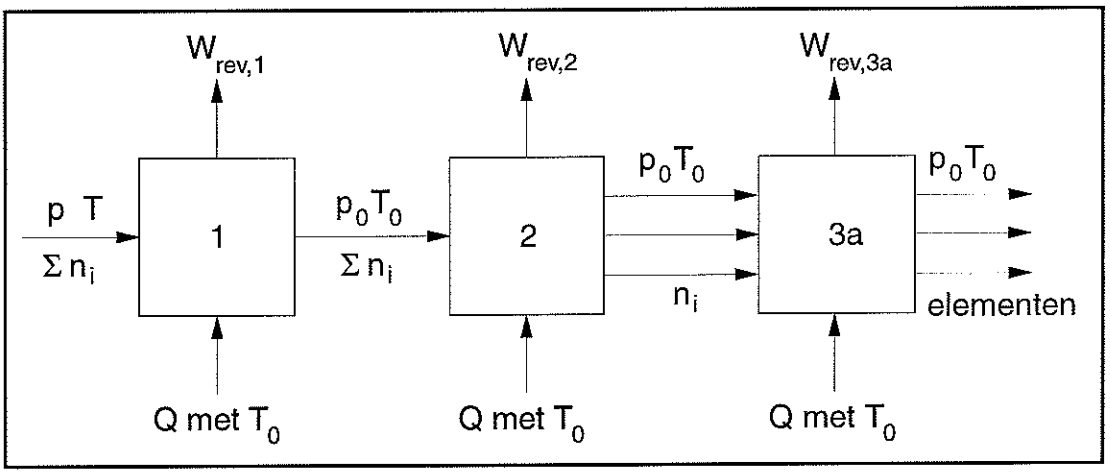
Voor de berekening van de exergie van een element wordt dus gebruik gemaakt van de in figuur 1.5 geschetste processtappen.

- In processtap 3b vindt de omzetting plaats van het element naar een omgevingscomponent. Voor deze stap kan het noodzakelijk zijn dat het element reageert met een component uit de omgeving. Daarvoor moet de benodigde omgevingscomponent, net als in figuur 1.4, via een reversibel werkend membraan worden afgescheiden uit de omgeving om vervolgens in processtap 4a reversibel te worden gecomprimeerd van de partiële druk p_j naar omgevingsdruk p_0.
- De in stap 3b gevormde omgevingscomponent komt vrij bij omgevingsdruk p_0 en expandeert reversibel in stap 2 naar de partiële druk p_j van de component in de omgeving. Via een reversibel membraan wordt de component vervolgens afgevoerd naar de omgeving.

De exergie van het element is dan gelijk aan de totale hoeveelheid arbeid die in de verschillende processtappen wordt afgegeven:

$$Ex_{element} = W_{rev,3b} + W_{rev,2} + W_{rev,4a} \tag{1.37}$$

Op deze wijze kan voor elk element afzonderlijk de exergie worden bepaald bij omgevingscondities. Zijn deze waarden eenmaal bekend, dan kunnen ze worden gebruikt voor het berekenen van de exergie van mengsels van stoffen. De daarvoor benodigde berekeningsprocedure is schematisch weergegeven in figuur 1.6. De processtappen 1 en 2 zijn dezelfde als in figuur 1.4.



Figuur 1.6. *Te onderscheiden processtappen voor de berekening van de exergie van een mengsel van stoffen uitgaande van bekende exergiewaarden van de elementen.*

- In stap 1 wordt het mengsel thermomechanisch in evenwicht gebracht met de omgeving; de chemische samenstelling blijft daarbij ongewijzigd.
- Vervolgens worden de verschillende systeemcomponenten met behulp van reversibele membranen gescheiden; daarbij wordt geen arbeid en geen warmte uitgewisseld met de omgeving. De systeemcomponenten komen dan vrij bij hun partiële druk in het mengsel: $p_i = n_i \times p_0$. In stap 2 worden deze componenten reversibel gecomprimeerd van de partiële druk naar omgevingsdruk.
- In stap 3a wordt elke systeemcomponent afzonderlijk ontbonden in de elementen. Deze stap is in feite de omgekeerde vormingsreactie.

De totale exergie van het mengsel is dan gelijk aan de som van de exergie van de gevormde elementen en de arbeid die wordt afgegeven in de onderscheiden processtappen:

$$Ex_{tot} = W_{rev,1} + W_{rev,2} + W_{rev,3a} + \Sigma\ \nu_k \cdot ex_k \tag{1.38}$$

Hierin is ν_k het aantal mol van element k en ex_k de exergie per mol van element k.

Wordt de totale exergie weer onderverdeeld in de onderdelen thermomechanische exergie Ex_{tm}, mengexergie Ex_{mx} en chemische exergie Ex_{ch}, zoals in relatie (1.35), dan kan voor de verschillende bijdragen worden gesteld:

$$Ex_{tm} = W_{rev,1} \tag{1.39a}$$

$$Ex_{mx} = W_{rev,2} \tag{1.39b}$$

$$Ex_{ch} = W_{rev,3a} + \Sigma\ \nu_k \cdot ex_k \tag{1.39c}$$

In dit geval zijn de chemische exergie en de mengexergie niet precies gelijk aan de met (1.36b en c) berekende waarden. De afgegeven arbeid in de processtappen 2 en 4a worden in (1.39) gerekend tot de chemische exergie van de elementen, terwijl in (1.36) deze arbeid wordt toegerekend aan de mengexergie. Hoewel de verdeling volgens (1.39) dus niet helemaal correct is, zullen de verschillen in het algemeen klein zijn aangezien in de praktijk de mengexergie doorgaans klein is ten opzichte van de beide andere termen.

Niet alle auteurs maken onderscheid tussen chemische exergie en mengexergie. Door slechts onderscheid te maken tussen thermomechanische en chemische exergie en de mengexergie te beschouwen als een onderdeel van de chemische exergie kan verwarring rond de juiste betekenis van de chemische exergie en mengexergie worden vermeden.

In het volgende hoofdstuk zal verder worden ingegaan op de bepaling van W_{rev} voor de processtappen voor de berekening van de chemische exergie en de mengexergie.

2 Exergieverlies tijdens chemische omzettingen

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

2.1 Inleiding

Exergiewaarden weerspiegelen de mate van het niet in evenwicht zijn met onze omgeving. Verschillen in temperatuur of druk zijn voorbeelden van het niet in evenwicht zijn met de omgeving. Temperatuurverschillen leiden tot warmteoverdracht, evenzo leidt een drukverschil tot massatransport: beide in de richting van hogere naar lagere temperatuur respectievelijk druk. In het vorige hoofdstuk is reeds toegelicht dat de thermomechanische (ook wel: fysische) exergie, de maximale hoeveelheid arbeid is die kan worden verkregen door een systeem bij condities (druk, temperatuur) die afwijken van de omgeving, langs een adiabatische weg naar de temperatuur van de omgeving te brengen en vervolgens isotherm naar de druk van de omgeving te brengen. Hierbij moeten de processtappen reversibel uitgevoerd worden.

Het blijkt echter dat het systeem, nadat het thermomechanisch in evenwicht met de omgeving is gebracht (hoofdstuk 1), nog niet volledig in evenwicht met de omgeving hoeft te zijn. Dit wordt veroorzaakt door verschillen in soort en/of concentratie tussen systeem- en omgevingscomponenten. Wanneer de systeemcomponenten van thermomechanisch evenwicht in totaal evenwicht met de omgeving worden gebracht door (ont)mengen en/of chemische reacties, is er sprake van meng- en chemische exergie. Aangezien (ont)mengprocessen bij de bepaling van de chemische exergie een belangrijke rol spelen, wordt in dit hoofdstuk eerst ingegaan op mengexergie.

2.2 Mengexergie

Aan de hand van zuivere zuurstof bij T_0 en p_0 wordt duidelijk gemaakt wat mengexergie inhoudt. Bij wederzijds contact zullen zuurstof en lucht in elkaar diffunderen totdat een evenwichtssituatie is ontstaan die leidt tot een homogene verdeling van zuurstof in lucht en de componenten uit lucht in zuurstof. Blijkbaar was er bij T_0 en p_0 nog geen evenwicht. Dit wordt veroorzaakt door het feit dat de chemische potentiaal van zuivere zuurstof bij T_0 en p_0 hoger is dan die van zuurstof in lucht bij T_0 en p_0, en dat de chemische potentiaal van de overige componenten uit lucht hoger is dan de waarde nul in zuivere zuurstof. De exergieverandering die hierdoor optreedt, is gelijk aan:

$$\Delta_{mix}Ex = \Delta_{mix}H - T_0\Delta_{mix}S \tag{2.1}$$

De exergieverandering bij T_0 en p_0 is in dit geval identiek aan de verandering in de Gibbs-energie ten gevolge van menging bij T_0 en p_0:

$$\Delta_{\text{mix}} Ex_{p_0,T_0} = \Delta_{\text{mix}} G_{p_0,T_0} \tag{2.2}$$

Bij de berekening van de exergiewaarde van een mengsel bij T, p en een bepaalde samenstelling, ten opzichte van de exergiewaarden van de zuivere componenten bij T en p, wordt de mengbijdrage tot de exergie gedefinieerd als in vergelijking (2.3). Hierbij moeten voor $\Delta_{\text{mix}}H$ en $\Delta_{\text{mix}}S$ de waarden bij T en p genomen worden.

$$Ex_{\text{mx}} = \Delta_{\text{mix}} Ex \tag{2.3}$$

2.3 Chemische exergie

Voor de bepaling van de chemische exergie wordt gebruik gemaakt van een referentie-omgeving. Deze referentie-omgeving is een afspiegeling van onze natuurlijke omgeving (de aarde) en bestaat uit componenten voorkomend in lucht, water (oceanen) en de aardkorst. Aan de hand van referentiestoffen uit de lucht wordt het begrip referentie-omgeving nader toegelicht.

2.3.1 Referentiestoffen uit de lucht

Naast de genoemde verschillen in chemische potentialen kunnen er ook nog andere verschillen zijn waardoor er geen sprake is van een stabiele evenwichtstoestand bij T_0 en p_0. Een voorbeeld hiervan is grafiet bij T_0 en p_0. Het is bekend dat grafiet spontaan met zuurstof kan reageren tot kooldioxide maar om kinetische redenen een lange tijd onomgezet in de atmosfeer kan voorkomen (metastabiel). Dit terwijl in onze atmosfeer een stabielere toestand ontstaat door omzetting van grafiet in kooldioxide. Grafiet is een belangrijke energiedrager juist vanwege de sterke mate van niet in evenwicht zijn met de omgeving.

In onze omgeving (bodem, water en lucht) zijn stoffen aanwezig die niet verder in elkaar kunnen diffunderen of door chemische of kernreacties in stabielere stoffen omgezet kunnen worden. De invloed van kernreacties wordt hier buiten beschouwing gelaten. Uit deze stoffen kan op geen enkele manier arbeid worden gewonnen, daarom is aan deze stoffen een exergiewaarde van 0 kJ/mol toegekend. Dit is gedaan voor de componenten die normaliter in lucht voorkomen: N_2, O_2, CO_2, H_2O, D_2O, Ar, He, Ne, Kr en Xe bij T_0 = 298,15 K en p = 99,31 kPa (de gemiddelde atmosferische druk), zie Szargut et al. [1]. De partiaalspanningen van de diverse componenten uit lucht zijn in tabel 2.1 weergegeven.

Tabel 2.1. *Partiaalspanningen van diverse componenten uit lucht.*

stof	p_i [kPa]	stof	p_i [kPa]
N_2	75,78	He	0,000485
O_2	20,39	Ne	0,00177
CO_2	0,0335	Ar	0,906
H_2O	2,2	Kr	0,000097
D_2O	0,000342	Xe	0,0000087

Uit de gegevens van de tabel kunnen de exergiewaarden van de *zuivere* stoffen bij T_0 en p_0 berekend worden. Lucht bij T_0 en p_0 kan in zeer goede benadering als een ideaal gas opgevat worden, zodat de ontmenging niet met een warmte-effect gepaard gaat maar uitsluitend met een entropie-effect:

$$\Delta Ex = \Delta H - T_0 \Delta S = -T_0 \Delta S \tag{2.4}$$

ΔS voor 1 mol stof wordt gegeven door de drukinvloed op de entropie:

$$\Delta s = -R\ln(p_0/p_i) \tag{2.5}$$

De exergie van de zuivere stoffen bij T_0 en p_0 wordt dan berekend volgens vergelijking (2.6). De exergiewaarden in deze vergelijking worden de chemische exergieën van de desbetreffende stoffen genoemd. In tabel 2.2 zijn de chemische exergiewaarden van de componenten uit lucht gegeven zoals ze op bovenstaande manier berekend zijn.

$$ex_{ch} = \Delta ex = RT_0\ln(p_o/p_i) \tag{2.6}$$

Tabel 2.2. *Chemische exergiewaarden van enkele zuivere stoffen bij T_0 en p_0.*

stof	ex_{ch} [kJ/mol]	stof	ex_{ch} [kJ/mol]
N_2	0,72	He	30,37
O_2	3,97	Ne	27,19
CO_2	19,87	Ar	11,69
H_2O	9,49	Kr	34,36
D_2O	31,23	Xe	40,33

De exergiewaarden in tabel 2.2 voor de elementen in hun stabiele modificatie bij $T_0 = 298{,}15$ K en $p_0 = 101{,}325$ kPa, worden hun standaard chemische exergiewaarden genoemd. Om voor alle mogelijke stoffen Ex_{ch}-waarden te kunnen berekenen zijn standaard chemische exergiewaarden voor alle elementen nodig (zie paragraaf 2.3.2).

2.3.2 Exergiewaarden van de elementen

In het onderstaande voorbeeld wordt toegelicht hoe uit de chemische exergiewaarden van de componenten uit lucht (tabel 2.2) de chemische exergiewaarde van grafiet kan worden bepaald. Dit voorbeeld is illustratief voor de berekening van de exergiewaarden van alle elementen gegeven in tabel 2.3.

Voorbeeld: De berekening van ex_{ch} voor grafiet

De ex_{ch}-waarden van CO_2 en van O_2 zijn nu bekend (tabel 2.2). Bij de berekening van de ex_{ch}-waarde van grafiet kan gebruik worden gemaakt van de vormingsreactie van CO_2 uit de elementen in hun stabiele modificatie bij T_0 en p_0:

$$C(\text{grafiet,s}) + O_2(g) \rightarrow CO_2(g) \tag{2.7}$$

$\Delta_f g^0_{298,15}$ is de verandering in Gibbs-energie ten gevolge van de vorming van de verbinding uit de elementen en is gedefinieerd als het verschil in chemische potentiaal van de zuivere verbinding en de chemische potentialen (μ_i) van de zuivere elementen vermenigvuldigd met de zogenaamde stoechiometrische coëfficiënten (ν_i). De stoechiometrische coëfficiënt is positief voor producten en negatief voor reactanten, de grootte is gebaseerd op de vorming van 1 mol van de beschouwde verbinding. Wanneer de exergieverandering op dezelfde manier gedefinieerd wordt als de verandering in Gibbs-energie, geldt:

$$\Delta_f ex^0_{298,15} = \Delta_f g^0_{298,15} = \Sigma \nu_i \mu^0_{i,298,15} = \Sigma \nu_i ex_{ch,i} \tag{2.8}$$

Voor de chemische exergiewaarde van grafiet volgt uit vergelijkingen (2.7) en (2.8) dat hiervoor geldt:

$$ex_{ch,C(s)} = -\Delta_f g^0_{298,15} + 1 \cdot ex_{ch,CO_2(g)} - 1 \cdot ex_{ch,O_2(g)} \tag{2.9}$$

Volgens standaardtabellen [2] is $\Delta_f g^0_{298,15} CO_2(g)$ gelijk aan - 394,359 kJ/mol. De chemische exergie van het element koolstof in de vorm van grafiet is dan (zie ook tabel 2.2): $ex_{ch,C(s)} = 394{,}359 + 19{,}87 - 3{,}97 = 410{,}26$ kJ/mol.

Voor de referentiestoffen voor de resterende elementen zijn stoffen gekozen voorkomend in zeewater of anders de lithosfeer (aardkorst). Een belangrijk uitgangspunt bij de keuze van referentiestoffen is geweest dat de berekende exergiewaarden voor de verbindingen zoveel mogelijk positief waren. In tabel (2.3) zijn de chemische exergiewaarden van de elementen opgenomen zoals die ook in het boek van Szargut et al. [1] vermeld staan.

Tabel 2.3. *Chemische exergiewaarden van de elementen (uit [1]).*

element	ex_{ch} [kJ/mol]	element	ex_{ch} [kJ/mol]
Ag(s)	70,2	Al(s)	888,4
Ar(g)	11,69	As(s)	494,6
Au(s)	15,4	B(s)	628,5
Ba(s)	747,7	Bi(s)	274,5
Br_2(l)	101,2	C(s, grafiet)	410,26
Ca(s)	712,4	Cd(s_α)	293,2
Cl_2(g)	123,6	Co(s_α)	265,0
Cr(s)	544,3	Cs(s)	404,4
Cu(s)	134,2	D_2(g)	263,8
F_2(g)	466,3	Fe(s_α)	376,4
H_2(g)	236,1	He(g)	30,37
Hg(l)	115,9	I_2(s)	174,7
K(s)	366,6	Kr(g)	34,36
Li(s)	393,0	Mg(s)	633,8
Mn(s_α)	482,3	Mo(s)	730,3
N_2(g)	0,72	Na(s)	336,6
Ne(g)	27,19	Ni(s)	232,7
O_2(g)	3,97	P(s, rood)	863,6
Pb(s)	232,8	Rb(s)	388,6
S(s, rhombisch)	609,6	Sb(s)	435,8
Se(s, zwart)	346,5	Si(s)	854,6
Sn(s, wit)	544,8	Sr(s)	730,2
Ti(s)	906,9	U(s)	1190,7
V(s)	721,1	W(s)	827,5
Xe(g)	40,33	Zn(s)	339,2

2.3.3 Chemische exergiewaarden van verbindingen

Als voorbeeld voor het gebruik van tabel 2.3 wordt de chemische exergiewaarde van methaan berekend. De vormingsreactie van methaan uit de elementen is:

$$C(s) + 2H_2(g) \rightarrow CH_4(g) \tag{2.10}$$

Volgens vergelijkingen (2.8) en (2.10) geldt voor de chemische exergiewaarde van methaan:

$$ex_{ch,CH_4(g)} = \Delta_f g^0_{298,15} CH_4(g) + ex_{ch,C(s)} + 2 \cdot ex_{ch,H_2(g)} \tag{2.11}$$

Volgens [2] is $\Delta_f g^0_{298,15} CH_4(g)$ gelijk aan -50,460 kJ/mol, zodat $ex_{ch,\,CH4(g)}$ = -50,460 + 410,26 + 2 · 236,1 = 832,0 kJ/mol. Op analoge wijze kunnen chemische exergiewaarden van andere verbindingen bepaald worden, althans wanneer hun standaard Gibbs-vormingsenergie bekend is.

2.3.4 Andere chemische exergiewaarden

Gebruikmakend van de getabelleerde exergiewaarden van de elementen en van standaard Gibbs-vormingsenergiewaarden van verbindingen, worden in het algemeen positieve chemische exergiewaarden berekend. Deze waarden worden beschouwd als "absolute" chemische exergiewaarden en worden gebruikt voor de berekening van exergieverliezen door spuistromen.

Voor een exergie-analyse waarbij het gaat om het opsporen, interpreteren en zo veel mogelijk beperken van interne exergieverliezen, is het niet noodzakelijk om met de absolute chemische exergiewaarden te rekenen. Bij de berekening van exergieverliezen voor processen waarbij geen chemische reacties optreden, zijn de referentiepunten voor de berekening van enthalpie- en entropiewaarden per component zelfs willekeurig te kiezen. Wanneer er wèl chemische reacties optreden, zijn de referentiepunten niet meer willekeurig te kiezen omdat de enthalpie- en entropiewaarden dan gekoppeld zijn. De enthalpie- en entropiewaarden van de elementen bij standaardcondities worden dan vastgelegd (dit kan doordat kernreacties buiten beschouwing worden gelaten). De enthalpie- en entropiewaarden van verbindingen bij standaardomstandigheden worden vervolgens gedefinieerd als de vormingsenthalpie resp. -entropie uit deze elementen. Vaak worden de enthalpiewaarden van de elementen bij standaardcondities (stabiele modificatie, p_0, T_0) gelijk aan nul gesteld. Voor de entropiewaarden van de elementen worden de "absolute" entropieën gebruikt; deze zijn berekend ten opzichte van de entropiewaarde nul voor perfect kristallijne stoffen bij T = 0 K. Uit de standaard vormingsenthalpie en -entropie kan vervolgens de standaard Gibbs-vormingsenergie van component i berekend worden volgens:

$$\Delta_f g^0_{298,15}(\mathrm{i}) = \Delta_f h^0_{298,15}(\mathrm{i}) - T_0 \Delta_f s^0_{298,15}(\mathrm{i}) \tag{2.12}$$

Zoals uit het rechterlid van deze vergelijking blijkt, stelt $\Delta_f g^0_{298,15}(\mathrm{i})$ een exergiewaarde voor die gebruikt kan worden voor de karakterisering van de chemische exergie. Echter deze exergiewaarden zijn zeker niet te beschouwen als de in paragraaf 2.3.3 besproken "absolute" chemische exergiewaarden omdat de referentietoestand nu anders gekozen is.

Voorbeeld: Adiabatische verbranding van methaan in een elektriciteitscentrale

In dit voorbeeld wordt ingegaan op de verbranding van methaan met een overmaat lucht, zoals die in een gasgestookte elektriciteitscentrale voorkomt. Veronderstel dat er 25 mol% overmaat lucht per mol/s methaan wordt toegepast bij de adiabatisch verlopende verbranding, dat methaan en lucht bij 298,15 K gescheiden de branders ingevoerd worden, methaan volledig verbrandt tot kooldioxide en water en dat de druk steeds 0,1 MPa is. Neem eenvoudigheidshalve aan dat lucht voor 79 mol% uit stikstof en voor 21 mol% uit zuurstof bestaat. De verbrandingsreactie is:

$$CH_4(g) + 2O_2(g) \rightarrow CO_2(g) + 2H_2O(g) \tag{2.13}$$

Berekening van het ingaande arbeidsvermogen

De chemische exergiewaarde van methaan is eerder al berekend op 832,0 kJ/mol. Voor de verbranding is dan 2,5 (= 2 · 1,25) mol/s zuurstof nodig en er wordt dus ook 9,4 (= 79/21 · 2,5) mol/s stikstof toegevoerd. Het arbeidsvermogen van 11,9 mol/s lucht is dan gelijk aan:

$$n_{ch,O_2(g)} \cdot ex_{ch,O_2(g)} + n_{ch,N_2(g)} \cdot ex_{ch,N_2(g)} + n_{lucht} \cdot ex_{mx} =$$

$$2{,}5 \cdot ex_{ch,O_2(g)} + 9{,}4 \cdot ex_{ch,N_2(g)} + 11{,}9 \cdot RT_0 \Sigma(x_i \ln x_i) \qquad (2.14)$$

Het arbeidsvermogen van 11,9 mol/s lucht wordt daarmee: 2,5 · 3,97 + 9,4 · 0,72 + 11,9 · $8{,}314 \cdot 10^{-3}$ · 298,15(0,21ln(0,21) + 0,79ln(0,79)) = 1,5 kJ/s. Het totale arbeidsvermogen van de ingaande stromen ($\dot{E}x_{in}$) kan dan berekend worden uit de vergelijking:

$$\dot{E}x_{in} = \dot{E}x_{ch}(\text{methaan}) + \dot{E}x(\text{lucht}) = 832{,}0 + 1{,}5 = 833{,}5 \text{ kJ/s} \qquad (2.15)$$

De berekening van het uitgaande arbeidsvermogen

Na de volledige verbranding is er 0,5 mol/s zuurstof en 9,4 mol/s stikstof over en is er 1 mol/s kooldioxide en 2 mol/s water gevormd. Om de exergiewaarde van dit gasmengsel te kunnen bepalen moet eerst de temperatuur van het gasmengsel berekend worden. Dit is mogelijk door de eerste hoofdwet toe te passen op dit stationaire stromingsproces. De energie van de toevoerstroom is gelijk aan de energie van de afvoerstroom: $n_{in}h_{in} = n_{uit}h_{uit}$ of

$$\Delta H = n_{uit}h_{uit} - n_{in}h_{in} = 0 = \Delta_r H^0_{298,15} + \int_{298,15}^{T} \Sigma n_i c^0_{p,i} \mathrm{d}T \qquad (2.16)$$

waarin met i de reactieproducten worden aangeduid.

$$\Delta_r H^0_{298,15} = \Sigma \nu_i \Delta_f h^0_{298,15}(i) \qquad (2.17)$$

en is daarmee gelijk aan: (- 1) · (- 50460) - 2 · 0 + 1 · (-394359) + 2 · (-228572) = - 802625 J.

$$\Sigma n_i c^0_{p,i} = 0{,}5 c^0_{p,O_2} + 9{,}4 c^0_{p,N_2} + 1 c^0_{p,CO_2} + 2 c^0_{p,H_2O} \qquad (2.18)$$

Met de $c_{p,i}^0$-waarden uit [2] wordt dit: $\Sigma n_i c^0_{p,i} = 374{,}5 + 8{,}125 \cdot 10^{-2} \cdot T + (-5{,}425 \cdot 10^5) \cdot T^{-2}$. Uit de gegeven vergelijking is T op te lossen: T = 2008 K. Nu deze temperatuur bekend is, kan de exergie van de verbrandingsgassen berekend worden. Deze exergie bestaat uit de

drie componenten: de chemische, fysische en de mengexergie. De chemische exergie van het verbrandingsgas (de uitgaande stroom) wordt gegeven door:

$$Ex_{\mathrm{ch,uit}} = 0{,}5 \cdot ex_{\mathrm{ch,O_2(g)}} + 9{,}4 \cdot ex_{\mathrm{ch,N_2(g)}} + 1 \cdot ex_{\mathrm{ch,CO_2(g)}} + 2 \cdot ex_{\mathrm{ch,H_2O(g)}} \tag{2.19}$$

en is gelijk aan: 0,5·3,97 + 9,4·0,72 + 1·19,87 + 2·9,49 = 47,60 kJ. De fysische exergie wordt berekend uit:

$$Ex_{\mathrm{tm,uit}} = \Delta H_{\mathrm{tm,uit}} - 298{,}15 \cdot \Delta S_{\mathrm{tm,uit}} \tag{2.20}$$

met:

$$\Delta H_{\mathrm{tm,uit}} = \int_{298,15}^{2008} \Sigma n_{\mathrm{i}} c_{p,\mathrm{i}}^{0} \mathrm{d}T \tag{2.21}$$

waarin i ieder van de verschillende reactieproducten voorstelt en waarin:

$$\Sigma n_{\mathrm{i}} c_{p,\mathrm{i}}^{0} = 0{,}5 c_{p,\mathrm{O_2}}^{0} + 9{,}4 c_{p,\mathrm{N_2}}^{0} + 1 c_{p,\mathrm{CO_2}}^{0} + 2 c_{p,\mathrm{H_2O}}^{0} \tag{2.18}$$

Met de $c_{p,\mathrm{i}}^{0}$-waarden uit [2] wordt dit: $\Sigma n_{\mathrm{i}} c_{p,\mathrm{i}}^{0} = 374{,}5 + 8{,}125 \cdot 10^{-2} \cdot T - 5{,}425 \cdot 10^{5} \cdot T^{-2}$. Uit deze gegevens (met T = 2008 K) kan $\Delta H_{\mathrm{tm,uit}}$ berekend worden met als resultaat: $\Delta H_{\mathrm{tm,uit}}$ = 802625 J. Op analoge wijze kan $\Delta S_{\mathrm{tm,uit}}$ berekend worden:

$$\Delta S_{\mathrm{tm,uit}} = \int_{298,15}^{2008} \Sigma n_{\mathrm{i}} c_{p,\mathrm{i}}^{0} \mathrm{d}T/T = 850{,}305 \text{ kJ/K} \tag{2.22}$$

$Ex_{\mathrm{tm,uit}}$ = 802625 - 298,15 · 850,305 = 549,11 kJ. De mengcomponent van de exergie wordt dan, met de veronderstelling dat de gassen zich ideaal gedragen, berekend uit:

$$Ex_{\mathrm{mx,uit}} = RT_0 \Sigma n_{\mathrm{i}} \ln x_{\mathrm{i}} = RT_0 \Sigma n_{\mathrm{i}} \ln\left(\frac{n_{\mathrm{i}}}{\Sigma n_{\mathrm{i}}}\right) \tag{2.23}$$

$Ex_{\mathrm{mx,uit}}$ = 8,314.10^{-3}.298,15(0,5ln(0,03876) + 9,4ln(0,7287) + 1ln(0,07752) + 2ln(0,1550)) = - 26,984 kJ. De exergiewaarde van de verbrandingsgassen wordt dan: Ex_{uit} = 47,60 + 549,11 - 26,984 = 569,73 kJ.

Berekening van het exergieverlies

Het exergieverlies per tijdseenheid dat bij het verbrandingsproces optreedt, ofwel het verlies aan arbeidsvermogen, is:

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{uit} = \dot{W}_{lost} = 833{,}5 - 569{,}7 = 263{,}8 \text{ kJ/s} \tag{2.24}$$

Dit betekent dat (263,8/833,5) · 100% = 31,6% van het toegevoerde arbeidsvermogen verloren is gegaan bij dit verbrandingsproces. In paragraaf 2.5 (over drijvende krachten) wordt ingegaan op de oorzaak van dit hoge exergieverlies.

Andere berekeningsmethode van het verlies aan arbeidsvermogen

Het verlies aan arbeidsvermogen bij de adiabatische verbranding van methaan kan ook op een andere, 'directe', manier berekend worden. Hieronder wordt deze methode toegelicht.

$$Ex_{in} - Ex_{uit} = -(Ex_{uit} - Ex_{in}) = -(\Delta H - T_0 \Delta S) \tag{2.25}$$

waarbij met de Δ de waarde van de betreffende grootheid in de eindtoestand minus de waarde in de begintoestand bedoeld wordt. Volgens toepassing van de eerste hoofdwet op dit verbrandingsproces geldt: $\Delta H = 0$. Voor de berekening van ΔS worden achtereenvolgens de volgende toestandsveranderingen doorlopen: ontmenging van de reactanten bij T_0 en p_0, verbrandingsreactie, opwarming van de zuivere verbrandingsgassen bij p_0 tot 2008 K en tenslotte mening van de verbrandingsgassen bij $T = 2008$ K en p_0. In formulevorm:

$$\Delta S = -\Delta_{mix} S^0_{298,15} + \Delta_r S^0_{298,15} + \int_{298,15}^{T} \Sigma n_i c^0_{p,i} dT/T + \Delta_{mix} S^0_T \tag{2.26}$$

Methaan was nog niet gemengd met lucht (methaan en lucht werden gescheiden de branders ingevoerd), zodat uitsluitend de lucht ontmengd hoeft te worden.

$$-\Delta_{mix} S^0_{298,15} = R\Sigma n_i \ln x_i = 8{,}314(2{,}5\ln(0{,}21) + 9{,}4\ln(0{,}79)) = -50{,}86 \text{ J/K} \tag{2.27}$$

$\Delta_r S^0_{298,15}$ kan berekend worden uit de relatie:

$$\Delta_r S^0_{298,15} = (\Delta_r H^0_{298,15} - \Delta_r G^0_{298,15})/298{,}15 \tag{2.28}$$

$\Delta_r H^0_{298,15}$ is reeds eerder berekend (vergelijking (2.17)). $\Delta_r G^0_{298,15}$ kan uit getabelleerde standaard Gibbs-vormingsenergieën berekend worden volgens

$$\Delta_r G^0_{298,15} = \Sigma \nu_i \Delta_f G^0_{298,15}(i) \tag{2.29}$$

$\Delta_r G^0_{298,15}$ = - 1 · (-50460) - 2 · 0 + 1 · (-394359) + 2 · (-228572) = - 801043 J daaruit volgt dan dat $\Delta_r S^0_{298,15}$ gelijk is aan: ((-802625) - (-801043))/298,15 = - 5,306 J/K. Het resultaat van de integraal is al eerder berekend op 850,305 J/K (vergelijking (2.22)).

$$\Delta_{mix} S_T^0 = -R\Sigma n_i \ln x_i \tag{2.27}$$

en is daarmee gelijk aan: -8,314(0,5ln0,03876 + 1ln0,07752 + 2ln0,1550 + 9,4ln0,7287) = 90,51 J/K. ΔS en het exergieverlies kunnen nu berekend worden: ΔS = - 50,86 - 5,31 + 850,31 + 90,51 = 884,65 J/K.

$$Ex_{in} - Ex_{uit} = -(\Delta H - T_0 \Delta S) = 0 + 298{,}15 \cdot 884{,}65 = 263{,}8.10^3 \text{ J} \tag{2.25}$$

Het verlies aan arbeidsvermogen per mol/s methaanvoeding is dus 263,8 kJ/s en is daarmee in overeenstemming met het eerder berekende verlies.

Zoals uit dit laatste voorbeeld blijkt, is het voor de berekening van verlies aan arbeidsvermogen niet noodzakelijk om gebruik te maken van de "absolute" exergiewaarden. Wel moesten vanwege het optreden van chemische reacties de vormingsenthalpie en Gibbs-energie onder standaardcondities gebruikt worden om consistente resultaten te krijgen (zie paragraaf 2.3.4). Zoals uit dit voorbeeld blijkt is alleen al door de verbranding 30% van de oorspronkelijk aanwezige exergie verloren gegaan. Vervolgens moeten er nog diverse processen (met hun verliezen) doorlopen worden voordat uiteindelijk elektriciteit verkregen wordt.

2.4 Brandstofcellen

Uit de vorige paragraaf is gebleken dat er veel exergie verloren gaat bij de eerste stap van elektriciteitsproductie uit aardgas, namelijk de omzetting van aardgas in warmte (verbranding). Een directere omzetting van de chemische exergie-inhoud van aardgas naar elektriciteit is wenselijk om het exergieverlies bij elektriciteitsproductie te beperken. Een dergelijke omzetting is mogelijk in een brandstofcel. Een brandstofcel bestaat uit een anode- en een kathoderuimte. Een brandstof als waterstof of koolmonoxide wordt in de anoderuimte geoxideerd (elektronen worden aan de anode afgegeven), terwijl in de kathoderuimte het oxidatiemiddel (zuurstof) gereduceerd wordt (elektronen worden opgenomen uit de kathode). De brandstofcellen worden gekarakteriseerd door het type elektrolyt dat zij bevatten. In een MCFC, een molten carbonate fuel cell, verzorgen carbonaat-ionen het transport van lading van de kathode naar de anode. Onder gunstige omstandigheden kan een brandstofcel vrijwel reversibel bedreven worden, zodat de chemische reactie-exergie vrijwel volledig in elektriciteit omgezet wordt. Op dit principe berust de bepaling van standaard Gibbs-energieën van chemische reacties uit EMK-metingen (het meten van de spanning (ε)) van elektrochemische cellen. Het stroomloos gemeten spanningsverschil tussen anode en kathode ε wordt gegeven door de volgende relatie:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 - RT/(n_e F) \ln\left(\Pi a_i^{\nu_i}\right) \tag{2.30}$$

Het verband tussen ε_0 en de gezochte waarde van $\Delta_r G^0{}_T$ is:

$$\varepsilon_0 n_e F = -\Delta_r G^0{}_T; \tag{2.31}$$

waarin n_e het aantal mol elektronen is dat bij een spontaan verlopende reactie (volgens de beschouwde reactievergelijking) van de anode naar de kathode getransporteerd wordt; F is de Faraday-constante (96500 C/mol elektronen); a_i is de activiteit van de stof i uit de reactievergelijking en ν_i is de stoechiometrische coëfficiënt van stof i uit de reactievergelijking.

Bij brandstofcellen treden exergieverliezen op bij de chemische omzettingen nodig om de brandstof te maken en te scheiden van de overige reactiecomponenten. Verdere verliezen worden veroorzaakt door warmte-, stof- en impulsoverdracht, menging en (karakteristiek voor elektrochemische cellen) bij ladingtransport zoals door de ohmse weerstand van elektrolyt en geleiders en door polarisatie van de elektroden. Een verlies treedt bovendien nog op bij de omzetting van gelijkspanning in wisselspanning. Door al deze oorzaken is elektrochemische omzetting nog geen redelijk alternatief voor grootschalige opwekking van elektriciteit.

2.5 Drijvende krachten

Een belangrijk aanknopingspunt voor de interpretatie en het redelijkerwijze reduceren van exergieverliezen wordt enerzijds geboden door de Gouy-Stodola-relatie:

$$\dot{W}_{\text{lost}} = T_0 \Delta \dot{S}_{\text{irrev}} \tag{2.32}$$

en anderzijds door de relatie tussen entropieproductie en drijvende krachten en stromen uit de irreversibele thermodynamica:

$$\Delta \dot{S}_{\text{irrev}} = \Sigma J_i X_i \tag{2.33}$$

De grootheid aan de linkerzijde is de entropieproductie zoals die ten gevolge van wrijvingsprocessen optreedt: X_i is een drijvende kracht en J_i is de direct daarmee verbonden stroom. Er is een zekere vrijheid in het definiëren van drijvende krachten en stromen, maar het product moet altijd de eenheid J/Ks hebben. Zo kan als drijvende kracht voor warmteoverdracht $\Delta 1/T$ genomen worden met de eenheid 1/K, de gerelateerde stroom is dan de warmtestroom $\dot{Q}$ met de eenheid J/s. Als drijvende kracht voor een chemische reactie is door De Donder [3] de affiniteit A ingevoerd waarbij $A = -\Sigma\nu_i\mu_i$. Wanneer A/T als drijvende kracht wordt gedefinieerd (eenheid J/molK), is de gerelateerde stroom de reactiesnelheid v (eenheid mol/s), met $v = (1/\nu_i)\mathrm{d}n_i/\mathrm{d}t$.

Deze affiniteit verschilt voor een verbrandingsreactie niet veel van $-\Delta_r G^0{}_T$ en heeft een zeer grote waarde, zodat het niet verwonderlijk is dat bij het hiervoor beschouwde verbrandingsproces zo'n groot exergieverlies optreedt. Dit soort chemische reacties moet zoveel mogelijk vermeden worden. Zo is bijvoorbeeld bij de productie van synthesegas uit methaan en stoom in veel mindere mate verbranding van methaan in een fornuis nodig wanneer op een geschikt moment zuurstof toegevoerd wordt aan het reactiemengsel. Zie hiervoor ook [4]. Het

koppelen van chemische reacties kan leiden tot lagere affiniteiten en daarmee tot lagere exergieverliezen ten gevolge van chemische reacties. Dit kan echter wel leiden tot complexere scheidingen en daardoor tot een toename van de exergieverliezen bij de scheidingen. De natuur leert ons dat het uitvoeren van chemische reacties in veel deelstappen en met gebruik van zeer specifieke katalysatoren als enzymen, milde reactie-omstandigheden mogelijk maakt en beperkte exergieverliezen optreden.

2.6 Cumulatieve exergieconsumptie

Uit de voorgaande voorbeelden blijkt hoe een exergie-analyse uitgevoerd kan worden in de situatie dat in het proces ook chemische omzettingen optreden en hoe de exergieverliezen geïnterpreteerd kunnen worden. Het is van belang om verschillende productieprocessen voor een bepaalde stof met elkaar te vergelijken en na te gaan hoeveel exergieverlies per eenheid product optreedt, zodat processen ten opzichte van elkaar beoordeeld kunnen worden. Voor een zorgvuldige beoordeling is het niet alleen noodzakelijk om de verschillende processtappen in de analyse te betrekken, maar ook de exergie en het exergieverlies zoals dat voor het realiseren (de fabricage) van het productieproces nodig is. Dit wordt hieronder toegelicht.

Exergieverlies bij processen en de fabricage van apparatuur

Minimalisatie van exergieverliezen bij warmteoverdracht maakt het nodig om de drijvende kracht $\Delta(1/T)$ (en $\Delta(p/T)$) te minimaliseren. Om dan toch de gewenste warmtestroom over te kunnen dragen moet het warmtewisselend oppervlak oneindig groot worden. Dit laatste betekent oneindig hoge apparatuurkosten. Wanneer het exergieverlies voor de hele gebruiksketen (dus inclusief fabricage) van de warmtewisselaar wordt meegenomen, is het duidelijk dat er een optimumwaarde voor de drijvende krachten en de grootte van de warmtewisselaar gevonden zal kunnen worden. Hierbij moet dan het totale exergieverlies per tijdseenheid geminimaliseerd worden. Dit vereist veel gegevens, die lang niet altijd beschikbaar zijn, bijvoorbeeld vanwege het vertrouwelijke karakter van sommige informatie. Er is echter toch redelijk wat informatie beschikbaar, voornamelijk in verband met het belang van deze informatie voor het uitvoeren van levenscyclusanalyses. In het programma SIMAPRO zoals dat binnen de faculteit van het Industrieel Ontwerpen gebruikt wordt, zijn bijvoorbeeld productiegegevens beschikbaar. In het algemeen is het eenvoudiger om aan globale productiegegevens te komen, waardoor de invoer- en de uitvoerstromen van een proces of een keten van processen exergetisch gewaardeerd kunnen worden. Op deze wijze is voor een aantal stoffen een vergelijking gemaakt tussen hun chemische exergie en de hoeveelheid exergie die nodig is voor hun productie via de meest toegepaste productietechniek. In tabel 2.4 zijn deze exergiewaarden opgenomen, hierin is niet de exergie nodig voor de bouw van de productie-installatie meegenomen.

Tabel 2.4. *De chemische exergiewaarden van een aantal stoffen en de benodigde hoeveelheid exergie voor de productie van deze stoffen.*

stof	ex_{ch} [kJ/mol]	$ex_{productie}$ [kJ/mol]	$ex_{productie}/ex_{ch}$ [-]	$ex_{productie} - ex_{ch}$ [kJ/mol]
Al	888	4703	5,3	3815
CH_3OH	717	1136	1,6	419
ureum	686	1590	2,3	904
NH_3	338	763	2,3	425
H_2	236	409	1,7	173
Cu	130	1537	12	1407
HNO_3	43	995	23	952
O_2	4	64	16	60

Uit tabel 2.4 blijkt dat alleen al voor de productie uit de natuurlijke grondstoffen zo'n twee tot twintig maal de chemische exergie van het product nodig is. Methanol kan beschouwd worden als een positieve uitschieter: ondanks de productie uit synthesegas is minder dan twee maal de chemische exergie van methanol nodig. Voor waterstof geldt bijna hetzelfde. Methanol en waterstof zijn stoffen die via een gering aantal chemische omzettingen bereid zijn. Zuurstof is niet via een chemische omzetting geproduceerd maar via cryogene luchtscheiding. Ammoniak wordt uit stikstof en waterstof gemaakt, terwijl ureum en salpeterzuur weer uit ammoniak gemaakt worden. Opvallend is de grote bijdrage die chemische omzettingen aan de exergieverliezen leveren. Hier ligt voor chemici een uitdaging. Het *verschil* tussen de ingezette exergie en de chemische exergie van het product is echter een beter beoordelingscriterium uit het oogpunt van het zo goed mogelijk omgaan met exergie. Uitschieters zijn dan aluminium en in mindere mate koper, die beide via elektrolyseprocessen worden gemaakt. Kritische bezinning op productie, het gebruik, hergebruik en mogelijke alternatieven is op zijn plaats. Vooral voor stoffen als aluminium is hergebruik een zinvolle optie.

Zoals reeds eerder is opgemerkt, is het voor het vergelijken van verschillende productieroutes beter om niet alleen rekening te houden met de exergieverliezen bij de productieprocessen, maar om ook rekening te houden met de exergieverliezen die optreden ten gevolge van de fabricage van de productie-installaties; de cumulatieve exergieconsumptie. Een dergelijke gedetailleerde analyse kan veel inzicht verschaffen en onverwachte resultaten opleveren. Zo'n analyse zou eigenlijk voor alle productieprocessen uitgevoerd moeten worden, zodat deze kritisch bekeken kunnen worden.

Exergieverlies leidt tot een onherroepelijke afname van de potentie om processen uit te kunnen voeren. Er zou naar gestreefd moeten worden om de exergieverliezen minstens te compenseren door het vastleggen van de exergie van ingestraalde zonne-energie. In de huidige situatie is hiervan nog geen sprake: fossiele brandstoffen worden op een zoveel kortere tijdschaal verbruikt dan ze ontstaan zijn, dat aanpassing nodig is. Bezinning is nodig

op de benodigde hoeveelheden exergie in de gehele productieketen en de verliezen die daarbij optreden.

Algemeen concluderend kan worden gesteld dat het verminderen van exergieverliezen op drie fronten minder verlies geeft:
* minder gebruik van grondstoffen in het algemeen
* minder gebruik van energiedragers in het bijzonder
* minder belasting van het milieu.

2.7 Literatuur

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

[2] J.M. Smith and H.C. van Ness, *Introduction to chemical engineering thermodynamics,* McGraw-Hill, New York, 1987.

[3] Th. de Donder, *L'affinité*, Gauthier-Villars, Paris, 1927.

[4] A.P. Hinderink, F.P.J.M. Kerkhof, A.B.K. Lie, J. de Swaan Arons, H.J. van der Kooi, - I. Exergy analysis with a flowsheeting simulator - II. Application; synthesis gas production from natural gas, *Chemical engineering science,* Vol. 51, 1996, pp. 4693-4715.

3 Exergieverlies bij stroming en warmteoverdracht

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

3.1 Inleiding

In veel technische installaties en bij chemische processen komt, vaak in combinatie, zowel stroming als warmteoverdracht voor. Stroming ontstaat wanneer arbeid of potentiële energie in kinetische energie van het fluïdum wordt omgezet. Een dergelijke omzetting gaat niet zonder verliezen aangezien een deel van de toegevoerde energie via inwendige wrijving van het fluïdum in warmte wordt omgezet. Dit thermodynamisch onomkeerbare proces leidt tot entropieproductie en exergieverlies. Het exergieverlies kan kleiner gemaakt worden door, bij gelijkblijvend debiet, de drijvende kracht die de stroming in stand moet houden te verkleinen. Dit kan worden bereikt door het gebruik van leidingen met grotere diameter. Leidingen op een temperatuurniveau afwijkend van de omgeving kunnen via warmteoverdrachts-mechanismen warmte uitwisselen met de omgeving. Dit warmteverlies naar de omgeving betekent ook altijd exergieverlies. Het kan bijvoorbeeld worden tegengegaan door het oppervlak te verkleinen, ofwel door een kleinere diameter van de leiding te kiezen.Hiermee wordt duidelijk dat, waar stroming en warmteoverdracht tegelijk optreden, voor een beoordeling van het exergieverlies een gezamenlijke behandeling van beide aspecten veelal noodzakelijk is. Met behulp van beschrijvingen uit de technische stromingsleer en het warmtetransport zullen enkele karakteristieke verschijnselen worden behandeld. Gedetail-leerdere informatie kan gevonden worden in de leerboeken van Van den Akker en Mudde [1], Beek en Muttzall [2], Bird, Stewart en Lightfoot [3], Coulson en Richardson [4] en Kreith en Bohn [5]. Een uitgebreid overzicht van entropieproductie bij technische processen en de minimalisatie daarvan, is door Bejan [6, 7] gegeven.

3.2 Stroming

Bij de hier gegeven beschouwingen wordt uitgegaan van Newtonvloeistoffen, dat wil zeggen: vloeistoffen waarvan het viskeuze gedrag door niet meer dan één enkele viscositeit wordt bepaald. Voorts wordt verondersteld dat de stroming hydrodynamisch en thermisch is ingesteld, wat inhoudt dat de vorm van het snelheidsprofiel en het temperatuurprofiel plaats- en tijdonafhankelijk zijn.

Bij thermodynamische installaties ligt meestal de massastroom ϕ_m vast vanwege de gewenste productie van warmte, koude, elektriciteit, vloeibaar helium, enz. Bovendien heeft de massastroom vaak in grote delen van de installatie dezelfde waarde. In de vergelijkingen toegepast in dit hoofdstuk, wordt daarom bij voorkeur met deze grootheid gewerkt.

3.2.1 Pijpstroming

Een veelvoorkomend begrip bij pijpstroming is de hydraulische diameter. Voor een ronde pijp is de hydraulische diameter D_h gelijk aan de diameter en voor een niet-ronde pijp gelijk aan viermaal het quotiënt van doorsnede van het fluïdum A en natte omtrek F:

$$D_h = \frac{4A}{F} \tag{3.1}$$

Het verband tussen gemiddelde axiale vloeistofsnelheid $\langle v_z \rangle$, dichtheid ρ, massadebiet ϕ_m en volumedebiet ϕ_v wordt gegeven door:

$$\phi_m = \rho\phi_v = \rho A\langle v_z \rangle \tag{3.2}$$

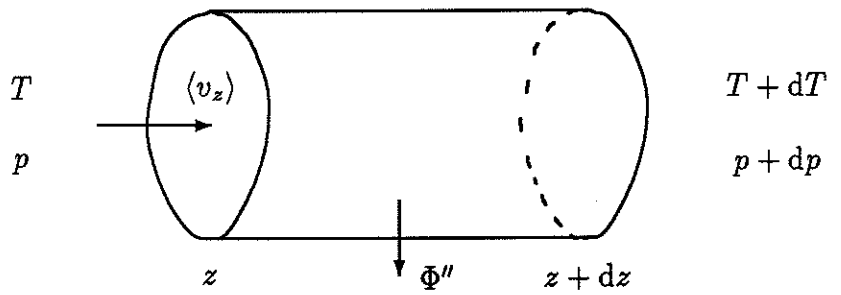
Voor de berekening van de drukval wordt uitgegaan van een horizontaal pijpelementje dz (figuur 3.1); integratie geeft de drukval over de volledige pijplengte. De drukval over het horizontale pijpelementje wordt gegeven door de Fanningvergelijking:

$$-\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z} = \frac{4f}{D_h}\frac{\rho\langle v_z \rangle^2}{2} = \frac{4f\phi_m^2}{2D_h\rho A^2} \tag{3.3}$$

hierin is f de frictiefactor. Voor de frictiefactor bestaan relaties afhankelijk van het Reynoldsgetal

$$Re = \frac{\rho\langle v_z \rangle D_h}{\eta} = \frac{4\phi_m}{\eta F} \tag{3.4}$$

en de wandruwheid van de pijp (vergelijking (3.10)). η [kg/m s] is hierin de dynamische viscositeit.



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

Het benodigde vermogen P om de stroming in stand te houden wordt per lengte-eenheid gegeven door:

$$\frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}z} = -\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}\phi_v \tag{3.5}$$

Dit vermogen is ook gelijk aan de viskeuze dissipatie. Integratie van deze dissipatie per lengte-eenheid langs het leidingstelsel geeft het noodzakelijke pompvermogen. De gedissipeerde mechanische energie per kg doorgestroomde massa en de daardoor veroorzaakte temperatuurverhoging dT bij een adiabatische leiding worden gegeven door:

$$\mathrm{d}w_t = -\frac{1}{\rho}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}\mathrm{d}z = c_p\mathrm{d}T \tag{3.6}$$

c_p [J/kg K] is de soortelijke warmte. Met een leiding die op omgevingstemperatuur is en gehouden wordt, is de gedissipeerde mechanische energie ook direct gelijk aan het exergieverlies veroorzaakt door wrijving. De mechanische arbeid is omgezet in warmte op omgevingstemperatuur en daar kan niets nuttigs meer mee gedaan worden. Voor het bepalen van dit exergieverlies is informatie nodig omtrent de frictiefactor. Daar wordt in de volgende paragrafen nader op ingegaan.

3.2.2 Laminaire pijpstroming

Voor de laminaire stroming door een ronde pijp, ook bekend onder de naam Poiseuillestroming, geldt voor de frictiefactor:

$$4f = \frac{64}{Re}, \qquad 0 < Re < 2000 \tag{3.7}$$

Voor niet-ronde doorsneden is de frictiefactor wel evenredig met $1/Re$, maar geldt een andere evenredigheidsconstante. Voor de laminaire stroming tussen twee oneindige evenwijdige vlakke platen is $4f = 96/Re$. Bird et al. [3] geven een analytische oplossing voor de stroming tussen twee concentrische cilinders (annulus). In dit geval ligt de waarde van de frictiefactor tussen die voor een ronde pijp en vlakke evenwijdige platen in. Andere voorbeelden kunnen bij Kreith en Bohn [5] worden gevonden.

Voorbeeld: Dissipatie bij laminaire stroming van damp of vloeistof door een ronde pijp

In de praktijk komt dit voor bij een verdamper, zoals toegepast bij een elektriciteitscentrale, koelkast of bij het vloeibaar maken van aardgas. In latere voorbeelden wordt dezelfde verdamper behandeld, maar dan bij turbulente stroming en ruwe pijpen. In dit voorbeeld stroomt de vloeistof laminair naar een verdamper toe en gaat de gevormde damp in een laminaire stroming van de verdamper weg. Hoe verhouden zich de dissipaties in beide

horizontale ronde leidingen wanneer deze dezelfde diameter hebben, en hoe moet de verhouding tussen de diameters zijn om per lengte-eenheid dezelfde dissipatie te hebben?

Tabel 3.1. *Enkele eigenschappen van water en stoom bij 100 °C en 101325 Pa.*

		Water	Stoom	
Dichtheid	ρ	958,38	0,5977	kg/m^3
Viscositeit	η	$0{,}2818 \cdot 10^{-3}$	$0{,}1255 \cdot 10^{-4}$	kg/m s
Warmtegeleidingscoëfficiënt	λ	0,682	0,0249	W/m K
Soortelijke warmte	c_p	$4{,}211 \cdot 10^3$	$2{,}034 \cdot 10^3$	J/kg K
Prandtlgetal	Pr	1,74	1,02	-

Voor de dissipatie in een leiding wordt door substitutie van de Fanningvergelijking (3.3) en vergelijking (3.7) in de uitdrukking voor de dissipatie per massaeenheid (3.6) gevonden:

$$\mathrm{d}w_t = \frac{128}{\pi} \frac{\eta \phi_m}{\rho^2 D^4} \mathrm{d}z \tag{3.8}$$

Bij gelijke diameter en massastroom verhouden de dissipaties van damp 1 (stoom bij 100 °C en standaarddruk) en vloeistof 2 (water bij 100 °C en standaarddruk) zich volgens vergelijking (3.8) als:

$$\frac{\eta_1}{\eta_2} \frac{\rho_2^2}{\rho_1^2} = \frac{0{,}01255}{0{,}2818} \left(\frac{958{,}38}{0{,}5977} \right)^2 = 1{,}145 \cdot 10^5$$

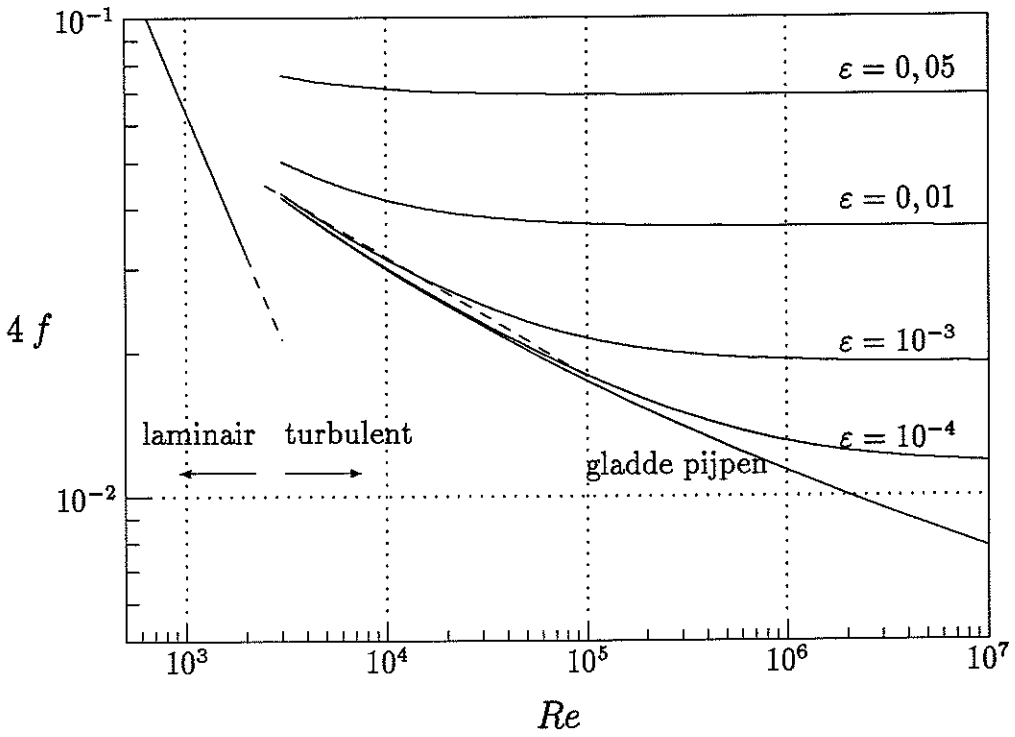
De vierdemachtswortel hieruit geeft de diameterverhouding D_1/D_2 = 18,4 voor gelijke dissipatie in de twee leidingen. Bij gelijke diameter is de verhouding $Re_1/Re_2 = \eta_2/\eta_1$ = 22,5. Bij gelijke dissipatie is $Re_1/Re_2 = \eta_2 D_2/\eta_1 D_1$ = 1,22. Deze verhoudingen liggen niet zodanig dat de aanname dat beide stromingen laminair zijn, irreëel is.

3.2.3 Turbulente pijpstroming

De formule van Blasius geeft het verloop van de frictiefactor met het Reynoldsgetal voor turbulente stroming in pijpen met een gladde wand:

$$4f = 0{,}316 Re^{-1/4}, \qquad 2500 < Re < 10^5 \tag{3.9}$$

Dit verband is met een stippellijn in figuur 3.2 weergegeven. Ook andere empirische relaties zijn bekend. Bij het gebruik hiervan moet vooral op het geldigheidsgebied gelet worden.



Figuur 3.2. *Frictiefactor 4f als functie van het Reynoldsgetal Re en de wandruwheid* ε.

De relatie van de frictiefactor met het Reynoldsgetal en de wandruwheid kan in de getrokken krommen van figuur 3.2 worden afgelezen. Deze krommen zijn berekend met de in Coulson en Richardson [4] gegeven relatie:

$$(f/2)^{-0,5} = -2,5\ln\left(0,27\,\varepsilon + 0,885\,Re^{-1}(f/2)^{-0,5}\right), \qquad 2500 < Re < 10^7 \tag{3.10}$$

ε is hierin een maat voor de wandruwheid: het quotiënt van gemiddelde hoogte van de oneffenheden en de pijpdiameter. Voor grote wandruwheid is de frictiefactor bijna onafhankelijk van *Re*. Ook valt op dat deze relatie voor een gladde pijp niet samenvalt met de relatie van Blasius. Er zijn verschillen tot 10% in de waarde van de frictiefactor. Dit geeft een indicatie van de nauwkeurigheid van dit soort relaties. Voor de volledigheid is links in figuur 3.2 de frictiefactor voor laminaire stroming in een ronde buis volgens vergelijking (3.7) gegeven.

Voorbeeld: Dissipatie bij turbulente stroming van damp of vloeistof door een gladde ronde pijp

Dezelfde vraag als in het voorgaande voorbeeld wordt gesteld, echter nu veronderstellend dat de frictiefactor gegeven wordt door de Blasiusvergelijking. Voor de dissipatie wordt dan gevonden:

$$\mathrm{d}w_t = \frac{1{,}7876}{\pi^{1,75}} \frac{\eta^{0,25}\phi_m^{1,75}}{\rho^2 D^{4,75}} \mathrm{d}z \tag{3.11}$$

en de verhouding van de dissipaties bij gelijke diameter en gelijke massastroom wordt nu gegeven door:

$$\left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right)^{0,25} \frac{\rho_2^2}{\rho_1^2} = \left(\frac{0{,}01255}{0{,}2818}\right)^{0,25} \left(\frac{958{,}38}{0{,}5977}\right)^2 = 1{,}181 \cdot 10^6$$

De diameterverhouding voor gelijke dissipatie volgt nu uit: $D_1/D_2 = (1{,}181 \cdot 10^6)^{1/4,75} = 19{,}0$.

Voorbeeld: Dissipatie bij turbulente stroming van damp of vloeistof door een ruwe ronde pijp

Voor relatief grote wandruwheid hangt de frictiefactor niet meer af van het Reynoldsgetal en heeft de constante waarde f_0. De dissipatie door wrijving bedraagt nu:

$$\mathrm{d}w_t = 4 f_0 \frac{8}{\pi^2} \frac{\phi_m^2}{\rho^2 D^5} \mathrm{d}z$$

Voor de verhouding van de dissipaties bij gelijke diameter geldt:

$$\frac{\rho_2^2}{\rho_1^2} = \left(\frac{958{,}38}{0{,}5977}\right)^2 = 2{,}571 \cdot 10^6$$

en de diameterverhouding bij gelijke dissipatie is nu: $D_1/D_2 = (2{,}571 \cdot 10^6)^{1/5} = 19{,}1$. Het is opmerkelijk hoe weinig de diameterverhouding bij gelijke dissipatie in de drie gegeven voorbeelden verschilt.

3.2.4 Andere systemen

Voorbeelden van andere open systemen zijn: bocht, knie, diffusor, venturi, smoorklep, kraan, meetflens, doorsnedesprong, poreus medium (gepakt bed), katalysatorbed (monoliet), fluïde bedden, bepaalde typen warmtewisselaar, enz. De stroming door dit soort appendages en apparaten kan op een vergelijkbare manier als pijpstroming worden aangepakt na introductie van het weerstandsgetal. Het weerstandsgetal K_f geeft direct w_f [J/kg], de dissipatie per eenheid doorstroomde massa in het apparaat.

$$w_f = K_f \frac{\langle v_z \rangle^2}{2} \tag{3.12}$$

Voor de snelheid wordt hier de snelheid in de benedenstroomse leiding genomen. In de eerder genoemde literatuur [1, 2, 3] zijn waarden van het weerstandsgetal te vinden. Voor zover gegevens ontbreken, moet door meting van drukval en debiet in de lacune worden voorzien.

3.3 Warmteoverdracht

3.3.1 Exergieverlies bij warmteoverdracht

Onder warmteoverdracht wordt hier verstaan een warmtestroom van een hogere naar een lagere temperatuur, waarbij die warmtestroom wordt aangedreven door het temperatuurverschil. Over het algemeen is warmteoverdracht een onomkeerbaar proces. Slechts in de limiet van een warmteoverdracht nihil of in de limiet van een oneindig goede warmteoverdracht is warmteoverdracht omkeerbaar. Het eerste streeft men na bij een adiabatisch proces en het tweede bij isotherme warmtewisseling. Afwijkingen van het ideaal adiabatisch of ideaal isotherm zijn, geven onomkeerbaarheden en dus exergieverlies.

Eerst worden twee oneindig grote warmtereservoirs met temperatuur T_a en temperatuur T_b beschouwd. Er wordt verondersteld dat $T_a > T_b$ en dat er een hoeveelheid warmte dQ van reservoir a naar reservoir b gaat. Veronderstel dat bij dit proces geen warmte verloren gaat, dus

$$dH = 0 \tag{3.13}$$

Bij dit onomkeerbare proces vindt entropieproductie plaats. Deze is positief en gelijk aan:

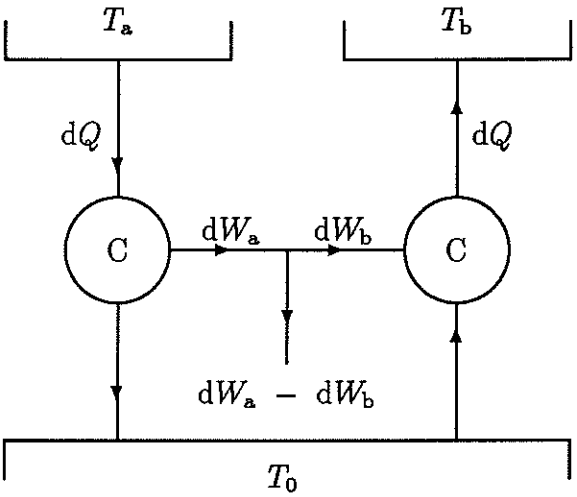
$$dS_{irrev} = dQ\left(\frac{1}{T_b} - \frac{1}{T_a}\right) \tag{3.14}$$

Met de Gouy-Stodola-relatie wordt het exergieverlies nu:

$$\mathrm{d}Ex = T_0 \mathrm{d}S_{\mathrm{irrev}} = \mathrm{d}Q T_0 \left(\frac{1}{T_\mathrm{b}} - \frac{1}{T_\mathrm{a}} \right) = \mathrm{d}Q T_0 \left(\frac{T_\mathrm{a} - T_\mathrm{b}}{T_\mathrm{a} T_\mathrm{b}} \right) \tag{3.15}$$

Hier is direkt te zien dat het exergieverlies nul wordt bij een adiabatisch proces ($\mathrm{d}Q = 0$) en bij een isotherm proces ($T_\mathrm{a} = T_\mathrm{b}$). Bij hoge temperatuur is het exergieverlies door warmteoverdracht relatief klein. Bij zeer lage temperaturen worden de verliezen aanzienlijk. Hiermee moet rekening gehouden worden bij de productie van vloeibare lucht en in nog veel sterkere mate bij die van vloeibaar helium. Wanneer in dit laatste geval bijvoorbeeld T_0 = 300 K, T_a = 12 K en T_b = 4 K is het exergieverlies 50·dQ. De remedie om het exergieverlies zoveel mogelijk tegen te gaan is het temperatuurverschil in de teller zo klein mogelijk te doen zijn. Dit kan in een warmtewisselaar worden benaderd met een zo groot mogelijk warmtewisselend oppervlak. Men loopt dan uiteindelijk wel tegen technische (b.v. warmteuitwisseling met de omgeving) en economische grenzen aan.

Het exergieverlies kan worden tegengegaan door omkeerbaar warmte te wisselen onder de gelijktijdige productie van arbeid. Dit kan op de manier zoals in figuur 3.3 is geschetst.



Figuur 3.3. *Omkeerbare warmtewisseling tussen reservoirs a en b met behulp van een reversibel arbeidsproces en een reversibele warmtepomp (b.v. Carnotprocessen).*

Een reversibel arbeidsproces (Carnotmachine) levert voor de hoeveelheid warmte dQ tussen de temperaturen T_a van reservoir a en omgevingstemperatuur T_0 een hoeveelheid arbeid:

$$\mathrm{d}W_\mathrm{a} = \mathrm{d}Q \left(1 - \frac{T_0}{T_\mathrm{a}} \right) \tag{3.16}$$

Om vanuit de omgeving met een reversibele warmtepomp (Carnotwarmtepomp) de hoeveelheid warmte dQ op temperatuur T_b te leveren is nodig een hoeveelheid arbeid:

$$dW_b = dQ\left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) \tag{3.17}$$

De netto winbare arbeid bedraagt dan:

$$dW_a - dW_b = dQT_0\left(\frac{1}{T_b} - \frac{1}{T_a}\right) \tag{3.18}$$

Zoals verwacht, is dit gelijk aan het in vergelijking (3.15) berekende exergieverlies.

Voorbeeld: Het handhaven van een constante temperatuur (HR-ketel versus warmtepomp)

Een gebouw moet inwendig op 20 °C worden gehouden bij een omgevingstemperatuur van 0 °C. Het blijkt dat daar, in de gegeven situatie bij een elektrische weerstandsverwarming, 5 kW aan vermogen voor nodig is. Wanneer dit verlies daarentegen gecompenseerd wordt met een ideaal werkende warmtepomp (Carnotcyclus) tussen buiten- en binnentemperatuur is voor het bedrijven van deze warmtepomp een vermogen nodig van:

$$5 \cdot 10^3\left(1 - \frac{273{,}15}{293{,}15}\right) = 341 \text{ W}$$

Dit is de minimale arbeid die nodig is om in de gegeven situatie de binnentemperatuur te handhaven. Een praktische benadering hiervan is bijvoorbeeld een elektrisch aangedreven warmtepomp volgens de Rankinecyclus. Deze cyclus wordt ook in de huishoudkoelkast of diepvriezer toegepast. Er wordt verondersteld dat deze warmtepomp praktisch met 1,5 kW toe kan. De vraag is nu of ruimteverwarming met een elektrisch aangedreven Rankinecyclus een betere benutting van beschikbare energie betekent in vergelijking met een HR-ketel. Deze vergelijking kan teruggebracht worden tot een vergelijking van de benodigde stookwaarde (onderste verbrandingswaarde) van het aardgas waarmee zowel HR-ketel als elektrische centrale worden gestookt. Met een rendement van 90% op de stookwaarde is voor de HR-ketel gerekend in stookwaarde een vermogen nodig van 5,0/0,9 = 5,556 kW. Wanneer de elektriciteitscentrale een rendement van 40% op de stookwaarde heeft, is in het geval van de Rankinecyclus in stookwaarde een vermogen aan brandstof nodig van 1,5/0,4 = 3,75 kW. Met de hier gebruikte getallen is het gebruik van een elektrisch aangedreven Rankinecyclus energetisch en exergetisch voordeliger dan het gebruik van een HR-ketel. Daarbij kan opgemerkt worden, dat de gebruikte getallen richtwaarden met een zekere marge zijn en andere getallen, bijvoorbeeld afkomstig van gasproducent of elektriciteitsproducent, ook tot andere conclusies kunnen leiden.

Ook valt op, dat beide gevallen nogal ver afzitten van het theoretisch minimum en dat een thermodynamisch gunstige oplossing voor dit probleem er waarschijnlijk anders uit zal zien. Een voor de hand liggende weg is de gecombineerde opwekking van warmte en elektriciteit. Dit kan zowel grootschalig bij de elektriciteitsproducent (stadsverwarming), als kleinschalig bij de verbruiker. Bij deze laatste optie wordt gedacht aan de inzet van brandstofcellen. Voor dergelijke oplossingen moeten nog veel technische en economische problemen overwonnen worden.

Omdat in deze voorbeelden dezelfde brandstof gebruikt wordt, is een vergelijking op stookwaarde mogelijk. Wanneer verschillende brandstoffen worden ingezet is een vergelijking op exergie van de brandstof nodig, omdat de verhouding tussen exergie en stookwaarde voor verschillende brandstoffen niet hetzelfde is. Zie hiervoor hoofdstuk 2.

3.3.2 Pinch-analyse

De conclusie uit het voorafgaande voorbeeld is dat om aan een warmtevraag te kunnen voldoen, er buiten de aan deze warmte gerelateerde exergie nog extra chemische exergie of mechanische exergie verloren gaat door onomkeerbaarheden bij de verbrandingsreactie, energieconversies, warmteoverdracht en stroming. Veel besparing is nog mogelijk door vraag en aanbod van warmte en koude binnen een enkel apparaat of desnoods een industrieel complex goed op elkaar af te stemmen. Hiervoor zijn gespecialiseerde technieken ontwikkeld onder de naam "pinch-analyse". Door toepassing van warmtewisselaars tracht men hierbij de vraag naar proceswarmte en -koude en de behoefte aan koeling (b.v. koelwater) te minimaliseren. Ten opzichte van exergieanalyse kent de pinch-analyse het nadeel dat het zich beperkt tot warmteoverdracht. De pinch-analyse laat daarbij een aantal mogelijkheden van de tweede hoofdwet van de thermodynamica onbenut, doordat vrijwel uitsluitend de drijvende kracht $\Delta 1/T$ wordt beschouwd.

3.4 Combinatie van stroming en warmteoverdracht

3.4.1 Pijpstroming met warmteoverdracht naar de omgeving

Beschouw een stukje pijp dat via een isolatielaag warmte uitwisselt met de omgeving en waarin een fluïdum stroomt. Dit stukje pijp, zie ook figuur 3.1, kan worden opgevat als een open systeem. Het totale exergieverlies is opgebouwd uit bijdragen van het warmtetransport en de mechanische dissipatie.

Warmtetransport

Met het warmtetransport door de isolatie gaat een hoeveelheid warmte $\mathrm{d}q$, zonder enige productie van mechanische energie, van temperatuurniveau T naar de omgevingstemperatuur T_0. Dit geeft per eenheid doorgestroomde massa een exergieverlies gelijk aan:

$$\mathrm{d}ex_1 = \mathrm{d}q\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \tag{3.19}$$

Deze term geeft ook de benodigde minimale arbeid om de warmteuitwisseling met de omgeving te compenseren. Merk op dat voor temperaturen lager dan de omgevingstemperatuur, zowel het teken van dq als het teken van de term tussen haakjes verandert.

Mechanische dissipatie

De gedissipeerde mechanische energie wordt in warmte met temperatuurniveau T omgezet. Daaruit is, veronderstellend dat de temperatuur hoger is dan de omgevingstemperatuur, met een omkeerbaar proces nog mechanische energie te halen. Dit geeft netto een exergieverlies:

$$\mathrm{d}ex_2 = \mathrm{d}w_\mathrm{t} - \mathrm{d}w_\mathrm{t}\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) = \mathrm{d}w_\mathrm{t}\frac{T_0}{T} \tag{3.20}$$

Deze term, het product van mechanische dissipatie en een verliesfactor T_0/T, wordt ook gebruikt bij de beschrijving van wrijvingsverliezen in turbines en compressoren. Zie hiervoor hoofdstuk 4. Tevens wordt duidelijk dat wanneer $T << T_0$, er extra arbeid nodig is om gedissipeerde mechanische energie te compenseren.

Totaal verlies

Het totale exergieverlies per eenheid doorgestroomde massa van dit systeem wordt nu eenvoudig:

$$\mathrm{d}ex = \mathrm{d}ex_1 + \mathrm{d}ex_2 \tag{3.21}$$

Zowel de gedissipeerde mechanische energie als de warmteuitwisseling met de omgeving zijn nog van de stroming afhankelijk. Voor turbulente stroming in gladde pijpen en geldigheid van de Blasiusformule is de mechanische dissipatie gegeven in vergelijking (3.11). Voor de warmteuitwisseling van het pijpelementje met de omgeving geldt algemeen:

$$\mathrm{d}q = \frac{\Phi''\pi D\mathrm{d}z}{\phi_m} = \frac{(T - T_0)\pi D\mathrm{d}z}{\phi_m\left(\dfrac{1}{\alpha} + \dfrac{1}{\alpha_\mathrm{iso}}\right)} \tag{3.22}$$

α is de warmteoverdrachtscoëfficiënt van het stromende medium en α_iso de warmtedoorgangscoëfficiënt van pijpwand met isolatie. Voor de eenvoud wordt verondersteld dat de pijpwand zo goed geïsoleerd is, dat de warmteoverdrachtscoëfficiënt van het stromende medium kan worden verwaarloosd. Voorts wordt ervan uitgegaan dat de warmtedoorgangscoëfficiënt

onafhankelijk van de pijpdiameter is. Daarmee wordt het totale exergieverlies van dit stukje pijp:

$$\mathrm{d}ex = \frac{1{,}7876}{\pi^{1,75}} \frac{\eta^{0,25}\phi_m^{1,75}T_0}{\rho^2 D^{4,75} T}\mathrm{d}z + \frac{\alpha_{\mathrm{iso}}(T - T_0)^2 \pi D}{\phi_m T}\mathrm{d}z \tag{3.23}$$

Duidelijk is te zien dat het exergieverlies door warmteoverdracht (tweede term) toeneemt met de diameter en het exergieverlies door wrijving (eerste term) afneemt met de diameter. In een situatie waar men vrijheid van handelen heeft, kan de diameter zo groot gekozen worden dat de wrijvingsbijdrage klein wordt en kan vervolgens de isolatie van de pijp daarbij worden aangepast. In een situatie waar de isolatie vastligt, bijvoorbeeld vanwege de kosten, is er een diameter D_0 waarvoor het exergieverlies minimaal is. Deze kan door differentiatie worden gevonden.

$$D_0^{5,75} = 0{,}365 \frac{\eta^{0,25}\phi_m^{2,75}T_0}{\rho^2 \alpha_{\mathrm{iso}}(T - T_0)^2} \tag{3.24}$$

Deze vergelijking geldt uiteraard alleen voor zover alle gemaakte veronderstellingen juist zijn. Het karakter van de oplossing is echter algemeen: het exergieverlies door wrijving neemt af met de diameter en het exergieverlies door warmtetransport neemt toe met de diameter.

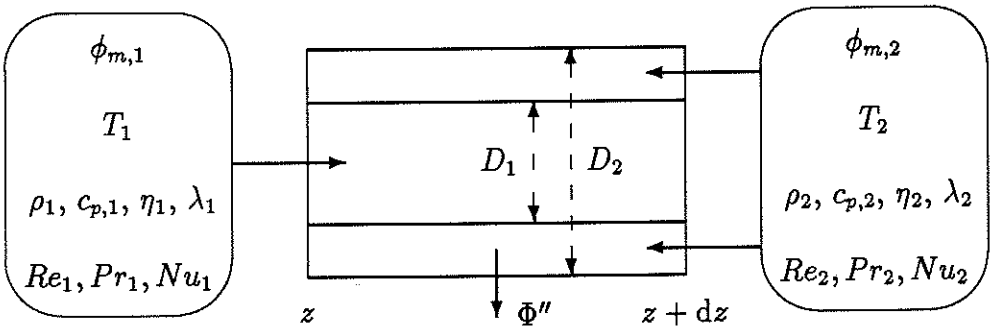
Voorbeeld: Diameterverhouding bij minimum exergieverlies

In dit voorbeeld wordt teruggekeerd naar de verdamper waar water van 100 °C naar toe stroomt en damp van 100 °C van af stroomt. Beide stromingen zijn turbulent. Wanneer beide gladde leidingen even goed geïsoleerd zijn, wordt de verhouding van de diameters in dit geval gegeven door:

$$\frac{D_1}{D_2} = \left(\left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right)^{0,25} \frac{\rho_2^2}{\rho_1^2}\right)^{1/5,75} = 11{,}4$$

Wordt verder verondersteld dat ϕ_m = 0,4 kg/s, T_0 = 298,15 K en α_{iso} = 1,0 W/m^{2}K, dan wordt voor minimaal exergieverlies de diameter van de leiding waar het water doorheen stroomt: D_2 = 0,013 m.

3.4.2 Warmtewisselaars



Figuur 3.4. *Doorsnede van een element dz van een eenvoudige warmtewisselaar met concentrische pijpen.*

In een warmtewisselaar wordt gestreefd naar een zo goed mogelijke warmteoverdracht. Wanneer daarbij het exergieverlies klein gehouden moet worden, dan moeten de temperatuurverschillen tussen de twee stromen zo klein mogelijk zijn. Het valt dan direkt op, dat een meestroomwarmtewisselaar wat exergieverlies betreft het veel slechter doet dan een tegenstroomwarmtewisselaar. In een meestroomwarmtewisselaar is het exergieverlies van dezelfde orde als bij het mengen van twee stromen met verschillende temperatuur. Bij een tegenstroomwarmtewisselaar kunnen bij ideale omstandigheden (geen warmteuitwisseling met de omgeving en geen mechanische dissipatie) de twee stromen elkaars temperatuur overnemen en wordt het exergieverlies nihil. Dit laatste kan alleen wanneer de twee stromen gebalanceerd zijn, ofwel:

$$\phi_{m,1} c_{p,1} = \phi_{m,2} c_{p,2} \tag{3.25}$$

Beschouw een eenvoudige tegenstroomwarmtewisselaar bestaande uit twee concentrische ronde gladde pijpen, zoals gegeven in figuur 3.4. De warmtedoorgangscoëfficiënt tussen de twee fluïda is α_{tot}. De invloed van de totale lengte van de warmtewisselaar L op het exergieverlies door warmteoverdracht wordt nu onderzocht. Met behulp van een warmtebalans en de intreetemperaturen $T_1(0)$ en $T_2(L)$ wordt voor de temperaturen langs de wisselaar gevonden:

$$T_1(z) = T_1(0) - \frac{z}{L}(T_1(0) - T_2(L) - \Delta T) \tag{3.26}$$

$$T_2(z) = T_2(L) + \left(1 - \frac{z}{L}\right)(T_1(0) - T_2(L) - \Delta T) \tag{3.27}$$

Het temperatuurverschil tussen beide stromen is constant en gelijk aan:

$$\Delta T = \frac{T_1(0) - T_2(L)}{1 + \alpha_{\text{tot}} L \pi D_1 / \phi_{m,1} c_{p,1}} \tag{3.28}$$

Er zijn nu twee limieten waarvoor het exergieverlies nihil is. Een limiet wordt gevonden voor $L = 0$. Hierbij vindt er geen warmteoverdracht plaats en de fluïda behouden hun oorspronkelijke temperatuur. Aangezien in een warmtewisselaar warmteoverdracht gewenst is, kan deze triviale limiet verder buiten beschouwing worden gelaten. De andere limiet is voor $L \rightarrow \infty$. Dan wordt $\Delta T = 0$ en is de entropieproductie nihil. Let wel, deze berekening geldt alleen voor de geïdealiseerde tegenstroomwarmtewisselaar.

Uiteraard is een oneindige lengte nogal onpraktisch. Bij eindige lengte kan ΔT nog verkleind worden door een groot warmtewisselend oppervlak en een goede warmteoverdracht in de fluïda. Dit soort maatregelen heeft ook weer direkt effect op het exergieverlies door wrijving van de stroming of door warmteuitwisseling met de omgeving.

Wanneer met ribbels of andere uitsteeksels het warmtewisselend oppervlak vergroot wordt, neemt de wandruwheid toe en daarmee de mechanische dissipatie. Wanneer door het introduceren van turbulentie de warmteoverdracht in het fluïdum verbeterd wordt, neemt eveneens de dissipatie toe. Vanwege de grotere drukval neemt de dissipatie ook toe voor een grotere lengte. Bij grotere diameters neemt de warmteoverdracht naar de omgeving toe. Dit is, in een notendop, het dilemma waarvoor een ontwerper van een warmtewisselaar staat, nog afgezien van andere belemmeringen als: een beperkt toegestaan gewicht of volume, het vóórkomen van hoge drukken, veiligheidseisen in een omgeving met nucleaire straling of met agressieve of giftige stoffen.

3.4.3 Exergieverlies warmtewisselaar

Exergieverlies door warmteoverdracht naar omgeving

Dit onderwerp is in onderdeel 3.4.1 reeds aan de orde gekomen. Om de verschillende bijdragen aan het exergieverlies met elkaar te kunnen vergelijken is het bij een warmtewisselaar handiger het exergieverlies per tijdseenheid te berekenen, immers beide massastromen kunnen verschillen. Het exergieverlies per tijdseenheid kan worden verkregen door de eerder verkregen resultaten per kg doorgestroomde massa te vermenigvuldigen met de van toepassing zijnde massastroom. Aldus wordt het exergieverlies per tijdseenheid ten gevolge van een warmtestroom naar de omgeving:

$$\frac{\mathrm{d}Ex_0}{\mathrm{d}t} = \frac{\alpha_{\text{iso}}(T_2 - T_0)^2 \pi D_2}{T_2} \mathrm{d}z \tag{3.29}$$

α_{iso} kan dan bijvoorbeeld nog een functie van lengte L en diameter D_2 zijn.

Exergieverlies door stroming

Het exergieverlies door stroming kan weer worden gevonden op de wijze zoals in onderdeel 3.4.1 toegepast. Voor de binnenste buis is dit geheel hetzelfde. Wel is het nodig het exergieverlies per tijdseenheid te berekenen door met $\phi_{m,1}$ te vermenigvuldigen. Er wordt dan gevonden:

$$\frac{\mathrm{d}Ex_1}{\mathrm{d}t} = \frac{1{,}7876}{\pi^{1,75}} \frac{\eta_1^{0,25}\,\phi_{m,1}^{2,75}\,T_0}{\rho_1^2 D_1^{4,75} T_1}\mathrm{d}z \tag{3.30}$$

Voor de annulus moet de frictiefactor berekend worden met het Reynoldsgetal gebaseerd op de hydraulische diameter. Voor een in figuur 3.4 gedefinieerde annulus met binnendiameter D_1 en buitendiameter D_2 geeft toepassing van de hydraulische diameter D_2 - D_1 voor het Reynoldsgetal:

$$Re_2 = \frac{4\,\phi_{m,2}}{\eta_2 \pi (D_1 + D_2)} \tag{3.31}$$

Daarna geeft een vergelijkbare procedure als toegepast bij vergelijking (3.11):

$$\frac{\mathrm{d}Ex_2}{\mathrm{d}t} = \frac{1{,}7876}{\pi^{1,75}} \frac{\eta_2^{0,25}\,\phi_{m,2}^{2,75}\,T_0}{\rho_2^2 (D_2 + D_1)^{1,75} (D_2 - D_1)^3 T_2}\mathrm{d}z \tag{3.32}$$

Exergieverlies door warmteoverdracht tussen de stromen

Voor het exergieverlies van een elementje dz wordt gevonden:

$$\frac{\mathrm{d}Ex_3}{\mathrm{d}t} = T_0\,\alpha_{\mathrm{tot}}\big(T_2(z) - T_1(z)\big)\pi D_1\left(\frac{1}{T_1(z)} - \frac{1}{T_2(z)}\right)\mathrm{d}z \tag{3.33}$$

Om dit verder uit te werken is nog een uitdrukking nodig voor α_{tot}. Als de warmteweerstand van de pijpwand verwaarloosd wordt, is:

$$\frac{1}{\alpha_{\mathrm{tot}}} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \tag{3.34}$$

α_1 en α_2 zijn de warmteoverdrachtscoëfficiënten van de respectievelijke fluïda. Zij kunnen onder andere worden gevonden met de uit de literatuur [5] bekende Dittus-Boelter-relatie voor warmteoverdracht van een turbulente stroming in een gladde pijp:

$$Nu = 0{,}023\,Re^{0{,}8}Pr^{0{,}4}, \qquad 2300 < Re < 10^7, \qquad 0{,}5 < Pr < 120 \tag{3.35}$$

Het Nusseltgetal $Nu = \alpha D_h/\lambda$, met λ de warmtegeleidingscoëfficiënt van het stromende medium en het Prandtlgetal Pr is de verhouding tussen kinematische viscositeit η/ρ en de warmtevereffeningscoëfficiënt $\lambda/\rho c_p$. Er zijn alleen stofeigenschappen nodig en een waarde voor het Reynoldsgetal. α_1 en α_2 volgen nu uit:

$$\alpha_1 = 0{,}023\left(\frac{4}{\pi}\right)^{0{,}8}\frac{\lambda_1^{0{,}6}\,\phi_{m,1}^{0{,}8}}{\eta_1^{0{,}4}D_1^{1{,}8}} \tag{3.36}$$

$$\alpha_2 = 0{,}0297\frac{\lambda_2^{0{,}6}\,\phi_{m,2}^{0{,}8}}{\eta_2^{0{,}4}(D_2 - D_1)(D_2 + D_1)^{0{,}8}} \tag{3.37}$$

Optimalisatie

Het totale exergieverlies per tijdseenheid voor een warmtewisselaar volgt nu uit een sommatie van de bijdragen:

$$\frac{\mathrm{d}Ex_{\mathrm{tot}}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}Ex_0}{\mathrm{d}t} + \frac{\mathrm{d}Ex_1}{\mathrm{d}t} + \frac{\mathrm{d}Ex_2}{\mathrm{d}t} + \frac{\mathrm{d}Ex_3}{\mathrm{d}t} \tag{3.38}$$

Integratie over de lengte geeft dan het exergieverlies van de complete warmtewisselaar. De onafhankelijk instelbare parameters van het probleem zijn de lengte L van de warmtewisselaar en de diameters D_1 en D_2. In principe kunnen door differentiatie van het totale exergieverlies naar zowel L, D_1 als D_2 en het nulstellen van deze partiële afgeleiden drie vergelijkingen worden verkregen waaruit de waarden voor L, D_1 en D_2 bij minimum exergieverlies kunnen worden opgelost. Echter, dat is hier geen sinecure. Buiten de mogelijke afhankelijkheid van α_{iso} van lengte L en diameter D_2, hangen in ieder geval ook de temperaturen $T_1(z)$ en $T_2(z)$ van de instelparameters af.

In dit soort gevallen is het, zeker in het ontwerpstadium, wenselijk de hulp van een computer in te roepen. Zie hiervoor hoofdstuk 5. Met een geschikt model van de warmtewisselaar worden dan, bijvoorbeeld door het oplossen van warmtebalansen, de in- en uitgangstoestanden berekend. Hierna kan het exergieverlies worden bepaald. Daarna moet een en ander nog geoptimaliseerd worden. Dat kan zijn op het niveau van de warmtewisselaar of op het niveau van de complete installatie. Door onderlinge wisselwerking kunnen de verschillende niveaus van optimalisatie ook verschillende resultaten geven.

Bij een bestaande warmtewisselaar kunnen uiteraard de diverse bijdragen aan het exergieverlies afzonderlijk worden bepaald door het uitvoeren van metingen. De mechanische dissipatie volgt uit meting van debiet en drukval. In- en uitgangstemperaturen geven een indruk van de warmteoverdracht tussen de stromen. Het meten van een afkoelingscurve bij stilstaande fluïda geeft informatie over α_{iso}.

Zonder berekeningen of metingen kan reeds gezegd worden, dat er thermodynamisch gezien voor de hier geschetste situatie een minimum exergieverlies mogelijk is. De warmteoverdracht naar de omgeving limiteert lengte L en diameter D_2 tot eindige waarden. Kleine lengte en diameter maken het temperatuurverschil tussen beide stromen te groot. Ergens daartussen bevindt zich de optimale situatie.

Voor een eenmaal geïnstalleerde warmtewisselaar moet ervoor gezorgd worden dat een thermodynamisch optimale situatie blijft bestaan. Door vervuiling kan de warmteoverdracht afnemen en de mechanische dissipatie toenemen. Door beschadiging of veroudering van de isolatie kan de warmteoverdracht naar de omgeving toenemen. Met het meten van procesparameters kunnen dit soort veranderingen gedetecteerd worden. Door schoonmaken en het herstellen van gebreken moeten dan de prestaties optimaal blijven.

3.5 Literatuur

[1] H.E.A. van den Akker and R.F. Mudde, *Fysische Transportverschijnselen I,* Delftsche Uitgevers Mij., Delft, 1996.

[2] W.J. Beek and K.M.K. Muttzall, *Transport Phenomena,* John Wiley & Sons, Ltd., London, 1975.

[3] R.B. Bird, W.E. Stewart, and E.N. Lightfoot, *Transport Phenomena,* John Wiley & Sons, Inc., New York, 1960.

[4] J.M. Coulson and J.F. Richardson, *Chemical Engineering,* Pergamon Press, Oxford, 1965.

[5] F. Kreith and M.S. Bohn, *Principles of Heat Transfer,* Harper and Row, New York, 1986.

[6] A. Bejan, *Entropy Generation through Heat and Fluid Flow,* John Wiley and Sons, New York, 1982.

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

4 Exergieverlies in turbines en compressoren

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

4.1 Inleiding

Turbines zijn compacte apparaten waarmee in korte tijd de in een stofstroom opgeslagen energie kan worden omgezet in mechanische energie. In compressoren heeft men te maken met het omgekeerde proces: de omzetting van mechanische energie naar energie opgeslagen in een stofstroom. Door de korte verblijftijd in de machine is er voor de stof vrijwel geen gelegenheid om warmte uit te wisselen met de omgeving. In de praktijk wordt daarom aangenomen dat de processen in turbines en compressoren adiabatisch verlopen.

Doorloopt een hoeveelheid stof een stationair stromingsproces, dan kan voor de entropieverandering worden geschreven (zie hoofdstuk 1 verg. (1.21)):

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\mathrm{d}Q}{T} + \Delta S_{\mathrm{irrev}} \tag{4.1}$$

Voor een adiabatisch proces geldt dat $\mathrm{d}Q$ gelijk is aan nul; de entropieverandering wordt dan gelijk aan de irreversibele entropietoename $\Delta S_{\mathrm{irrev}}$. In geval van een reversibel proces is ook de irreversibele entropietoename nul en blijft de entropie tijdens het proces onveranderd. Voor een willekeurig adiabatisch proces moet de entropietoename dus altijd groter of gelijk aan nul zijn.

Exergieverliezen in turbines en compressoren doen zich voor als gevolg van wrijving en inwendige lekkage. De grootte van deze verliezen is sterk afhankelijk van het ontwerp van de machine. Het procesverloop en de aard van de verliezen in de machine zullen worden beschreven aan de hand van globale voorbeelden van een turbine en een compressor.

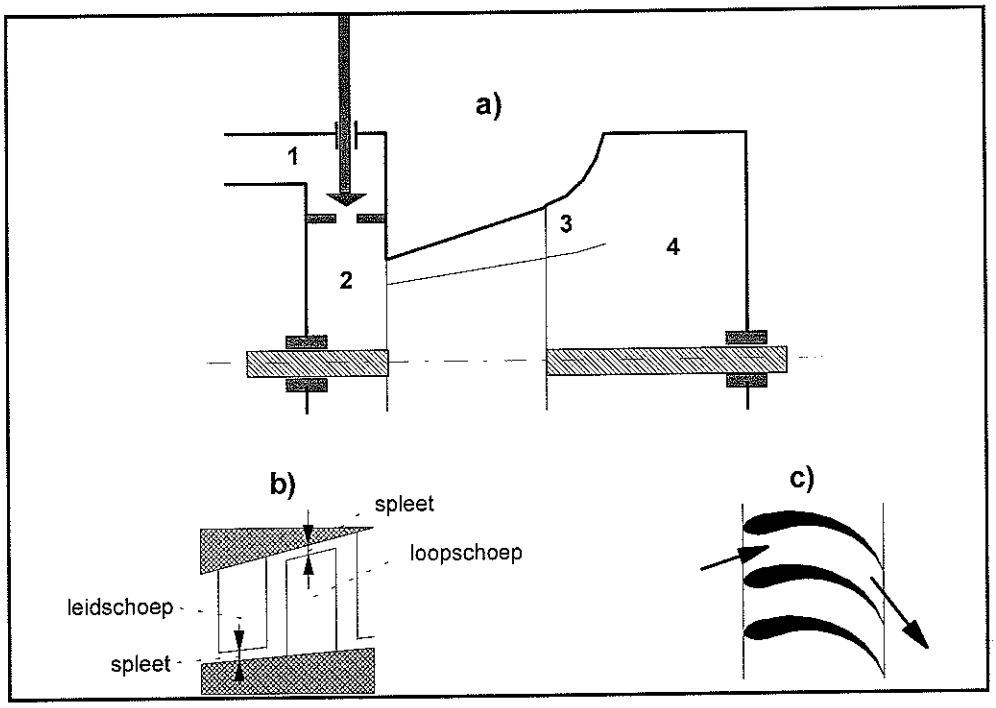
4.2 Turbine

4.2.1 Oorzaken van exergieverlies

De opbouw van een eenvoudige stoomturbine is weergegeven in figuur 4.1a. De toevoer van stoom naar de turbine wordt gecontroleerd met behulp van een veiligheidsklep en een regelklep. De veiligheidsklep is tijdens normaal bedrijf volledig geopend; de wrijving in deze klep wordt in de praktijk zeer klein gehouden en is hier verder buiten beschouwing gelaten. Het drukverlies over de regelklep is sterk afhankelijk van de belasting van de installatie en de wijze waarop de keteldruk wordt gestuurd. Om snel te kunnen reageren op belastingswisselingen wordt doorgaans een zeker drukverschil over de regelklep aangehouden. Neemt de vermogensvraag plotseling toe, dan kan daarin snel worden voorzien door de regelklep

iets verder te openen. Het gevolg van een dergelijke bedrijfsvoering is dat er enige smoring optreedt voordat de stoom het schoepensysteem van de turbine binnenstroomt.

In het schoepensysteem passeert de stoom afwisselend een stilstaande en een roterende schoepenkrans. In de roterende schoepenkrans wordt door de stoom arbeid afgegeven aan de turbinerotor. Dit gebeurt door de stromingsrichting van de stoom te veranderen (zie figuur 4.1c). De leidschoepen zorgen voor een juiste aanstroming van het loopschoepenwiel. Een combinatie van leid- en loopschoepenkrans wordt een turbinetrap genoemd. De totaal beschikbare drukval voor het expansieproces wordt doorgaans over een groot aantal trappen verdeeld.



Figuur 4.1. Principeschets van een axiale stoomturbine.

In een turbinetrap (zie figuur 4.1b) is sprake van wrijving en lekverliezen. Wrijvingsverliezen worden veroorzaakt door ombuiging, versnelling en vertraging van de stroming en wrijving langs de wanden van het schoepkanaal. Lekverliezen ontstaan doordat er een zekere speling wordt verlangd tussen de stilstaande en roterende delen van de turbine. Als gevolg van het drukverschil over de schoepenkransen zal via de spleten tussen de top van de leidschoepen en de rotor, respectievelijk de top van de loopschoepen en het turbinehuis, een zekere hoeveelheid stoom passeren die de stroming door de turbinetrap verstoort en geen bijdrage levert aan de productie van asarbeid.

De lekverliezen langs de leidschoepen kunnen worden beperkt door de leidschoepen te plaatsen in een zogenaamd "leidschoepenwiel". De leidschoepen worden dan gemonteerd in een schijf met in het centrum een opening voor de turbine-as. De spleet tussen het stilstaande leidschoepenwiel en de roterende as bevindt zich dan op een veel kleinere diameter. Dit heeft in omtrekrichting een korte spleetlengte en dus aanzienlijk kleinere lekverliezen tot gevolg.

Een nadeel van de uitvoering met leidschoepenwiel is dat er sprake zal zijn van wrijvingsverliezen in de stoom die zich bevindt tussen de stilstaande schijf van het leidwiel en de roterende schijf van het loopwiel.

Om uit een gegeven hoeveelheid stoom zoveel mogelijk arbeid te krijgen, moet de einddruk van expansie zeer laag worden gekozen. In de praktijk wordt de expansie tot ver in het tweefasengebied voortgezet. Daardoor kunnen in de stoom condensatiekernen ontstaan die geleidelijk zullen aangroeien tot vochtdruppeltjes. Deze vochtdruppeltjes kunnen, vanwege hun grotere massatraagheid, de versnellingen en vertragingen die de stoom in het schoepensysteem ondergaat niet goed volgen. Een deel van deze druppeltjes zal daardoor in aanraking komen met de wanden van het schoepkanaal, waardoor ze sterk worden afgeremd. De druppeltjes die langs de wanden van de schoep worden meegesleurd, zullen weer loslaten aan de achterzijde van de schoep maar hebben dan een snelheid die veel lager is dan die van de stoom. Het gevolg hiervan is dat druppeltjes onder een sterk afwijkende hoek het loopschoepenkanaal binnen stromen waardoor ze tegen de voorzijde van de schoep botsen, hetgeen een remmende werking heeft op het loopwiel. De botsingsverliezen die hierdoor ontstaan worden groter naarmate het vochtgehalte van de stoom toeneemt.

De lage stoomdruk aan de uitlaat van de turbine heeft als consequentie dat het specifiek volume van de stoom zeer groot wordt. Dit maakt dat grote doortochten nodig zijn voor de laatste trappen van de turbine. Het lage-drukdeel van de turbine wordt daardoor zeer kostbaar. Om de kosten voor het lage-drukdeel niet onnodig hoog te maken, is de snelheid waarmee de stoom de laatste turbinetrap verlaat relatief hoog en bezit de stoom aan de uittree nog een aanzienlijke hoeveelheid kinetische energie. Met behulp van een diffusor wordt deze kinetische energie ten dele teruggewonnen; de rest, het uitlaatverlies genoemd, gaat verloren.

Van de mechanische energie die overgedragen wordt aan de turbinerotor gaat nog een klein deel verloren als gevolg van wrijving in de lagers van de turbine; het overgrote deel wordt via de koppeling met tandwielkast of elektrische generator afgegeven aan de omgeving.

4.2.2 Verloop van het expansieproces in de turbine

De turbine is te beschouwen als een open stationair doorstroomd systeem. Wordt verondersteld dat de verandering van potentiële energie van de stofstroom door het systeem mag worden verwaarloosd, dan is de energiebalans per massa-eenheid stof van een dergelijk systeem als volgt te schrijven:

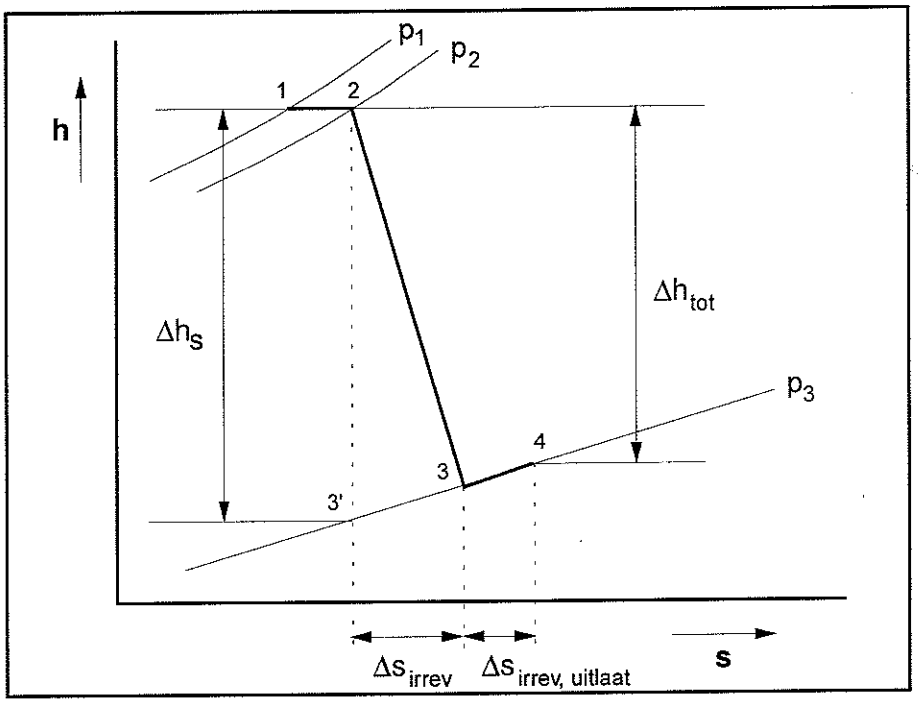
$$q = (h_{\text{uit}} - h_{\text{in}}) + (\frac{1}{2}c_{\text{uit}}^2 - \frac{1}{2}c_{\text{in}}^2) + w \tag{4.2}$$

In paragraaf 4.1 is aangenomen dat de expansie adiabatisch verloopt, dus dat q gelijk is aan nul. De snelheid van de stoom voor intrede in de eerste schoepenkrans is in het algemeen laag, zodat de kinetische energie aan de inlaat van het systeem mag worden verwaarloosd. De afgegeven arbeid aan de as van de turbine wordt dan:

$$w_{\text{as}} = (h_{\text{in}} - h_{\text{uit}}) - \frac{1}{2}c_{\text{uit}}^2 = \Delta h_{\text{tot}} \tag{4.3}$$

Door het expansieproces weer te geven in het h,s-diagram kan, door het aflezen van Δh_{tot}, direct de afgegeven arbeid per massa-eenheid worden afgelezen.

Voor de stoomturbine uit figuur 4.1 is het expansieproces weergegeven in het h,s-diagram in figuur 4.2. In dit diagram zijn voor een drietal drukken de isobaren weergegeven. Toestand 1 is de toestand van de stoom voor de regelklep van de turbine. Bij de smoring over de regelklep daalt de druk van p_1 tot p_2 maar blijft de enthalpie constant. Toestand 2 geeft dan de toestand van de stoom voor intrede in de eerste schoepenkrans. Is er tijdens expansie van de stoom in het schoepensysteem geen sprake van wrijving en lekkage, dan verloopt bij een adiabatisch proces de expansie isentropisch. Het eindpunt van expansie, punt 3', wordt dan gevonden door de isentroop te snijden met de isobaar behorende bij de condensordruk p_3. In werkelijkheid zal de entropie toenemen als gevolg van wrijving en lekkage in het schoepensysteem. Bedraagt de entropietoename in het schoepensysteem Δs_{irrev}, dan wordt de toestand bij uittrede uit het schoepensysteem weergegeven door punt 3. Bedraagt het entropieverlies als gevolg van wrijving in de diffusor $\Delta s_{irrev,\ uitlaat}$, dan wordt de toestand in het eindpunt van het expansieproces weergegeven door punt 4. Dit is dus de toestand van de stoom bij het binnenstromen van de condensor. Het verloop van het expansieproces in het schoepensysteem wordt doorgaans weergegeven door begin- en eindpunt van expansie, de punten 2 en 3, met elkaar te verbinden door een rechte. In werkelijkheid is de expansielijn iets gekromd. Deze kromming is zodanig dat, in vergelijking met de rechte expansielijn, aan het begin van expansie de entropietoename iets kleiner is en aan het eind iets groter. De kromming van de expansielijn is alleen van belang indien de toestand van de stoom na gedeeltelijke expansie met hoge nauwkeurigheid moet worden bepaald. In de praktijk wordt veelal gebruik gemaakt van de rechte expansielijn.



Figuur 4.2. *Verloop van het expansieproces in het h,s-diagram.*

De afgegeven arbeid aan de turbinerotor is gelijk aan de verandering van de totale enthalpie van de stoom (= enthalpie + kinetische energie) in het schoepensysteem. Deze arbeid kan worden berekend als de genoemde verliezen in regelklep, schoepensysteem en diffusor bekend zijn. De verliezen in schoepensysteem en diffusor worden doorgaans samengevat in een isentropisch rendement, ook wel inwendig rendement genoemd. Dit rendement is als volgt gedefinieerd:

$$\eta_s = \frac{\Delta h_{\text{tot}}}{\Delta h_s} \tag{4.4}$$

De wrijving in de lagers van de turbine wordt gewoonlijk verdisconteerd in het mechanisch rendement van de turbine. Met behulp van (4.3) en (4.4) kan voor de arbeid die afgegeven wordt via de koppeling worden geschreven:

$$w_{\text{koppeling}} = \eta_{\text{mech}}\ \eta_s\ \Delta h_s \tag{4.5}$$

Bedacht moet worden dat rendementen kunnen veranderen als de belasting van de turbine verandert. Ook zullen rendementen tijdens de levensduur van de turbine niet onveranderd blijven; als gevolg van vervuiling en slijtage zullen rendementen in de loop van de tijd verslechteren. Opgegeven rendementen zijn in beginsel uitsluitend geldig voor een vastgelegde belasting op een bepaald tijdstip.

4.2.3 Exergieverlies bij adiabatische expansie

Tijdens het expansieproces in de turbine treden verliezen op ten gevolge van wrijving en lekkage. Lekverliezen zijn in hun uitwerking op het expansieproces vergelijkbaar met wrijving, zodat in het hier volgende kortweg over wrijving zal worden gesproken. Wrijving heeft tot gevolg dat een deel van de energie die omgezet zou kunnen worden in arbeid afgegeven wordt als warmte. De vraag is nu in welke mate deze wrijvingsarbeid verloren gaat. Om deze vraag te beantwoorden is in figuur 4.3 een expansieproces weergegeven, waarbij aangenomen wordt dat er alleen wrijving optreedt in één punt (punt 2) van het expansietraject. De temperatuur in dat punt is T. Aangezien de wrijvingsarbeid volledig wordt omgezet in warmte, geldt:

$$\mathrm{d}W_{\text{wrijving}} = \mathrm{d}Q_{\text{wrijving}} \tag{4.6}$$

Deze wrijvingswarmte wordt opgenomen door de stofstroom. De entropie van de stofstroom zal als gevolg van deze warmtetoevoer toenemen. Voor een massaeenheid van de stofstroom met temperatuur T geldt dan:

$$\mathrm{d}w_{\text{wrijving}} = \mathrm{d}q_{\text{wrijving}} = T\ \mathrm{d}s \tag{4.7}$$

De wrijvingswarmte per massaeenheid komt dus overeen met het oppervlak 8-2-3-6 in figuur 4.3. De entropietoename van de stof komt tot stand als gevolg van wrijving, een irreversibel

proces, en wordt daarom aangeduid als een irreversibele entropietoename. De door de massaeenheid opgenomen warmte gaat niet geheel verloren voor de productie van arbeid; zolang $T > T_0$ kan deze warmte voor een deel opnieuw in arbeid worden omgezet. De hoeveelheid arbeid die met een reversibel proces uit deze warmte kan worden verkregen bedraagt:

$$\mathrm{d}w_q = (1 - \frac{T_0}{T})\ \mathrm{d}q_{\text{wrijving}} \tag{4.8}$$

Het werkelijke arbeidsverlies ten gevolge van wrijving is dus gelijk aan de wrijvingsarbeid minus het arbeidspotentieel van de door de stofstroom opgenomen wrijvingswarmte, dus:

$$\mathrm{d}w_{\text{verlies}} = \mathrm{d}w_{\text{wrijving}} - \mathrm{d}w_q = \frac{T_0}{T}\ \mathrm{d}q_{\text{wrijving}} \tag{4.9}$$

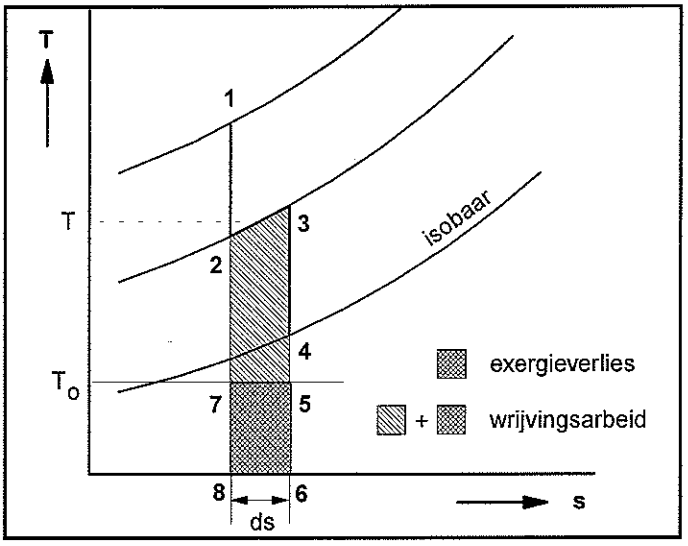
Dit werkelijke arbeidsverlies is dus het exergieverlies ten gevolge van wrijving. Met (4.7) kan voor het exergieverlies per massaeenheid worden geschreven:

$$\mathrm{d}w_{\text{verlies}} = \mathrm{d}ex_{\text{verlies}} = T_0\ \mathrm{d}s_{\text{irrev}} \tag{4.10}$$

In figuur 4.3 komt dit verlies overeen met het oppervlak 8-7-5-6. Van de totale wrijvingsarbeid gaat dus slechts een deel verloren. De factor die aangeeft welk deel van de wrijvingsarbeid definitief verloren gaat wordt de verliesfactor genoemd:

$$\text{verliesfactor} = \frac{\text{definitief verloren gegane arbeid}}{\text{wrijvingsarbeid}} = \frac{T_0}{T}$$

De verliesfactor laat zien dat het deel van de wrijvingsarbeid dat definitief verloren gaat kleiner wordt naarmate de temperatuur T waarbij de wrijving plaatsvindt hoger is.

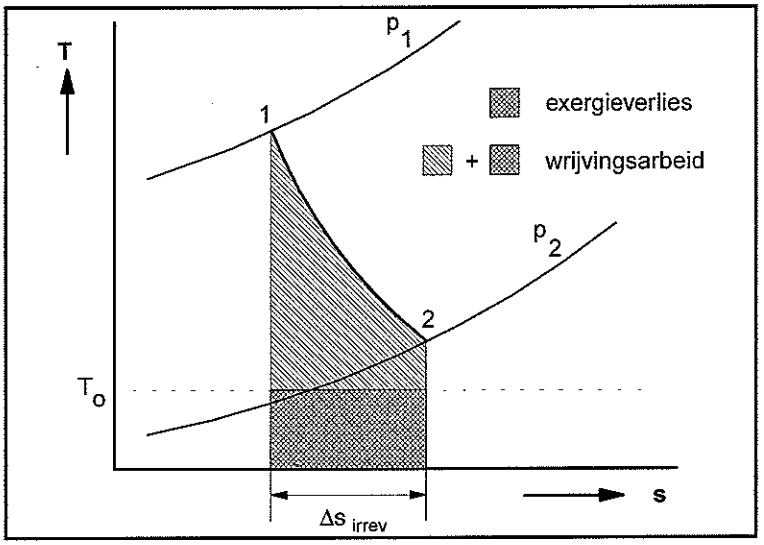


Figuur 4.3. *Wrijving in een punt van het expansieproces.*

In werkelijkheid is er sprake van wrijving over het gehele expansietraject in de turbine. In geval van expansie van toestand 1 naar toestand 2, zoals aangegeven in figuur 4.4, wordt de in totaal opgenomen wrijvingswarmte gevonden door te integreren over het expansietraject:

$$\int_1^2 \mathrm{d}q_{\text{wrijving}} = \int_1^2 T\,\mathrm{d}s \tag{4.11}$$

De wrijvingsarbeid is dus gelijk aan het oppervlak onder de expansielijn 1-2.



Figuur 4.4. *Wrijvingsarbeid en exergieverlies bij expansie in een turbine.*

Het exergieverlies per massa-eenheid, tijdens expansie van toestand 1 naar 2, wordt dan:

$$ex_{\text{verlies}} = \int_1^2 T_o \, ds = T_o \, \Delta s_{\text{irrev}} \tag{4.12}$$

Het exergieverlies in geval van adiabatische expansie is dus gelijk aan het product van irreversibele entropieverandering en omgevingstemperatuur.

4.2.4 Beperken van exergieverliezen

Exergieverliezen in de turbine vinden hun oorzaak in wrijving en inwendige lekkage. Het spreekt voor zich dat bij het ontwerp van een turbine dergelijke verliezen zo klein mogelijk moeten worden gehouden. Daarbij moet echter een afweging worden gemaakt tussen verliezen en de kosten die zijn verbonden met de beperking van deze verliezen. In het volgende zal vooral worden ingaan op vragen die van belang zijn bij de selectie van componenten en procescondities voor systemen en processen; aspecten die uitsluitend van belang zijn voor het turbineontwerp zullen buiten beschouwing worden gelaten.

Lekverliezen doen zich voor in het schoepensysteem van de turbine. De omvang van lekverliezen is afhankelijk van de relatieve spleethoogte tussen rotor en huis en het drukverschil over de schoepenkransen. Deze relatieve spleethoogte, de verhouding tussen spleethoogte en de lengte van de schoep, wordt bepaald door de grootte van de wieldiameter en het volume van de stofstroom die de turbinetrap doorstroomt. Naarmate het volume van de stofstroom groter is, wordt bij een gegeven rotordiameter een grotere schoeplengte verlangd. Het lekverlies per massaeenheid zal dan kleiner worden doordat bij toenemende schoeplengte de toename van de spleethoogte in verhouding kleiner is. De verlangde spleethoogte wordt vooral bepaald door het mechanisch ontwerp van de turbine. De stijfheid van de rotor en verschillen in radiale uitzetting van rotor en turbinehuis spelen daarbij een bepalende rol. Kleine capaciteiten en hoge drukken hebben daarom een ongunstige invloed op de spleetverliezen. Bij de turbine speelt dit met name aan de inlaatzijde van het schoepensysteem. Daarom zal de optimale stoomdruk aan de inlaat van de turbine in het algemeen lager zijn naarmate het vermogen van de turbine kleiner is. Voor een gegeven inlaatdruk is het aantal trappen bepalend voor de drukverhouding per trap. Een grote drukverhouding per trap heeft tot gevolg dat er in totaal minder trappen nodig zijn. De bouwlengte en de kosten van de turbine kunnen op deze manier worden beperkt. Het lekverlies door de spleten aan de tip van de schoepen zal als gevolg van het grotere drukverschil over de schoepenkrans toenemen. Anderzijds is een kortere rotor gunstig voor de stijfheid, hetgeen een kleinere speling tussen rotor en huis mogelijk maakt. Een grote drukverhouding per trap verlangt tevens een kleine reactiegraad; in dat geval worden hoge snelheden in het schoepkanaal verlangd hetgeen tot gevolg heeft dat de wrijvingsverliezen in het schoepkanaal zullen toenemen. De optimale keuze voor de drukverhouding van een turbinetrap vergt dus een nauwgezette afweging van de verschillende verliezen.

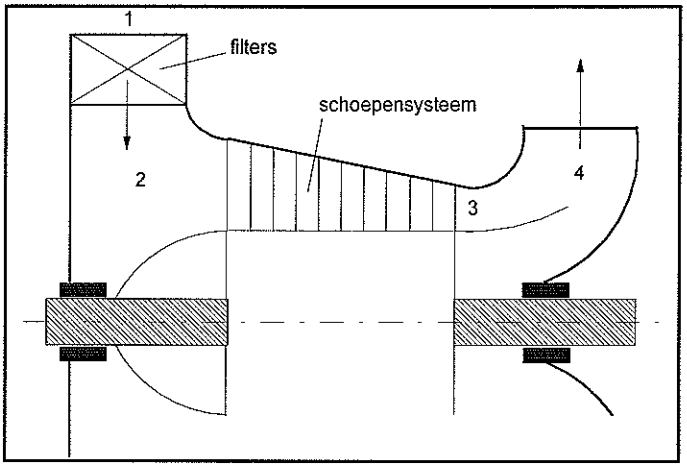
De verliesfactor geeft aan welk deel van de wrijvingsarbeid definitief verloren is gegaan. Voor een wrijvingsverlies aan het einde van het expansieproces zal de verliesfactor groter zijn dan voor een even groot wrijvingsverlies aan het begin van het expansieproces. Dit betekent dat met name wrijvingsverliezen in het lage-drukdeel van de turbine zo klein

mogelijk moeten worden gehouden. In W/K-installaties wordt vaak een smoorregeling toegepast voor het handhaven van de druk van aftapstoom. Ook daar moet worden vermeden dat sterke smoring noodzakelijk is bij lage temperaturen. Aan het einde van het expansieproces kan sprake zijn van extra wrijvingsverliezen als gevolg van de aanwezigheid van vochtdruppeltjes in de stoom. Met name bij grote stoomturbines worden diverse maatregelen genomen om vochtdruppeltjes zo goed mogelijk uit de stoomstroom te verwijderen. Hoewel deze vochtafvoer vooral bedoeld is om de laatste schoepenkransen te vrijwaren van erosie, heeft het tevens een gunstige invloed op de wrijvingsverliezen.

4.3 Compressor

4.3.1 Oorzaken van exergieverlies

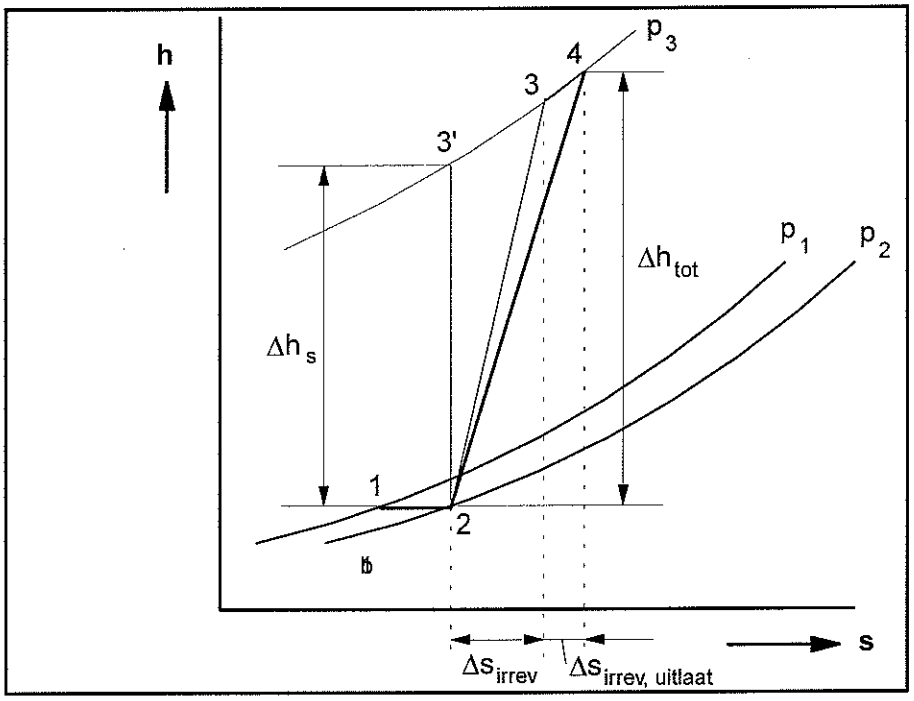
Voor een algemene beschrijving van het compressieproces wordt uitgegaan van een axiale compressor die lucht uit de omgeving aanzuigt en in druk verhoogt. Een principeschets van een dergelijke compressor is gegeven in figuur 4.5. Het bijbehorende verloop van het compressieproces in het *h,s*-diagram is weergegeven in figuur 4.6.



Figuur 4.5. *Principeschets van een axiale compressor.*

Lucht die uit de omgeving wordt aangezogen, bevat stofdeeltjes die zich kunnen hechten aan de wanden van het schoepensysteem van de compressor. De vervuiling die hiervan het gevolg is, wordt tegengegaan door de compressor te voorzien van een stoffilter in het luchttoevoerkanaal. Compressoren maken doorgaans veel lawaai. De geluidshinder voor de omgeving kan worden beperkt door de compressor in een geluidisolerende omkasting te plaatsen. Plaatsing van een geluidfilter in het luchttoevoerkanaal wordt dan verlangd om te voorkomen dat het compressorgeluid via deze route tot de omgeving kan doordringen. Stof- en geluidfilters worden ontworpen met een zeer lage stromingsweerstand. De drukdaling over de filters, van punt 1 naar 2 in de figuren 4.5 en 4.6, is daarom gering, maar doorgaans niet verwaarloosbaar. De drukdaling is het gevolg van wrijving in de filters. Tijdens de drukdaling in de filters wordt geen arbeid afgegeven, ook mag worden verondersteld dat er geen warmte wordt uitgewisseld. De enthalpie verandert dus niet tijdens deze drukdaling.

Vervolgens doorstroomt de lucht het schoepensysteem van de compressor. In dit schoepensysteem wordt de druk van deze stofstroom verhoogd. Dit betekent dat de mechanische energie, toegevoerd via de as van de compressor, wordt omgezet in een enthalpietoename van de lucht. Zoals aangegeven in de inleiding van dit hoofdstuk, geschiedt deze omzetting adiabatisch. Hieruit volgt dat in het ideale geval, dus in geval van een reversibel proces, de entropie tijdens compressie niet verandert. Uitgaande van toestand 2, de toestand van de lucht voor intrede in het schoepensysteem, kan in het *h,s*-diagram (figuur 4.6) de toestand na compressie, punt 3', eenvoudig worden bepaald door de isentroop door punt 2 te snijden met de isobaar behorende bij de druk p_3 na compressie.



Figuur 4.6. *Verloop van het compressieproces in het h,s-diagram.*

In werkelijkheid zal de compressie niet reversibel verlopen. Wrijving- en lekverliezen, zoals eerder beschreven bij de stroming van een stofstroom door het schoepensysteem van de turbine, zullen ook bij het compressieproces resulteren in een irreversibele toename van de entropie. De lucht zal daardoor het schoepensysteem verlaten met een entropie die hoger is dan de entropie in punt 2. Bij uittrede uit het schoepensysteem heeft de lucht nog een vrij hoge snelheid. Deze snelheid kan met behulp van een diffusor worden omgezet in een verhoging van de statische druk. Een deel van de kinetische energie wordt als gevolg van wrijving omgezet in warmte. Dit heeft een irreversibele toename van de entropie tot gevolg van toestand 3 naar toestand 4. De totale enthalpieverandering van de lucht in de compressor bedraagt dus:

$$\Delta h_{tot} = h_4 - h_2 \tag{4.13}$$

Het is gebruikelijk de verliezen in de compressor vast te leggen in de vorm van een isentropisch rendement. Dit rendement is voor de compressor als volgt gedefinieerd:

$$\eta_s = \frac{\Delta h_s}{\Delta h_{\text{tot}}} \tag{4.14}$$

De snelheid van de lucht voor intrede in het schoepensysteem van de compressor zal in het algemeen verwaarloosbaar klein zijn. Uitgaande van vergelijking (4.2) kan dan voor de energiebalans van een adiabatische compressor worden geschreven:

$$w_{\text{as}} = -\left(h_{\text{uit}} - h_{\text{in}} + \frac{1}{2}c_{\text{uit}}^2\right) = -\Delta h_{\text{tot}} \tag{4.15}$$

Van de mechanische energie, die aan de koppeling van de compressor wordt toegevoerd gaat een klein deel verloren tengevolge van wrijving in de lagers. Dit verlies wordt vastgelegd met behulp van een mechanisch rendement, zodat:

$$w_{\text{as}} = \eta_{\text{mech}}\, w_{\text{koppeling}} \tag{4.16}$$

Met (4.14), (4.15) en (4.16) kan voor de benodigde arbeid aan de koppeling van de compressor worden geschreven:

$$w_{\text{koppeling}} = \frac{-\Delta h_s}{\eta_{\text{mech}}\, \eta_s} \tag{4.17}$$

Zijn isentropisch en mechanisch rendement van een compressor gegeven, dan kan met deze relatie de benodigde arbeid aan de koppeling worden berekend op basis van de verlangde isentropische enthalpieverandering. Ook voor compressoren geldt dat gespecificeerde rendementswaarden uitsluitend geldig zijn voor een vastgelegde belasting op een bepaald tijdstip. Het inwendig rendement van compressoren is zeer gevoelig voor vervuiling van de schoepkanalen en kan tijdens bedrijf snel afnemen.

4.3.2 Exergieverlies bij compressie

In de compressor is sprake van verliezen tengevolge van wrijving en lekkage. Evenals bij de turbine kunnen beide soorten verliezen worden beschouwd als wrijvingsverliezen. Wrijving die zich voordoet tijdens het compressieproces, heeft tot gevolg dat een deel van de arbeid, die wordt toegevoerd aan de as van de compressor, wordt omgezet in warmte. Verloopt de compressie adiabatisch, dan zal deze warmte worden opgenomen door de stofstroom. De gevolgen van wrijving kunnen worden toegelicht aan de hand van figuur 4.7. In deze figuur is een compressieproces weergegeven in het *T,s*-diagram, waarbij is verondersteld dat er alleen sprake is van wrijving in punt 2; voor het overige verloopt de compressie van p_1 naar

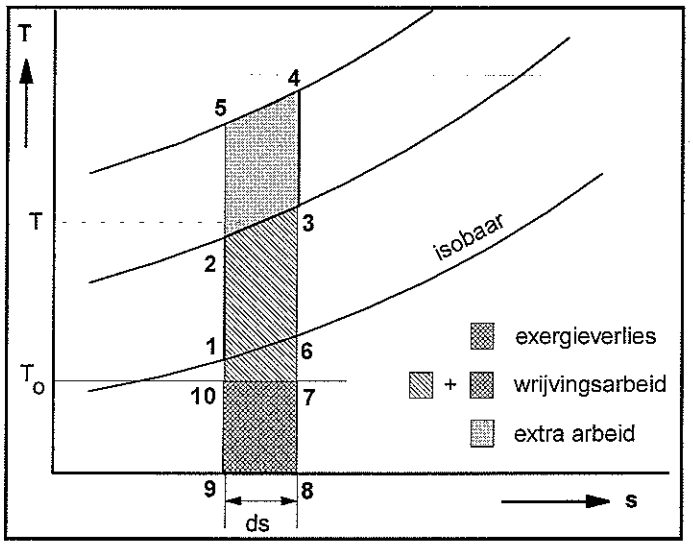
p_4 verliesvrij. De temperatuur in punt 2 is T. De wrijvingsarbeid wordt volledig omgezet in warmte, dus er geldt:

$$dW_{\text{wrijving}} = dQ_{\text{wrijving}} \tag{4.18}$$

De wrijvingswarmte wordt opgenomen door de luchtstroom. Als gevolg van deze warmtetoevoer zal de entropie van de luchtstroom in punt 2 toenemen. De temperatuur van de lucht tijdens deze warmtetoevoer bedraagt T. Per massa-eenheid lucht kan dan worden geschreven:

$$dw_{\text{wrijving}} = dq_{\text{wrijving}} = T\mathrm{d}s \tag{4.19}$$

In figuur 4.7 is de wrijvingswarmte dus gelijk aan het oppervlak 9-2-3-8.



Figuur 4.7. *Wrijving in een punt van het compressieproces.*

Evenals bij het expansieproces kan de door de lucht opgenomen warmte slechts ten dele worden omgezet in arbeid. Het deel van de wrijvingsarbeid dat definitief verloren is gegaan, het exergieverlies, bedraagt:

$$dex_{\text{verlies}} = T_o \, ds_{\text{irrev}} \tag{4.20}$$

In het T,s-diagram komt dit overeen met het oppervlak 9-10-7-8. De verliesfactor, die aangeeft welk deel van de wrijvingsarbeid definitief verloren gaat, wordt dan:

$$\text{verliesfactor} = \frac{\text{definitief verloren gegane arbeid}}{\text{wrijvingsarbeid}} = \frac{T_o}{T} \tag{4.21}$$

Indien de compressie geheel verliesvrij zou zijn verlopen, dan zou vanaf punt 2 de compressie verlopen langs de isentroop 2-5. De hiervoor benodigde compressiearbeid bedraagt:

$$dw_{\text{compr. 2-5}} = \int_2^5 dh \tag{4.22}$$

Met de vergelijkingen (1.7) en (1.16) uit hoofdstuk 1 kan voor dh worden geschreven:

$$dh = Tds + vdp$$

Ingevuld in (4.22) volgt hieruit voor een isentrope compressie:

$$dw_{\text{compr. 2-5}} = \int_2^5 vdp \tag{4.23}$$

Als gevolg van de wrijving in punt 2 vindt de compressie echter niet plaats langs de isentroop 2-5 maar langs de isentroop 3-4. De hiervoor benodigde compressiearbeid bedraagt:

$$dw_{\text{compr. 3-4}} = \int_3^4 vdp \tag{4.24}$$

Het soortelijk volume van de luchtstroom bij compressie van 3 naar 4 zal groter zijn dan bij compressie van 2 naar 5 als gevolg van de toegevoerde wrijvingswarmte. Dit betekent dat door de wrijving in punt 2 niet alleen meer arbeid moet worden toegevoerd om de wrijving te overwinnen, maar dat bovendien extra arbeid nodig is voor de compressie van p_2 naar p_4. Deze extra compressiearbeid is als volgt, eenvoudig te bepalen met behulp van het T,s-diagram in figuur 4.7. Voor het kringprocesje 2-5-4-3 geldt:

$$\text{oppervlak 2-5-4-3} = dw_{\text{kringproces}} = dw_{\text{expansie, 4-3}} - dw_{\text{compressie, 2-5}}$$

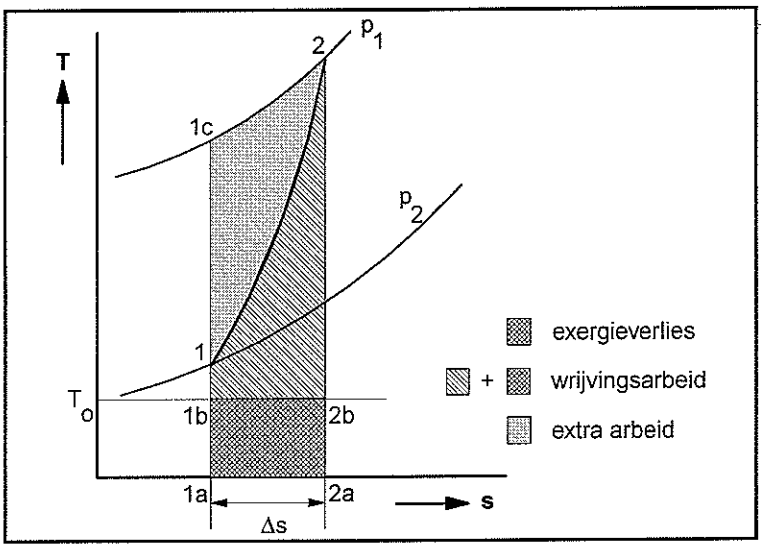
Dit kan worden aangetoond met gebruikmaking van de vergelijkingen (1.8) en (1.16). Daar de expansie van 4 naar 3 omkeerbaar verloopt geldt eveneens:

$$\text{oppervlak 2-5-4-3} = dw_{\text{kringproces}} = dw_{\text{compressie, 3-4}} - dw_{\text{compressie, 2-5}}$$

De extra compressiearbeid is dus gelijk aan het oppervlak 2-5-4-3 in het T,s-diagram. De verhouding tussen de totale hoeveelheid extra compressiearbeid (= wrijvingsarbeid + extra compressiearbeid) en de feitelijke wrijvingsarbeid wordt aangeduid met de arbeidsvermeerderingsfactor:

$$\text{arbeidsvermeerderingsfactor} = \frac{dw_{\text{wrijving}} + dw_{\text{extra}}}{dw_{\text{wrijving}}} = \frac{\text{opp } 9\text{-}2\text{-}3\text{-}8 + \text{opp } 2\text{-}5\text{-}4\text{-}3}{\text{opp } 9\text{-}2\text{-}3\text{-}8} = \frac{T_4}{T} \tag{4.25}$$

De extra compressiearbeid dw_{extra} kan in het ideale geval weer geheel worden teruggewonnen, evenals een deel van de wrijvingsarbeid (oppervlak 10-2-3-7). Het is dus geen exergieverlies, maar resulteert in een extra toename van de exergie van de gecomprimeerde lucht. In de praktijk zal echter altijd een deel van deze arbeid verloren gaan als gevolg van verliezen in het nageschakelde proces.



Figuur 4.8. *Exergieverlies, wrijvingsarbeid en extra arbeid tijdens compressie.*

In het bovenstaande is gekeken naar een compressieproces, waarbij sprake is van compressie in één punt van het compressietraject. In werkelijkheid is er sprake van wrijving verdeeld over het gehele compressietraject. Wrijvingsarbeid, exergieverlies en extra compressiearbeid kunnen worden bepaald door de betreffende waarden te integreren over het compressietraject van punt 1 naar 2 in figuur 4.8; de verschillende hoeveelheden arbeid resp. exergie zijn weer te geven als oppervlakken in het T,s-diagram.

4.3.3 Beperken van exergieverliezen

Exergieverliezen in de compressor worden, evenals in de turbine, veroorzaakt door wrijving en inwendige lekkage. Inwendige lekkage via de spleten tussen de roterende en stilstaande delen van het schoepensysteem speelt bij de compressor vooral een rol aan de uitlaatzijde van het schoepensysteem, aangezien de volumestroom daar het kleinst is. In geval van een relatief kleine ingaande volumestroom zal een hoge drukverhouding resulteren in grotere lekverliezen. Een hoge uitlaatdruk is dus alleen mogelijk als de ingaande volumestroom voldoende groot is.

Ook tijdens compressie geeft de verliesfactor (4.21) aan, welk deel van de wrijvingsarbeid definitief verloren gaat, ofwel hoe groot het exergieverlies is. Treedt wrijving op bij temperatuur T_0, zoals doorgaans het geval is in de filters aan de inlaat van de compressor, dan is deze verliesfactor gelijk aan 1. Naarmate de wrijving zich voordoet bij hogere temperatuur wordt de fractie van de wrijvingsarbeid die definitief verloren gaat kleiner. Het is dus van belang de wrijvingsverliezen aan de inlaatzijde, met name in de inlaatfilters, zo klein te mogelijk te houden. Wrijvingsverliezen kunnen tijdens bedrijf van de compressor toenemen door vervuiling van het schoepensysteem. Doordat wrijvingsverliezen aan de inlaatzijde van de compressor schadelijker zijn dan aan de uitlaatzijde, dient bij het reinigen van de compressor vooral te worden gelet op een goede reiniging van de inlaatzijde van het schoepensysteem.

Wrijving tijdens compressie resulteert in een volumevergroting van de te comprimeren stofstroom. In het voorgaande is aangetoond dat daardoor een hoeveelheid extra compressiearbeid nodig is. De arbeidsvermeerderingsfactor (4.25) laat zien dat deze extra compressiearbeid groter is naarmate de wrijving plaatsvindt bij lagere temperatuur. Het vermijden van wrijvingsverliezen bij lage temperatuur is dus niet alleen van belang voor het beperken van het exergieverlies in de compressor, maar is ook van belang met het oog op het beperken van de extra compressiearbeid. De extra compressiearbeid resulteert in een extra toename van de exergie van de stofstroom tijdens compressie. Met een reversibel proces kan deze extra compressiearbeid dus volledig worden teruggewonnen. In werkelijkheid zal echter altijd een deel van deze extra toegevoerde arbeid verloren gaan. Dit verlies is afhankelijk van het exergetisch rendement van het nageschakelde systeem en kan van geval tot geval sterk uiteenlopen. Een nageschakeld proces met een slecht exergetisch rendement heeft dus tot gevolg dat een groot deel van deze extra compressiearbeid verloren gaat.

De benodigde compressiearbeid is sterk afhankelijk van het volume van de te comprimeren stofstroom. Vergelijking (4.23) laat zien dat in geval van reversibele compressie deze arbeid evenredig is met het volume. Het volume van de stofstroom kan bijvoorbeeld worden verkleind door gebruik te maken van tussenkoeling. De compressie vindt dan plaats in twee in serie geschakelde compressoren, waarbij de stofstroom na het verlaten van de eerste compressor wordt gekoeld voordat verdere drukverhoging in de tweede compressor plaatsvindt. De totaal benodigde arbeid voor de aandrijving van de compressoren is veel kleiner als gevolg van de kleinere volumestroom in de tweede compressor. Het verschil in exergieverlies in de compressoren is echter gering. Wordt de warmte, die afgevoerd wordt in de tussenkoeler, niet meer benut dan gaat de exergie van deze warmte eveneens geheel verloren. In dat geval is het totale exergieverlies voor compressie met tussenkoeling veel groter dan voor compressie zonder tussenkoeling. Zonder tussenkoeling is de eindtemperatuur van de gecomprimeerde stofstroom veel hoger; dus ook de exergie van de stofstroom zal dan

groter zijn als in geval van tussenkoeling. De mate waarin deze extra opgenomen exergie kan worden benut is afhankelijk van het proces dat na de compressie wordt doorlopen. De vraag of het exergieverlies kan worden beperkt door gebruik te maken van tussenkoeling, is dus niet te beantwoorden door uitsluitend te kijken naar het compressieproces. Ook de rest van het systeem waartoe de compressor behoort, moet bij de beoordeling worden betrokken.

5 Waardediagram en exergierendement

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

5.1 Inleiding

Bij de analyse van processen en systemen voor de omzetting van energie speelt het transport van energie door middel van processtromen een belangrijke rol. De berekening van exergiewaarden voor processtromen is veelal de eerste en ook een belangrijke stap bij het uitvoeren van exergie-analyses. Aan de hand van deze exergiewaarden kunnen voor alle onderscheiden processtappen (doorgaans wordt er gesproken over "apparaten" of "unit operations") de exergieverliezen worden bepaald. Deze exergieverliezen kunnen zichtbaar worden gemaakt in zogenaamde exergiestroomdiagrammen (ook wel Grassmann-diagrammen genoemd), vergelijkbaar met de energiestroomdiagrammen (ook Sankey-diagrammen genoemd). Door exergieverliezen te vertalen naar exergierendementen ontstaat een meer algemeen vergelijkbare beoordelingsfactor voor het verlies in het betreffende apparaat, proces of systeem. Over de betekenis van exergierendementen is nogal eens wat discussie. Echter, net als andere rendementen, hebben exergierendementen alleen betekenis als ze op de juiste wijze worden gebruikt voor de onderlinge vergelijking van processen en systemen.

Voor het zichtbaar maken van exergieverliezen kunnen behalve exergiestroomdiagrammen ook waardediagrammen worden gebruikt. Het waardediagram is voorgesteld door prof. Van Lier [1] voor het zichtbaar maken van exergieverliezen in energiesystemen. Waardediagrammen zijn vooral bruikbaar voor de weergave van de belangrijkste verliezen in een systeem; voor een zeer gedetailleerde weergave van verliezen in een complex systeem zijn ze minder geschikt. Waardediagrammen zijn zeker zinvol te gebruiken om de verliezen bij de productie van warmte zichtbaar te maken.

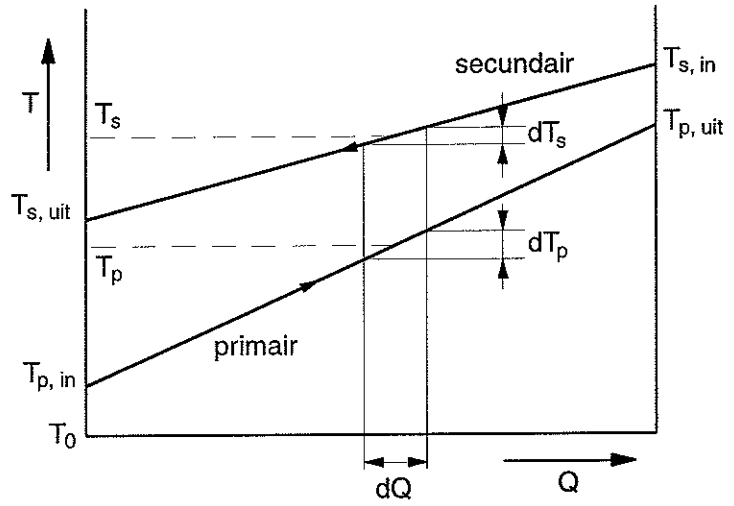
5.2 Het waardediagram voor warmteoverdracht

Voor het weergeven van het verloop van warmteoverdrachtsprocessen wordt veelal gebruik gemaakt van *Q,T*-diagrammen. In figuur 5.1a is het temperatuurverloop van twee processtromen in een warmtewisselaar weergegeven als functie van de opgenomen warmte door de primaire, de warmteopnemende, stroom. In figuur 5.1b is hetzelfde warmteoverdrachtsproces weergegeven in het waardediagram. In dit diagram is op de horizontale as eveneens de opgenomen warmte door de primaire stroom uitgezet; verticaal is in plaats van de temperatuur de waarde $(1 - T_0/T)$[1] uitgezet. Door de verticale as te laten beginnen bij

[1] In de publicaties van Van Lier is verticaal, in omgekeerde richting, de reciproke waarde van de temperatuur uitgezet. Voor de vorm van het diagram maakt dit geen verschil. Aangenomen is dat de waarde $(1 - T_0/T)$ sneller is te doorzien; de schaal op de vertikale as loopt in dit geval van 0 tot 1, hetgeen bij de reciproke waarde uit de temperatuur niet het geval is.

$T = T_0$ en te laten eindigen bij $T = \infty$ loopt de schaal op deze as van 0 tot 1. Stel nu dat de secundaire stroom, de warmte afgevende stroom, een infinitesimaal kleine hoeveelheid warmte dQ afgeeft bij temperatuur T_s; de temperatuurverandering dT_s is verwaarloosbaar klein. De exergie van deze hoeveelheid warmte is dan gelijk aan:

$$dEx_s = (1-\frac{T_0}{T_s})dQ \tag{5.1}$$



Figuur 5.1a. *Verloop van het warmteoverdrachtsproces in het Q,T-diagram.*

In het waardediagram is dQ gelijk aan het oppervlak 1-3-4-6-1, aangezien de hoogte 1-3 gelijk is aan 1. De afgegeven exergie, dEx_s, is gelijk aan het oppervlak 1-2'-5'-6-1. De term $(1 - T_0/T_s)$ geeft dus aan welk deel van de warmte in principe kan worden omgezet in arbeid en kan worden gezien als de exergiefractie van de warmte dQ bij temperatuur T_s. De exergie, die wordt afgegeven door het secundaire medium bij afkoeling van $T_{s,in}$ naar $T_{s,uit}$, is dan te berekenen door te integreren over het gehele afkoeltraject:

$$Ex_s = \int_{T_{s,in}}^{T_{s,uit}} (1-\frac{T_0}{T_s})dQ \tag{5.2}$$

Deze exergie is gelijk aan het oppervlak onder de kromme voor het secundaire medium in het waardediagram. De warmte dQ wordt opgenomen door de primaire stroom bij een temperatuur T_p. De exergie van de opgenomen warmte is dan:

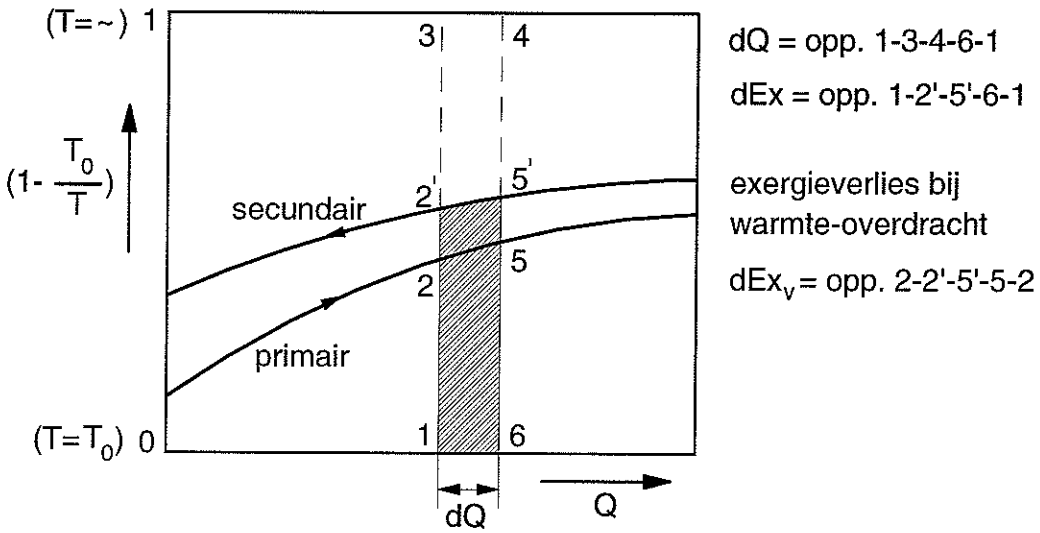
$$dEx_p = (1-\frac{T_0}{T_p})dQ \tag{5.3}$$

en is gelijk aan het oppervlak 1-2-5-6-1. Deze hoeveelheid exergie is dus kleiner dan de exergie die door de secundaire stroom is afgegeven. Het verschil, het oppervlak 2-2'-5'-5-2, is de exergie die tengevolge van het temperatuurverschil bij de warmteoverdracht verloren

gaat. De exergie die door het primaire medium wordt opgenomen bij opwarming van $T_{p,in}$ naar $T_{p,uit}$ volgt dan uit:

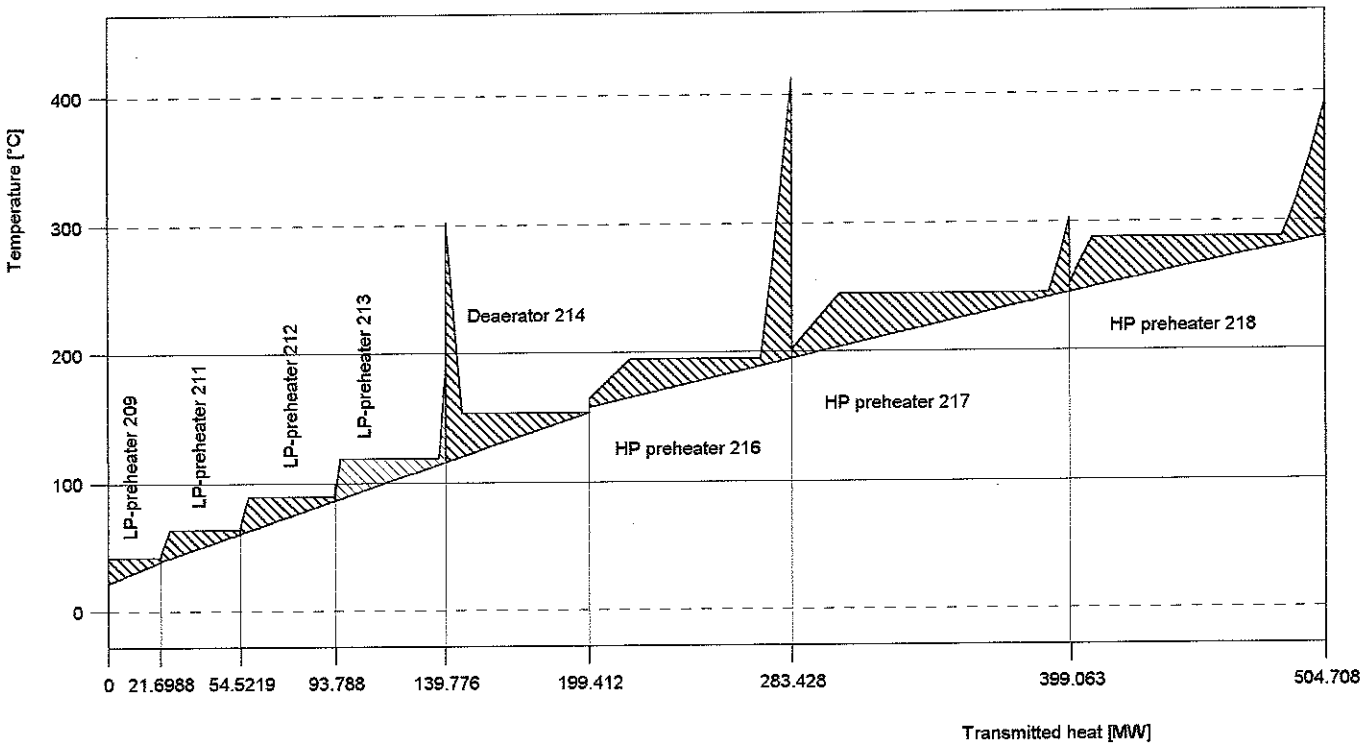
$$Ex_p = \int_{T_{p,in}}^{T_{p,uit}} (1-\frac{T_0}{T_p})dQ \tag{5.4}$$

Deze exergie is gelijk aan het oppervlak onder de kromme voor het primaire medium in het waardediagram. Het exergieverlies als gevolg van de warmteoverdracht, Ex_s - Ex_p, is daarmee gelijk aan het oppervlak tussen de beide krommen in het waardediagram. In het waardediagram kan de exergie van warmte en het exergieverlies bij warmteoverdracht zichtbaar worden gemaakt.



Figuur 5.1b. *Verloop van het warmteoverdrachtsproces uit figuur 5.1a in het waardediagram.*

Net als Q,T-diagrammen kunnen ook waardediagrammen worden gebruikt om de opwarming van een processtroom, verdeeld over meerdere warmtewisselaars, weer te geven. Figuur 5.2 laat in het Q,T-diagram de opwarming zien van het voedingswater in de voorwarmers van de stoomkringloop van een elektriciteitscentrale. In deze voorwarmers wordt voedingswater opgewarmd door middel van stoom die afgetapt wordt uit de stoomturbine.

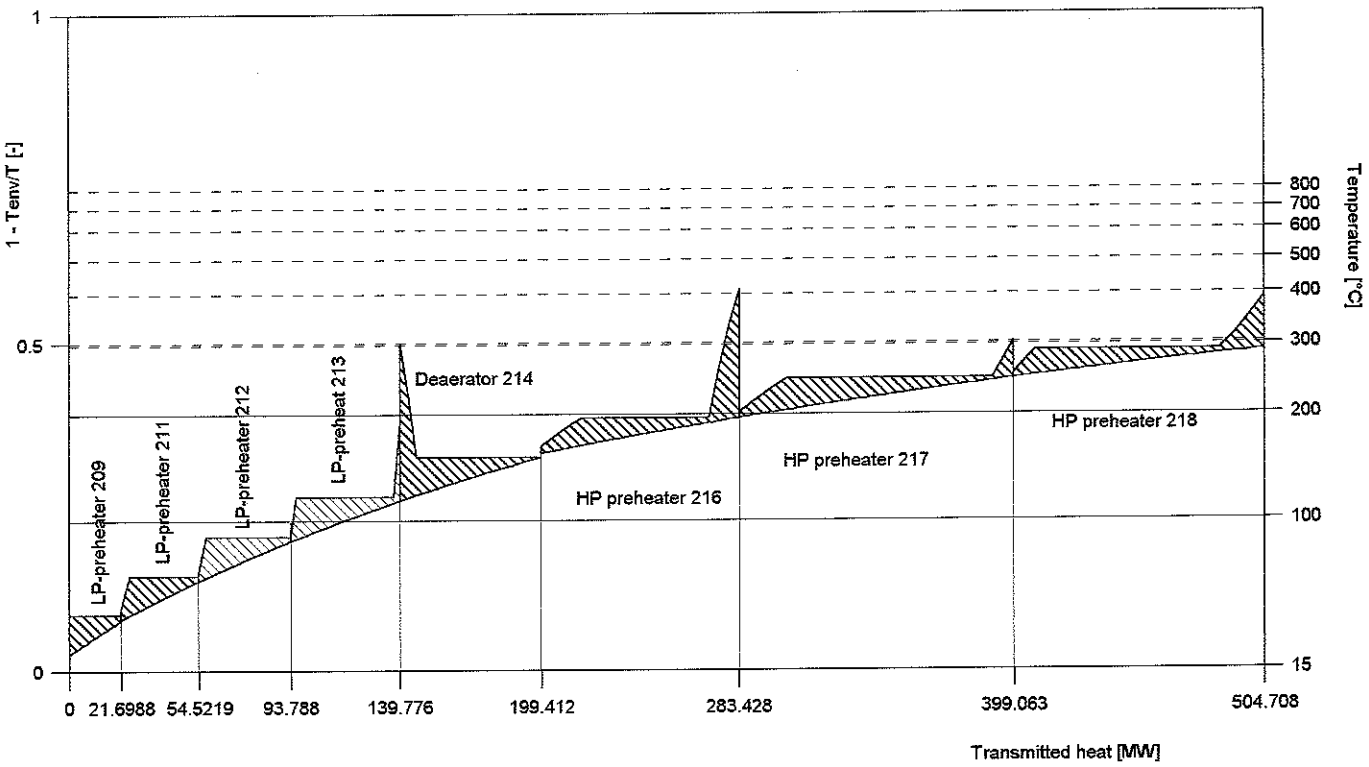


Figuur 5.2. *Q,T-diagram voedingsvoorwarmers.*

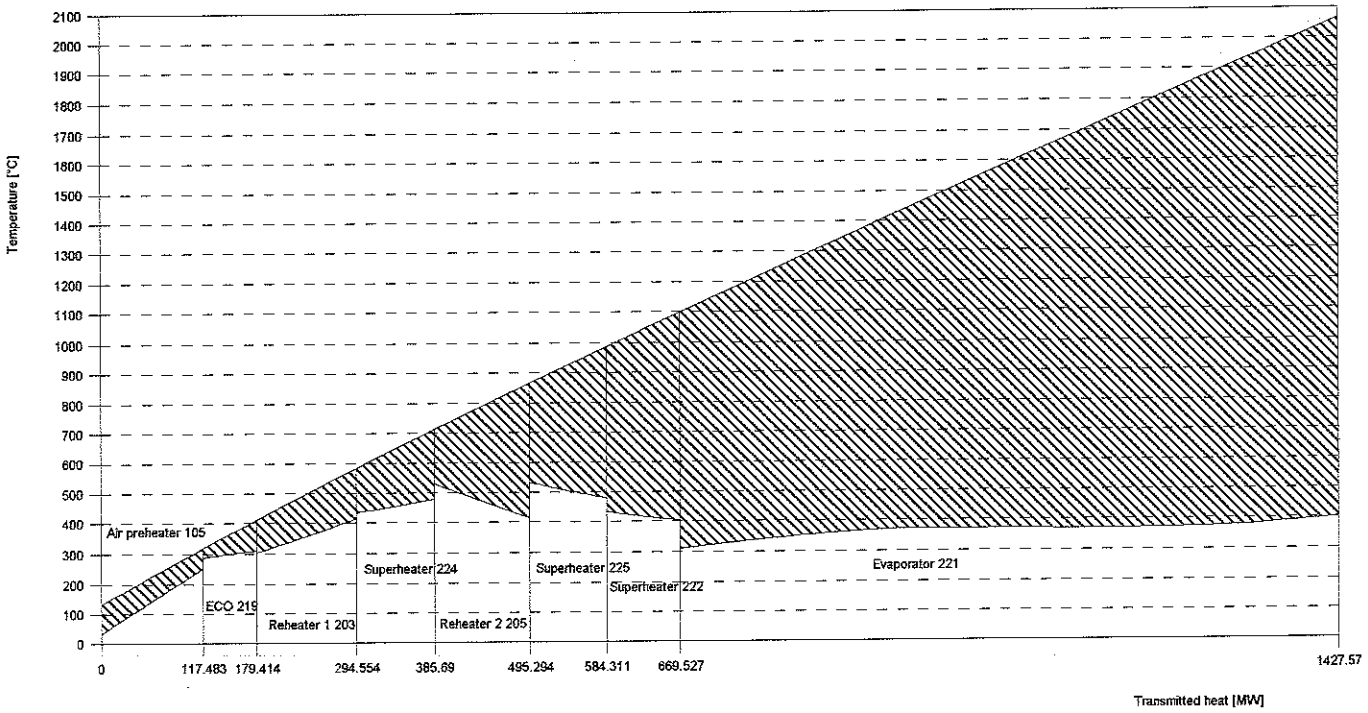
In het *Q,T*-diagram is zowel het temperatuurverloop van de secundaire media (afkoelende en condenserende stoom) als van het primaire medium (opwarmend water) te zien. De gekozen temperaturen en aftapdrukken zijn vergaand geoptimaliseerd. Het diagram geeft een goed beeld van de temperatuurverschillen bij de warmteoverdracht.

Figuur 5.3 laat de opwarming van het voedingswater zien in het waardediagram. De gearceerde oppervlakken in dit diagram komen overeen met het exergieverlies bij de warmteoverdracht. Uit het diagram blijkt duidelijk het belang van kleine temperatuurverschillen bij warmteoverdracht op lage temperatuur.

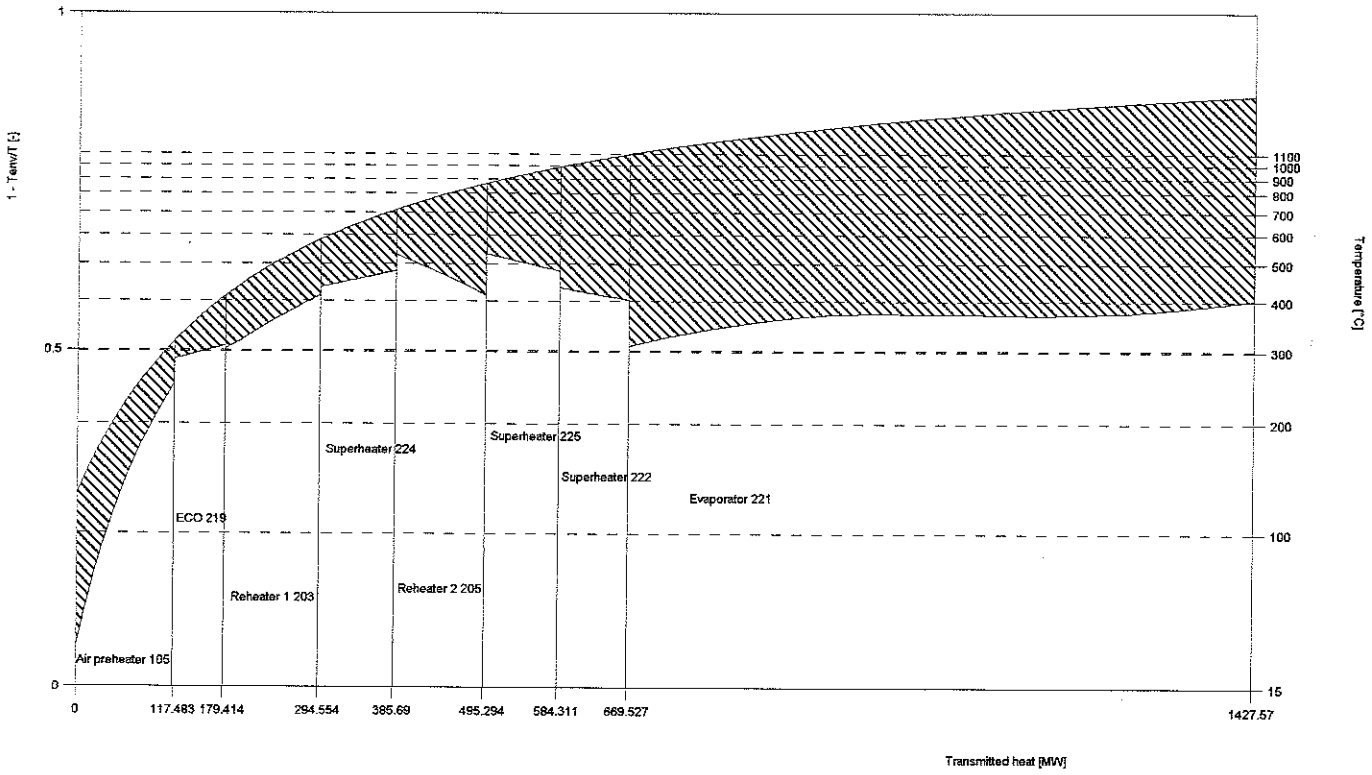
Een ander voorbeeld is de afkoeling van het rookgas in een stoomketel. In figuur 5.4 is het *Q,T*-diagram gegeven; voor het verloop van de rookgastemperatuur is aangenomen dat het rookgas wordt afgekoeld van de adiabatische verbrandingstemperatuur tot de schoorsteen-temperatuur. Het temperatuurverschil tussen rookgas en water/stoom is overal groot met uitzondering van de economizer (ECO) en de luchtvoorwarmer (LUVO). Het waardediagram is weergegeven in figuur 5.5. Het diagram laat zien dat de exergieverliezen ten gevolge van warmteoverdracht in de ketel groot zijn. Weliswaar treden de grootste exergieverliezen op in het hoge-temperatuurdeel van de ketel, doch de exergieverliezen in het lage-temperatuurdeel zijn zeker niet te verwaarlozen.



Figuur 5.3. Waardediagram voedingsvoorwarmers.



Figuur 5.4. Q,T-diagram warmtewisselaars in stoomketel.



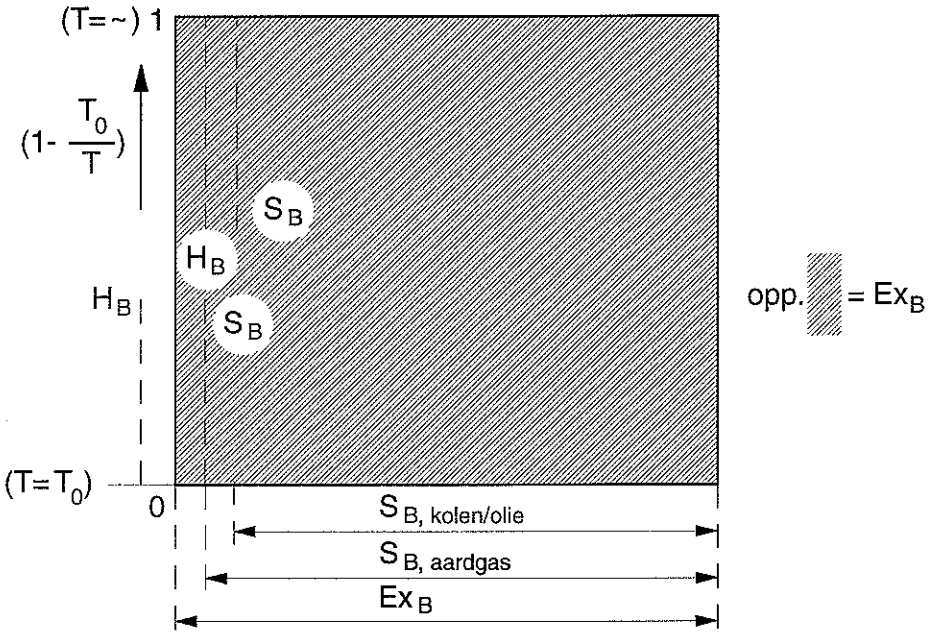
Figuur 5.5. Waardediagram warmtewisselaars in stoomketel.

5.3 Het waardediagram voor energiesystemen

In de vorige paragraaf is het waardediagram geschetst voor warmteoverdrachtsprocessen. Het kan met enige kunstgrepen ook worden gebruikt voor andere processtappen, zodat het totale proces van energieomzetting voor uiteenlopende energiesystemen in het waardediagram kan worden weergegeven (zie ook [1]). Uitgangspunt voor energiesystemen is in het algemeen de exergie van brandstof. De exergie van de brandstof is ongelijk aan de warmte die vrijkomt bij verbranding; de afwijkingen zijn afhankelijk van de samenstelling van de brandstof en zijn voor gebruikelijke brandstoffen gering. In figuur 5.6 is ter illustratie voor enkele brandstoffen de verhouding tussen verbrandingswaarde (H_B) respectievelijk stookwaarde (S_B) en exergie (Ex_B) gegeven. De verhoudingen voor kolen en olie moeten worden gezien als gemiddelden, aangezien de verhouding niet voor alle kolen- en oliesoorten dezelfde is. Voor aardgas is uitgegaan van gas van Slochteren-kwaliteit.

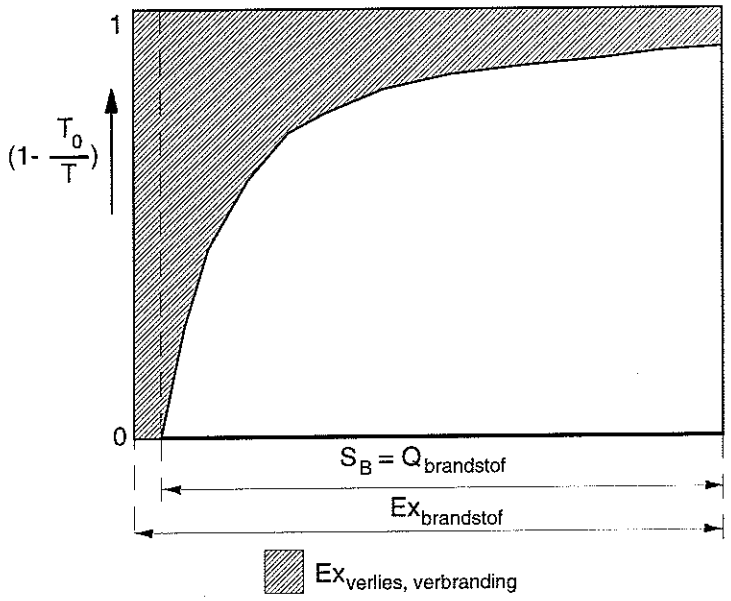
In het waardediagram wordt op de horizontale as normaliter een hoeveelheid warmte uitgezet. Daarvoor kan bijvoorbeeld de verbrandingswaarde van de brandstof worden gekozen. Door nu, zoals in figuur 5.6, in plaats van de verbrandingswaarde de exergie van de brandstof uit te zetten op de horizontale as, is de oppervlakte van het totale diagram gelijk aan de brandstofexergie. Verbranding van de brandstof resulteert in hete rookgassen die kunnen worden afgekoeld tot omgevingstemperatuur; daarbij komt een hoeveelheid warmte vrij die gelijk is aan de verbrandingswaarde van de brandstof. Doordat de condensatiewarmte van de

waterdamp in de rookgassen in de praktijk veelal onbenut blijft zal in de volgende voorbeelden worden uitgegaan van de stookwaarde van de brandstof.



Figuur 5.6. Waardediagram op basis van brandstofexergie.

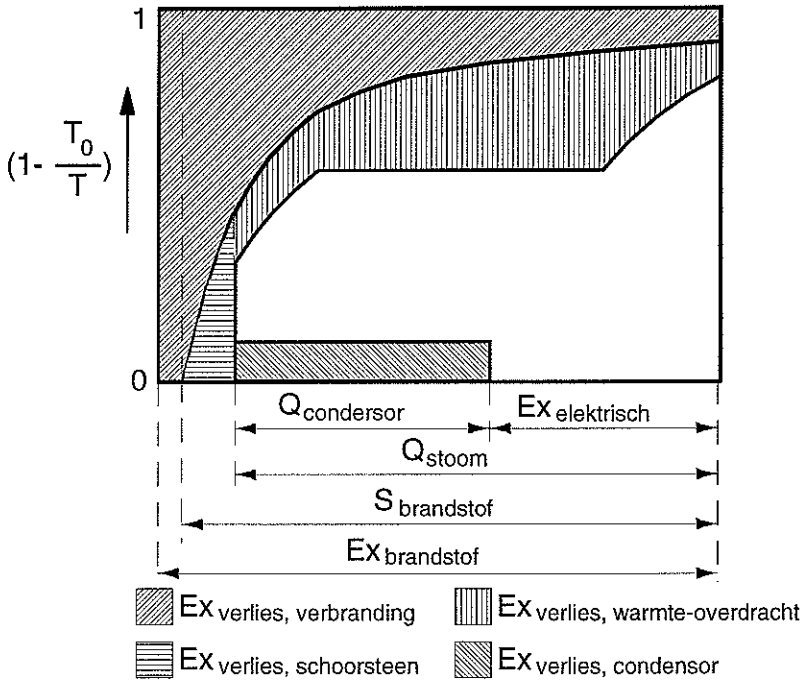
Het verloop van de afkoelkromme van de rookgassen is weergegeven in figuur 5.7. Het oppervlak onder deze kromme is gelijk aan de exergie van de warmte die door het rookgas wordt afgegeven, ofwel de exergie die na verbranding is overgebleven. Dit betekent dat een hoeveelheid exergie ter grootte van het gearceerde oppervlak in figuur 5.7 verloren is gegaan. Het gearceerde oppervlak in deze figuur is dus het exergieverlies ten gevolge van de verbranding.



Figuur 5.7. Waardediagram met afkoelkromme van het rookgas na verbranding.

In een stoomketel dragen de rookgassen de warmte over aan de stoomkringloop. Daarbij wordt het binnenkomende voedingswater achtereenvolgens verwarmd tot kooktemperatuur, verdampt en oververhit tot de verlangde stoomtemperatuur. Het temperatuurverloop van de opwarmende stroom in de ketel is, enigszins vereenvoudigd, weergegeven in het waardediagram van een conventionele centrale in figuur 5.8. De rookgassen verlaten de ketel bij een temperatuur die hoger is dan de omgevingstemperatuur. Een gedeelte van de warmte in de rookgassen gaat hiermee verloren; het bijbehorende exergieverlies is in figuur 5.8 aangeduid met het $Ex_{\text{verlies, schoorsteen}}$. Het oppervlak onder de kromme voor het temperatuurverloop van water respectievelijk stoom komt overeen met de opgenomen exergie door dit medium. Het oppervlak tussen de rookgaslijn en de water/stoomlijn is dus het exergieverlies ten gevolge van de warmteoverdracht in de ketel, aangeduid met $Ex_{\text{verlies,warmteoverdracht}}$.

Door de opgewekte stoom te expanderen in de turbine komt de in de ketel opgenomen exergie voor het overgrote deel beschikbaar als mechanische arbeid aan de as van de turbine. Na expansie wordt de stoom gecondenseerd in de condensor door warmte af te geven aan water of lucht uit de omgeving. In verband met het benodigde temperatuurverschil voor de warmteoverdracht in de condensor, is de temperatuur van de stoom bij het verlaten van de turbine nog iets hoger dan de omgevingstemperatuur, zodat bij condensatie eveneens nog een geringe hoeveelheid exergie ($Ex_{\text{verlies, condensor}}$) verloren gaat. Het niet gearceerde oppervlak in figuur 5.8 komt overeen met de exergie van de geproduceerde mechanische arbeid.

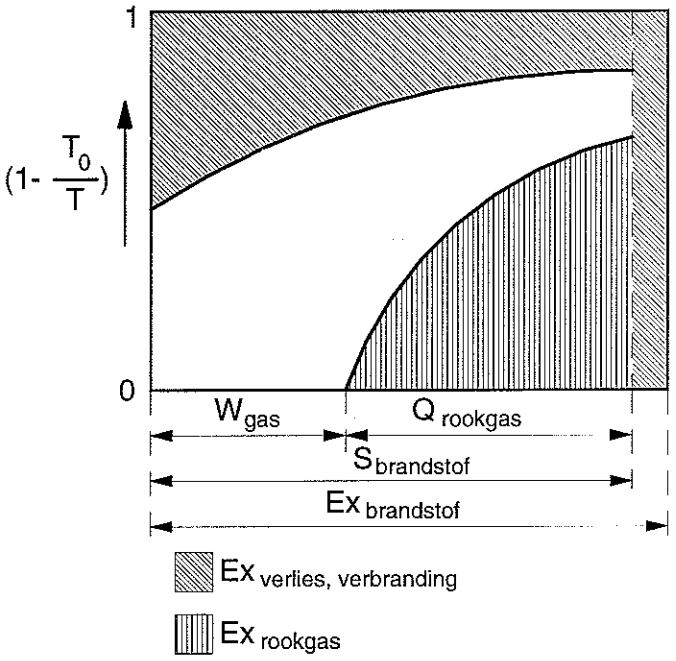


Figuur 5.8. *Waardediagram van een conventionele centrale.*

Voor de productie van elektriciteit worden tegenwoordig vaak gasturbines toegepast, vrijwel altijd in combinatie met een nageschakelde stoomkringloop. Ook het gasturbineproces kan in een waardediagram worden weergegeven. In figuur 5.9 zijn de exergieverliezen als gevolg van wrijving in compressor en turbine buiten beschouwing gelaten. Bij het gasturbineproces wordt warmte toegevoerd in de verbrandingskamer. De verbrandingslucht komt de verbrandingskamer binnen met verhoogde temperatuur, aangezien de temperatuur van de

lucht tijdens compressie toeneemt. Het temperatuurverloop tijdens warmte-opname is weergegeven in het waardediagram. Het oppervlak onder deze opwarmkromme is gelijk aan de exergie van de warmte die aan de verbrandingslucht wordt toegevoerd. In figuur 5.9 is het verschil tussen exergie en stookwaarde van de brandstof aan de rechterzijde in het diagram aangegeven. Deze strook vormt samen met het gearceerde oppervlak boven de opwarmkromme, het exergieverlies tengevolge van verbranding.

Na expansie in de turbine hebben de rookgassen nog een hoge temperatuur. De exergie van de warmte die vrijkomt door afkoeling van de rookgassen tot omgevingstemperatuur is gelijk aan het oppervlak onder de afkoelkromme van het rookgas. Worden de rookgassen afgevoerd naar de omgeving, zoals bij een vliegtuigmotor, dan gaat deze exergie verloren.



Figuur 5.9. *Waardediagram van een conventionele centrale.*

In het voorafgaande is volstaan met een vereenvoudigde weergave van enkele processen in het waardediagram. Om de betekenis van de gecombineerde opwekking van warmte en elektriciteit toe te lichten is dit toereikend. Voor een meer gedetailleerde weergave van processen in het waardediagram wordt verwezen naar [1].

5.4 Algemene definitie van exergierendementen

Exergierendementen kunnen zowel worden gebruikt voor de globale beoordeling van de kwaliteit van productie-eenheden als voor de beoordeling van afzonderlijke processen bij de analyse en optimalisatie van systemen. Daarbij is een correcte definitie van het exergierendement van een proces of een totale installatie van belang. Door diverse auteurs [2-4] zijn definities gegeven voor exergierendementen. Zonder uitvoerig in te gaan op de discussie over voor- en nadelen van de verschillende definities zal hier kort worden ingegaan op de problemen die zich voordoen bij de definitie van exergierendementen. Aangegeven wordt hoe exergierendementen in beginsel moeten worden gekozen. Voor een aantal

processen die in energiesystemen regelmatig voorkomen zijn in appendix A uitgewerkte rendementsdefinities gegeven.

Rendementen, en dus ook exergierendementen, voor praktisch gebruik, moeten in het algemeen aan een aantal voorwaarden voldoen.

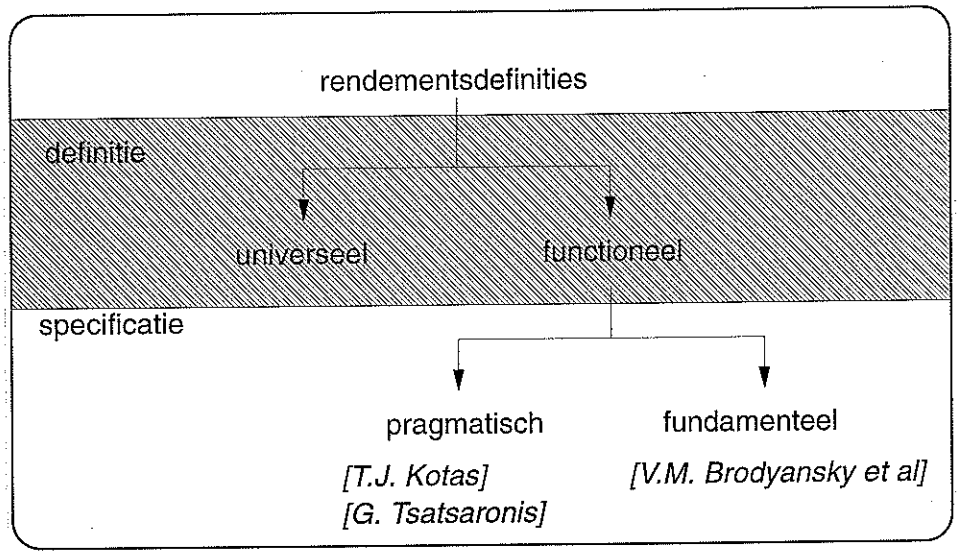
1) De gevoeligheid voor veranderingen in het betreffende systeem moet groot zijn. Rendementen moeten zo worden gedefinieerd dat in principe alle waarden tussen 0 en 1 mogelijk zijn, en geen andere.
2) De definitie van een rendement moet bij voorkeur algemeen toepasbaar zijn. Dat wil zeggen dat de definitie, zonder aanvullingen, voor een groot aantal verschillende systemen bruikbaar moet zijn.
3) Rendementswaarden moeten met behulp van beschikbare gegevens snel kunnen worden berekend. De noodzaak van zeer gedetailleerde aanvullende berekeningen moet bij voorkeur worden vermeden.
4) Rendementen vormen een maat voor de kwaliteit van een systeem. Een dergelijke maatstaf is alleen betrouwbaar als deze is gebaseerd op gegevens waarin de invloed van alle relevante grootheden in voldoende mate is verdisconteerd. De kwaliteit van de uitgevoerde procesberekening bepaald of aan deze voorwaarde is voldaan.

Zoals uit het bovenstaande blijkt, gaat het bij de definitie van exergierendementen niet uitsluitend om een theoretisch verantwoorde keuze, maar ook om mogelijkheden voor het bepalen van de verlangde exergiewaarden. Deze moeten zonder overmatige inspanning kunnen worden berekend. De voorkeur voor een rendementsdefinitie wordt dus mede bepaald door de wijze waarop exergiewaarden beschikbaar zijn.

Het blijkt niet mogelijk aan alle gestelde voorwaarden tegelijkertijd te voldoen. Afhankelijk van de waarde die wordt gehecht aan de verschillende voorwaarden, kunnen exergierendementen op verschillende manieren worden gedefinieerd. In figuur 5.10 worden twee verschillende rendementsdefinities onderscheiden: het *universeel rendement* en het *functioneel rendement*[2]. Het universeel rendement is gebaseerd op een algemeen bruikbare definitie voor het exergetisch rendement. Doordat de relatie echter ongevoelig is voor veranderingen in het systeem wordt deze door verschillende auteurs als onvoldoende afgewezen. De voorkeur gaat in het algemeen uit naar wat hier is aangeduid met het functioneel rendement. Het functioneel rendement verlangt echter een nadere specificatie afhankelijk van het type systeem. Voor sommige systemen is een relevante specificatie moeilijk of geheel niet denkbaar.

Doordat het functioneel rendement, hoewel in beginsel beter, niet in alle situaties bruikbaar is zullen in het onderstaande beide rendementsdefinities worden toegelicht.

[2] De benaming van de exergetische rendementen is niet ontleend aan de literatuur. Voor het universeel rendement wordt in genoemde literatuur geen naam gebruikt; voor het functioneel rendement worden verschillende namen gebruikt (rational efficiency, efficiency with transiting exergy etc.).



Figuur 5.10. *Globale indeling van exergetische rendementen.*

Het *universeel rendement* is als volgt gedefinieerd:

$$\eta_{Ex,\text{univ.}} = \frac{\Sigma Ex_{\text{uit}}}{\Sigma Ex_{\text{in}}} \tag{5.5}$$

Hierin is:

$\sum Ex_{\text{uit}}$ de exergie van de uitgaande proces- en energiestromen

$\sum Ex_{\text{in}}$ de exergie van de ingaande proces- en energiestromen

Het verschil in exergie tussen de in- en uitgaande proces- en energiestromen is gelijk aan het exergieverlies, dus

$$\Sigma Ex_{\text{in}} = \Sigma Ex_{\text{uit}} + \Sigma Ex_{\text{verlies}} \tag{5.6}$$

Voor (5.5) kan dus ook worden geschreven:

$$\eta_{Ex,\text{u}} = \frac{\Sigma Ex_{\text{in}} - \Sigma Ex_{\text{verlies}}}{\Sigma Ex_{\text{in}}} = \frac{1 - \Sigma Ex_{\text{verlies}}}{\Sigma Ex_{\text{in}}} \tag{5.7}$$

Het universeel rendement biedt een eenduidige definitie voor uiteenlopende systemen. Een nadeel van deze definitie is echter dat de aldus verkregen rendementswaarden ongevoelig kunnen zijn voor veranderingen in het systeem. Hiervan is bijvoorbeeld sprake als een processtroom in het systeem slechts een kleine verandering ondergaat. Het exergieverlies is dan klein ten opzichte van de exergie van de ingaande processtroom. In dat geval is er sprake van een verhoudingsgewijs grote "ballaststroom": een exergiestroom die weliswaar wordt toe-

gevoerd aan het proces, maar die het proces weer verlaat zonder een verandering te hebben ondergaan. Het universeel rendement is als gevolg van deze ballaststromen relatief ongevoelig voor verandering van het exergieverlies in het systeem; in de volgende paragraaf wordt dit toegelicht aan de hand van een voorbeeld.

Het functioneel rendement is zo gedefinieerd dat de invloed van ballaststromen wordt geëlimineerd. Op die manier wordt een maximale gevoeligheid voor een verandering van het exergieverlies in het systeem verkregen. Het *functioneel rendement* is in algemene vorm als volgt gedefinieerd:

$$\eta_{Ex,f} = \frac{\Sigma Ex_{\text{product}}}{\Sigma Ex_{\text{bron}}} \tag{5.8}$$

Hierin is:

$\sum Ex_{\text{product}}$ de exergie van het deel van de uitgaande proces- en energiestromen, dat als product van het systeem kan worden aangemerkt

$\sum Ex_{\text{bron}}$ de exergie van het deel van de ingaande proces- en energiestromen, dat bij het beschouwde proces noodzakelijk is voor het tot stand komen van het product.

In principe kan worden gesteld dat ΣEx_{bron} gelijk moet zijn aan de toegevoerde exergie minus de exergie van de ballaststromen, ofwel:

$$\Sigma Ex_{\text{bron}} = \Sigma Ex_{\text{in}} - \Sigma Ex_{\text{ballast}} \tag{5.9}$$

Op dezelfde manier kan voor $\Sigma Ex_{\text{product}}$ worden geschreven:

$$\Sigma Ex_{\text{product}} = \Sigma Ex_{\text{uit}} - \Sigma Ex_{\text{ballast}} \tag{5.10}$$

Aangezien per definitie de exergie van in- en uitgaande ballaststromen dezelfde is, zal ook het verschil in exergiewaarde tussen "bron" en "product" gelijk moeten zijn aan de som van de exergieverliezen in het systeem, dus:

$$\Sigma Ex_{\text{bron}} = \Sigma Ex_{\text{product}} + \Sigma Ex_{\text{verlies}} \tag{5.11}$$

Voor het berekenen van het functioneel rendement voor een concreet systeem bieden de vergelijkingen (5.8) t/m (5.11) onvoldoende duidelijkheid. Eerst zal moeten worden vastgelegd welke stromen, of delen van stromen, deel uitmaken van Ex_{product}, Ex_{bron} of Ex_{ballast}. Naast de gegeven definitie is er dus een nadere uitwerking ofwel specificatie (zie ook figuur 5.10) verlangd van het functioneel rendement. Het blijkt helaas niet mogelijk een algemeen geldige specificatie van Ex_{product}, Ex_{bron} of Ex_{ballast} te geven. Voor elk proces moet afzonderlijk worden vastgelegd op welke wijze de exergie van product en bron kunnen worden gespecificeerd.

Ook voor de specificatie van functionele rendementen gebruiken de diverse auteurs geen eensluidende methoden en benamingen. De fundamentele benadering, zoals voorgestaan door Brodyansky e.a. [2], verdient in principe de voorkeur, doch levert grote praktische problemen omdat een vergaande uitsplitsing van exergiewaarden wordt verlangd. Om deze reden wordt

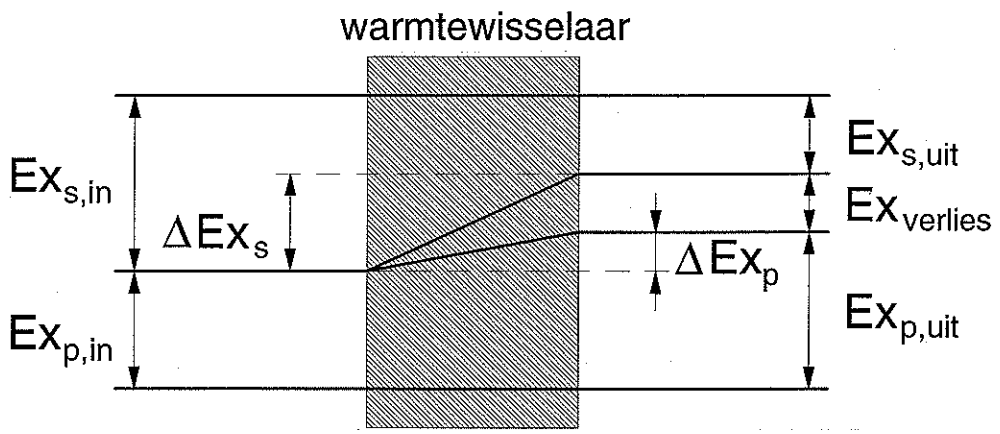
veelal gekozen voor een meer pragmatische benadering zoals voorgesteld door Kotas [3] en Tsatsaronis [4].

In appendix A is een voorstel voor de specificatie van het functioneel rendement van een groot aantal apparaten vastgelegd. Doordat de hiervoor benodigde exergiewaarden voor processtromen slechts worden opgesplitst in de thermomechanische en de chemische exergie (= inclusief mengexergie), is deze specificatie vrij algemeen bruikbaar.

5.5 Toelichting op rendementsdefinities

Het verschil tussen het universeel rendement en het functioneel rendement kan worden verduidelijkt aan de hand van een eenvoudig voorbeeld. Daarvoor is gekozen voor het proces van warmteoverdracht in een warmtewisselaar.

De warmtewisselaar heeft tot doel een processtroom, de primaire stroom genaamd, op te warmen door warmte te onttrekken aan een andere processtroom, de secundaire stroom. De exergie van de primaire stroom zal toenemen als gevolg van de opgenomen warmte en de exergie van de secundaire stroom zal afnemen. De exergieverandering die de processtromen ondergaan is weergegeven in figuur 5.11.



Figuur 5.11. Verandering van exergiehoeveelheden bij warmteoverdracht.

Het universeel exergierendement voor deze warmtewisselaar volgt uit vergelijking (5.5):

$$\eta_{Ex,u(\text{warmtewisselaar})} = \frac{Ex_{s,uit} + Ex_{p,uit}}{Ex_{s,in} + Ex_{p,in}} \tag{5.11}$$

Wordt alleen gekeken naar de bij het proces betrokken exergiehoeveelheden, dan kan worden gesteld dat de exergiehoeveelheden $Ex_{p,in}$ en $Ex_{s,uit}$ het proces doorstromen zonder een verandering te ondergaan. Deze stromen kunnen worden beschouwd als ballaststromen die niet deelnemen aan het proces en dus bij de waardering van het proces buiten beschouwing kunnen worden gelaten.

De specificatie van een functioneel rendement dient uitsluitend betrekking te hebben op veranderingen in exergiehoeveelheden. Gesteld is dat de warmtewisselaar de opwarming van de primaire stroom tot doel heeft; de exergieverandering ΔEx_p van de primaire stroom kan dan worden gezien als $Ex_{product}$ uit vergelijking (5.8). De secundaire stroom zorgt voor de toevoer van exergie; de exergieverandering ΔEx_s van de secundaire stroom kan dus worden gezien als Ex_{bron}. Voor het functioneel exergierendement van het warmteoverdrachtsproces kan dan worden geschreven:

$$\eta_{Ex,f(\text{warmtewisselaar})} = \frac{\Delta Ex_p}{\Delta Ex_s} = \frac{Ex_{p,uit} - Ex_{p,in}}{Ex_{s,in} - Ex_{s,uit}} \tag{5.12}$$

Zoals blijkt uit figuur 5.11 worden in deze relatie de als ballast te beschouwen exergiestromen buiten beschouwing gelaten. In feite wordt in vergelijking (5.11) het exergieverlies gerelateerd aan de totaal toegevoerde exergie ($Ex_{s,in} + Ex_{p,in}$), terwijl in vergelijking (5.12) het exergieverlies wordt gerelateerd aan de exergieverandering van het secundaire medium (ΔEx_s). Aangezien ΔEx_s altijd kleiner is dan ($Ex_{s,in} + Ex_{p,in}$) is het functioneel rendement (5.12) gevoeliger voor veranderingen in het exergieverlies dan het universeel rendement (5.11).

5.6 Literatuur

[1] J.J.C. van Lier, Bewertung der Energieumwandlungen mit dem Exergiebegriff bei der Strom- und/oder Wärmeerzeugung, *Brennstoff-Wärme-Kraft* 30, Nr 12, Dezember 1978.

[2] V.M. Brodyansky, M.V. Sorin, P. Le Goff, *The efficiency of industrial processes: exergy analysis and optimization*, Elsevier Science B.V., 1994.

[3] T.J. Kotas, Exergy Criteria of Performance for Thermal Plant, *Int. J. Heat & Fluid Flow*, Vol. 2, No. 4, 1980.

[4] G. Tsatsaronis, Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems, *Prog. Energy Combust. Sci.*, Vol. 19, 1993.

6 Exergie-analyse in de praktijk

mw.ir. L. Stougie,
Interduct - Delft University Clean Technology Institute

In de voorgaande hoofdstukken zijn theoretische aspecten van exergie-analyse behandeld. In dit hoofdstuk wordt ingegaan op de praktijk. Alvorens voorbeelden van exergie-analyses te noemen en een overzicht te geven van computerprogrammatuur voor exergieberekeningen, wordt een tweetal 'werkgroepen' genoemd die actief zijn op het gebied van exergie-analyse. Opgemerkt wordt dat er niet gestreefd is naar volledigheid bij de overzichten gegeven in dit hoofdstuk.

6.1 Werkgroepen

Werkgroep 'Procesintegratie en exergie-analyse'

De werkgroep 'Procesintegratie en exergie-analyse' is in 1992 opgericht en is een onderdeel van de KIvI-afdeling Energie- en Warmtetechnologie. De werkgroep wordt financieel ondersteund door Novem en bestaat uit leden afkomstig van bedrijfsleven, universiteiten, onderzoeksinstituten en ingenieurs- en adviesbureaus. De werkgroep organiseert ca. 3 bijeenkomsten per jaar met als onderwerpen: kennisuitwisseling over procesintegratie en exergie-analyse en het toelichten van studies die op dat gebied uitgevoerd zijn, initiëren en begeleiden van tool-ontwikkelingen, organisatie van kennisuitwisseling naar de doelgroep in de vorm van symposia. De werkgroep wil een discussieplatform zijn, gericht op de verdergaande introductie en promotie van de toepassing van procesintegratie en exergie-analyse in de (proces)industrie.

Het secretariaat van de werkgroep wordt gevoerd door TNO Milieu, Energie en Procesinnovatie, Postbus 342, 7300 AH Apeldoorn, tel. 055-5493805, fax. 055-5493740, contactpersoon: ir. H. van Deventer.

Contactgroep 'Exergie-analyse TU Delft'

De informele, interfacultaire contactgroep 'Exergie-analyse TU Delft', is in december 1994 opgericht. De contactgroep heeft tot doel de contacten tussen de verschillende onderzoekers te bevorderen en de aan de TU Delft aanwezige expertise met betrekking tot het exergiebegrip bijeen te brengen. Als werkzaamheden van de contactgroep zijn benoemd:
- het in kaart brengen van de aan de TU Delft aanwezige expertise op het gebied van exergie-analyse
- uitwisseling van onderzoeksresultaten en afstemming van onderzoek
- entameren van nieuwe (interfacultaire) onderzoeksprojecten
- organisatie van interne colloquia m.b.t. het exergiebegrip en haar toepassingen
- afstemming van deelname van de TU Delft aan externe werkgroepen/activiteiten
- organisatie van symposia, cursussen en workshops

Voor meer informatie over de contactgroep 'Exergie-analyse TU Delft' kan contact worden opgenomen met Interduct, Rotterdamseweg 145, 2628 AL Delft, tel. 015-2783341, fax. 015-2786682, contactpersoon: ir. L. Stougie.

6.2 Praktijkvoorbeelden

Diverse instanties hebben, al dan niet in samenwerking met de industrie, reeds exergie-analyses uitgevoerd. De uitgevoerde analyses en optimalisaties hebben o.a. betrekking op apparaten, processen of combinaties daarvan. Onderstaand worden, in alfabetische volgorde, instanties genoemd die actief zijn op het gebied van exergie-analyse en worden voorbeelden van exergie-analyses gegeven.

ECN

De groep Systeembeoordeling van ECN heeft exergie-analyses uitgevoerd in het kader van nationale en internationale onderzoekprogramma's, op de gebieden: KV-STEG, met diverse vergassingsprocédés (Shell, Texaco, BG-Lurgi), KV-STEG met coproductie van methanol (i.s.m. TU Delft), brandstofcelsystemen (MCFC, SOFC, SPFC) en gasturbinesystemen. ECN maakt gebruik van Aspen Plus om een plantontwerp te simuleren en de massa- en energie-balansen te bepalen. Uit de enthalpie- en entropie-inhoud van de processtromen tussen de verschillende unit operations, wordt per unit operation de exergiebalans en het lokale exergieverlies bepaald. Voor het laatste wordt gebruik gemaakt van de ExpenPlus-routines die door ECN en de Universität GH Essen ontwikkeld zijn.

Meer informatie bij: ECN - Brandstoffen, Conversie en Milieu, Groep Systeembeoordeling, Postbus 1, 1755 LE Petten, tel. 0224-564571, fax. 0224-563489, contactpersoon: ir. D. Jansen.

Keuken & de Koning

De 'stand alone' exergie-analyses die Keuken & de Koning (K&K) heeft uitgevoerd, hebben vooral betrekking gehad op de beoordeling van de efficiency van warmtekracht al dan niet in combinatie met andere systemen (processen/koude opwekking). Daarnaast gebruikt K&K exergie als hulpmiddel naast andere technieken om procesonderdelen, fabrieken, fabrieks-locaties en recentelijk ook industriegebieden uit energieoogpunt te optimaliseren. Een conclusie die men hieruit zou kunnen trekken is dat energiesystemen vaak beter kunnen worden geoptimaliseerd door ook gebruik te maken van het begrip exergie. K&K voert in opdracht exergie-analyses uit. De analyse zelf is echter zelden het doel, meestal zal de opdrachtgever dan ook een andere vraag hebben. K&K zal exergie-analyse inzetten op die plaatsen waar het efficiënt aan het gewenste resultaat kan bijdragen.

Meer informatie bij: Keuken & de Koning BV, Postbus 7052, 4800 GB Breda, tel. 076-5301900, fax. 076-5225934, e-mailadres: keuken.knk@pi.net, contactpersoon: ir. H. Keuken.

Stork Engineers & Contractors

Met behulp van het programma Exercom heeft Stork Engineers & Contractors zowel voor externe als interne klanten exergie-analyses gedaan. De extern uitgevoerde exergie-analyses betreffen o.a. twee olieraffinaderijen. Voor de ene raffinaderij werd in combinatie met pinch-analyse een warmtewisselaarsnetwerk geoptimaliseerd. Binnen een deel van een andere raffinaderij werd een reactie- en destillatiesectie exergetisch beschouwd. Naar aanleiding van beide studies werden voorstellen gedaan ter vermindering van de energieconsumptie, waarvan in het laatste project ook daadwerkelijk één van de voorstellen werd geïmplementeerd. Verder worden binnen SE&C veel exergie-analyses uitgevoerd o.a. om verschillende processen voor de productie van methanol met elkaar te vergelijken. Ook energiebesparings-opties als warmtepompen en Organic Rankine Cycles worden exergetisch beschouwd.

Meer informatie bij: Stork Engineers & Contractors B.V., Postbus 58026, 1040 HA Amsterdam, tel. 020-5807449, fax. 020-5807050, e-mail: a.doldersum@e-c.storkgroup.com, contactpersoon: ir. A. Doldersum.

Tebodin

Tebodin voert regelmatig energiebesparingsonderzoeken uit voor industriële clienten. Exergie-analyses vormen een onderdeel van de gereedschappen die Tebodin tot zijn beschikking heeft, deze analyses worden vaak in het kader van een breder procesintegratie-onderzoek uitgevoerd. Het complementair zijn met andere technieken doet exergie-analyse beter tot zijn recht komen. Tebodin beschikt over een zelf ontworpen spreadsheetmodel voor het uitvoeren van de analyses. Thermodynamische data worden uit Aspen Plus gehaald en op korte termijn zal Tebodin beschikken over het softwareprogramma Exercom.

In het verleden heeft Tebodin o.a. exergie-analyses uitgevoerd van een polypropeen- en een tapijtfabriek. De exergie-analyse van de polypropeenfabriek werd uitgevoerd in het kader van een energiebesparingsonderzoek. De grootste verliezen waren gelegen in de reactorkoelers waar reactormengsel middels condensatie wordt gekoeld om de reactiecondities te controleren. Daarna was de C_3-splitter de grootste verliespost. De klant wenste niets aan de reactoren te veranderen. Voor de C_3-splitter is een warmtepomp voorgesteld, die echter bij normale marktprijzen voor energie een terugverdientijd had die niet interessant was voor de klant. De exergie-analyse voor de tapijtfabrikant is uitgevoerd in het kader van het ontwikkelen van een lange-termijnenergieplan. Belangrijke verliesposten waren de ververij, waar in een stoombad verf wordt gefixeerd, en de droger. Voor de ververij is een warm-watersysteem geadviseerd, waarbij in de toekomst mogelijkerwijs de installatie van een gasmotor de exergieverliezen verder kan terugbrengen. De ontwikkelingen aan de droger zijn nog in volle gang. Een betere luchthuishouding in combinatie met gedeelde luchtverwarming met warm water in plaats van thermische olie lijkt de beste oplossing.

Meer informatie bij: Tebodin, Postbus 16029, 2500 BA Den Haag, tel. 070-3480713, contactpersoon: dr. F.M.J.A. Diepstraten.

Technische Universiteit Delft

Aan de TU Delft zijn, voornamelijk in samenwerking met de industrie, diverse exergie-analyses uitgevoerd. Voorbeelden van exergie-analyses van chemische producten zijn: aniline, isopropylalcohol, methanol, polyetheen, synthesegas, ureum en vinylchloride. Tevens is er onderzoek gedaan naar de volgende industriële processen: superkritische verbranding in waterig milieu met CO_2-afscheiding, CO_2-verwijderingsprocessen (in uitvoering), destillatieve scheiding, volgorde van destillatie bij multicomponent-mengsels, wasprocessen en gecombineerde productie van chemicaliën. Op het gebied van de energievoorziening zijn er exergie-analyses uitgevoerd van o.a.: diverse warmtepompsystemen t.b.v. woningen, steenkoolvergassing, cogeneration plant Esenyurt, combination of a 18 cylinder Wärtsilä 38 diesel engine with absorption chiller, integratie van een W/K-installatie met een furfuralfabriek met stro als grondstof, analyse van de energievoorziening van het gebouwencomplex van De Telegraaf, haalbaarheid van thermo-elektrische omzetting aan boord van schepen, hot-gas clean-up in IGCC systems, energiegebruik en besparings-mogelijkheden bij Van Melle te Breda, brandstofcelsystemen, Humid Air Turbine (HAT) en een STEG-SV (UNA MK12).

Daarnaast worden er aan de TU Delft studies verricht naar de mogelijkheden van het exergiebegrip als maat in het milieubeleid, definitie van exergetische rendementen, betere energiehuishouding in tuinbouwkassen, optimalisatie van chemische processen en de vergelijking van agroproducten met dezelfde producten verkregen uit fossiele voorraden.

Meer informatie bij: Interduct, Rotterdamseweg 145, 2628 AL Delft, tel. 015-2787233, fax. 015-2786682, e-mailadres: mail@interduct.tudelft.nl, contactpersoon: ir. L. Stougie.

Technische Universiteit Eindhoven

Het laboratorium voor Scheidingsprocessen en Transportverschijnselen van de TUE heeft recent een energie- en exergie-analyse van thermische slibverwerkingsprocessen uitgevoerd. Onderzocht werd of de kosten voor verbranding of vergassing van slib verlaagd kunnen worden door een efficiëntere warmtehuishouding. Beide verwerkingsprocessen zijn gesimuleerd met het flowsheeting pakket SpeedUp en geoptimaliseerd naar kostprijs, daarnaast is een exergie-analyse uitgevoerd. Gebleken is dat de optimale bedrijfscondities een hoog droge-stofgehalte na de droger en een relatief hoge vergassertemperatuur met de laagste kosten opleveren, deze instellingen leveren echter niet de exergetisch beste instelling. Voor de thermische slibverwerkingsprocessen werd geconcludeerd dat indien men een duurzame technologie wil gebruiken, hiervoor extra kosten moeten worden gemaakt.

Meer informatie bij: Technische Universiteit Eindhoven, Laboratorium voor Scheidings-processen en Transportverschijnselen, Postbus 513, 5600 MB Eindhoven, tel. 040-2473689, fax. 040-2446104, contactpersoon: dr.ir. K.J. Ptasinski.

TNO

TNO verricht exergie-analyses al dan niet in combinatie met procesintegratie op basis van pinch of exergie. Hierbij wordt gebruik gemaakt van de Exercom-module in Aspen, daarnaast ontwikkelt TNO een procesintegratie-tool op basis van exergie-optimalisatie (zie paragraaf 6.3). In het verleden zijn reeds de volgende studies uitgevoerd: exergie-analyse en optimalisatie van de productieprocessen in de bouwkeramische industrie, exergie-analyse en optimalisatie van een papierproductieproces en het optimaal inpassen van warmtepompen m.b.v. procesintegratie op basis van pinch of exergie.

Meer informatie bij: TNO Milieu, Energie en Procesinnovatie, Postbus 342, 7300 AH Apeldoorn, tel. 055-5493805, fax. 055-5493740, contactpersoon: ir. H. van Deventer.

Universiteit Twente

Bij de vakgroep Thermische Werktuigbouwkunde, leerstoel Energietechnologie wordt onderzoek gedaan naar: exergie- en levenscyclusanalyse, advanced power generation, exergetische analyse van warmtedistributiesystemen en exergie-analyse als management tool voor het Midden en KleinBedrijf in Twente. Bij de UT kan men exergie-analyses laten uitvoeren als afstudeeropdracht van studenten, promotieonderzoek door AIO's of door wetenschappelijke medewerkers. Voor Akzo Nobel, Gasunie, Stork Engineers & Contractors en Hoogovens zijn al veelvuldig conventionele exergie-analyse uitgevoerd. Voorbeelden van exergie-analyses die in het verleden zijn uitgevoerd, zijn: oliedestillatie, Organic Rankine Cycle, IGCC power plant, gasturbines, ruwijzerproductie, elektriciteit uit zonne-energie en biomassa, stadsverwarming, houtverbranding, frigodry luchtdrooginstallatie, koelplafond en een spuitgietproces.

Meer informatie bij: Universiteit Twente, Vakgroep Thermische Werktuigbouwkunde, Postbus 217, 7500 AE Enschede, tel. 053-4892561, fax. 053-4319461, contactpersoon: prof.dr. G.G. Hirs.

6.3 Computerprogrammatuur

Onderstaand een alfabetische opsomming van computerprogramma's die gebruikt kunnen worden bij het uitvoeren van exergie-analyses. Een overzicht van computerprogramma's voor procesintegratie, waaronder exergie-analyses, is te vinden op de Internet-site 'Software tools for process integration' die Interduct in opdracht van Novem ontwikkeld heeft. De Internetsite bevat korte beschrijvingen van tools, leveranciersinformatie en gebruikerservaringen, en is te bereiken via de home pages van Novem en Interduct of rechtstreeks: http://www-interduct.wbmt.tudelft.nl/PItools.

CYCLE

CYCLE is een softwarepakket voor de analyse en optimalisatie van steady-state systemen voor de productie of omzetting van elektriciteit, warmte en/of koude (elektriciteitscentrales, W/K-koppeling, kolenvergassing, brandstofcelsystemen, koelmachines, warmtepompen, Organic Rankine Cycles). De gebruiker kan elke gewenste systeemconfiguratie kiezen.

CYCLE is door TNO en de TU Delft gezamenlijk ontwikkeld als hulpmiddel bij de thermodynamische analyse en optimalisatie van energiesystemen. Het aantal gebruikers van CYCLE ligt tussen de 10 en 20, afkomstig van industrie, nutsbedrijven, ingenieursbureaus en onderzoeks- en onderwijsinstellingen.

Het programma wordt geleverd door: TNO-MEP, Postbus 342, 7300 AH Apeldoorn,
tel. 055-5493 800, fax. 055-5493 740, e-mail: m.j.e.verschoor@mep.tno.nl,
contactpersoon: Marcel Verschoor.

Design II

Design II is geschikt voor de berekening van warmte- en massabalansen van een grote variatie aan petrochemische, chemische en raffinaderijprocessen. Het programma kan o.a. gebruikt worden voor rating en sizing van warmtewisselaars, pijpleidingen en destillatiekolommen. De gebruiker kan zelf Fortran-modules inbouwen. Met de zogenaamde 'availability function' (via de enthalpie en entropiewaarden) en de uitgewisselde warmte en arbeid, berekent het programma de 'lost work' van apparatuur bij bepaalde condities.

De leverancier is: WinSim Inc., P.O. Box 1885, Houston, TX 77251-1885, USA,
tel. +1 713-414-6700, fax. +1 713-414-6767, URL: http://www.winsim.com
e-mailadres: sales@winsim.com, contactpersoon: Michael Lynn McGuire

Exercom

Exercom is een aantal subroutines voor Aspen Plus waarmee, zonder extra invoergegevens, exergiestromen kunnen worden berekend. Het programma is in het bijzonder geschikt voor de chemische en olieindustrie en de elektriciteitsproductie. Simulatie en optimalisatie van continue, statische processen is mogelijk. Met Exercom kunnen de chemische, fysische, meng- en totale exergie worden berekend voor alle processtromen berekend met Aspen Plus. In combinatie met het flowsheeting pakket kunnen de exergieverliezen verkleind worden door variatie van procesparameters als druk, temperatuur, recycle ratio's etc.

Exercom is ontwikkeld door Stork Engineers & Contractors, hieraan is bijgedragen door de TU Delft (faculteit STM). Het aantal gebruikers van Exercom ligt tussen de 10 en 20, afkomstig van olie-industrie, chemische industrie, energievoorziening, ingenieursbureaus en consultants.

Het programma wordt op de markt gebracht door: Stork Engineers & Contractors BV,
Postbus 58026, 1040 HA Amsterdam, tel. 020-5807449, fax. 020-5807050,
e-mail: a.doldersum@e-c.storkgroup.com, contactpersoon: ir. A. Doldersum

ExpenPlus

ExpenPlus is een aantal routines voor gebruik in combinatie met Aspen Plus en is ontwikkeld door ECN gezamenlijk met de Universität GH Essen. Met ExpenPlus kunnen de volgende zaken bepaald worden: absolute waarden van de exergie-inhoud van alle processtromen, het lokale exergieverlies per unit operation en het exergierendement van het totale proces. De enige beperking in de toepassing van ExpenPlus is dat gebruik wordt gemaakt van AspenPlus, m.a.w. dat in principe alleen (quasi-)stationaire, continu doorstroomde processen geanalyseerd kunnen worden. De ExpenPlus-routines zijn bestemd voor eigen gebruik en worden niet aan derden aangeboden.

Meer informatie is te verkrijgen bij ECN - Brandstoffen, Conversie en Milieu,
Groep Systeembeoordeling, Postbus 1, 1755 LE Petten, tel. 0224-564571, fax. 0224-563489,
contactpersoon: ir. D. Jansen.

Gate Cycle

Gate Cycle is een softwarepakket voor ontwerp en simulatie van energiesystemen (W/K-koppeling, STEG-installaties, conventionele elektriciteitscentrales). Het programma is in het bijzonder geschikt voor de branches elektriciteitsopwekking en -distributie. Het programma wordt gebruikt voor simulatie en optimalisatie van continue, statische processen. Met de module Quick Cycle, een interface tussen Gate Cycle en Microsoft Excel, kunnen exergie-berekeningen uitgevoerd worden.

Het aantal gebruikers van Gate Cycle ligt boven de 200, afkomstig van voedingsmiddelen-, textiel-, olie-, chemische, metaal-, kunstvezelindustrie en energievoorziening en ingenieurs-bureaus.

Het programma wordt op de markt gebracht door: Stork Engineers & Contractors BV,
Radarweg 60, 1043 NT Amsterdam, tel. 020 - 5807409, fax. 020 - 5807050,
e-mail: e.goudappel@e-c.storkgroup.com, contactpersoon: E. Goudappel.

PinchLENI

PinchLENI is een eenvoudig te gebruiken programma voor het maken van pinch analyses. Het programma is geschikt voor berekeningen aan o.a. batchprocessen, warmtewisselaars en warmtepompen en globale exergie-analyses van geïntegreerde processen gebaseerd op levenscyclusanalyses.

PinchLENI is ontwikkeld door: Laboratory for Industrial Energy Systems (LENI),
EPFL-DGM-LENI, CH-1015 Lausanne, Switzerland, tel. +41 21 693 35 06,
fax: +41 21 693 35 02, URL: http://leniwww.epfl.ch/pinchy/,
e-mailadres: gabioud@it.dgm.epfl.ch, contactpersoon: Mrs. B. Gabioud

SPENCE

SPENCE is door Kema ontwikkeld voor de simulatie van energieconversie- en elektriciteits-productieprocessen. Het is bedoeld als ondersteuning van thermodynamica en chemische ingenieurs binnen de elektriciteitsbedrijven en industrieën. SPENCE kan gebruikt worden bij systeem- en haalbaarheidsstudies, basic design, procesoptimalisatie, upgrading/repowering, exergie-analyse en technische en functionele specificaties.

Het aantal gebruikers van SPENCE is ca. 20, afkomstig uit de branches elektriciteits-opwekking en energieconversie in het algemeen.

Leverancier van het programma is: KEMA, Postbus 9035, 6800 ET Arnhem,
tel. 026-3562764, fax. 026-3517550, contactpersoon: dr.ir. P.J. Ploumen.

SuperTarget

SuperTarget is een computerprogramma voor het doen van pinch analyses dat wereldwijd wordt toegepast door olie-, petrochemische en chemische industrieën. Behalve pinch analyses kunnen met het programma ook exergieberekeningen worden gemaakt.

De leverancier van SuperTarget is Linnhoff March Ltd., Tabley Court, Moss Lane,
Over Tabley Knutsford, Cheshire, England WA16 0PL, tel. +44 565 650 447,
fax. +44 565 650 581, contactpersoon: S. Lister.

Tools in ontwikkeling

- Exergie-optimalisatietool TNO
Bij TNO is een procesintegratietool in ontwikkeling op basis van exergie-optimalisatie waarmee energievoorzieningsopties als warmtewisselaars, warmtepompen, koeling en warmtekracht geïntegreerd kunnen worden geoptimaliseerd. Deze tool zal begin 1998 gereed zijn en dan tegen 'laagdrempelige kosten' op de markt worden gezet.

- Exergieprogramma Keuken & de Koning/Gastec/Senter
K&K ontwikkelt samen met Senter en Gastec een exergieprogramma dat door Senter gratis aan gebruikers ter beschikking zal worden gesteld. Het programma moet ingenieurs in het veld en indieners van subsidie-aanvragen in staat stellen verschillende energiescenario's door te rekenen en daarnaast een eenvoudige exergie-analyse te maken. Het programma is niet bedoeld om de Exercom-module voor Aspen Plus te vervangen maar veel eerder erop gericht het begrip exergie voor niet-specialisten in hun eigen situatie eenvoudig toepasbaar te maken.

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]
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	[-]
Pr	Prandtl-getal	[-]
Re	Reynoldsgetal	[-]

Griekse symbolen

α	warmteoverdrachtscoëfficiënt	[W/m^2 K]
Δ	verandering	[-]
ε	spanning,	[V]
	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:

$\cdot$	per tijdseenheid
0	standaardcondities (1 atm, 298,15 K)
0	omgeving
B	brandstof
ch	chemisch
f	functioneel
	vorming
i	zuivere stof i
irrev	irreversibel
iso	isolatie
k	koeling
mx	menging
ox	oxidant
p	primair
	product
pg	productgas
r	chemische reactie
rev	reversibel
s	isentropisch
	secundair
st	stoom
th	thermodynamisch
tm	thermomechanisch (= fysisch)
tot	totaal
u	universeel
vb	vaste brandstof
w	water (en stoom)
wr	wrijving

Adresgegevens

dr.ir. G.C.J. Bart,
Technische Universiteit Delft, 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, 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, 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

ir. N. Woudstra,
Technische Universiteit Delft, 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

ir. Th. Woudstra,
Technische Universiteit Delft, Subfaculteit der Werktuigbouwkunde en Maritieme Techniek, Sectie Energievoorziening,
Mekelweg 2, 2628 CD DELFT
tel. 015-2786999
fax. 015-2782460
e-mail: T.Woudstra@WbMT.TUDelft.NL

Appendices:

Appendix A. Specificatie functionele exergierendementen van apparaten

(ontleend aan rapport EV-1809, *Exergetische rendementen*, N. Woudstra, TU Delft, WbMT, sectie Energievoorziening)

INHOUD

A1 Inleiding
A2 Turbine
A3 Warmtewisselaar
A4 Pomp, ventilator
A5 Condensor
A6 Voedingswatervoorwarmer
A7 Ontgasser
A8 Compressor
A9 Mengpunt, verdeelstuk, klep
A10 Drum
A11 Verbrandingskamer
A12 Ketel
A13 Rookgascondensor
A14 Vergasser
A15 Reformer
A16 Brandstofcel
A17 Scrubber, afscheider, verzadiger
A18 Reactor
A19 Literatuur

A1 Inleiding

Het functioneel exergierendement is in algemene vorm als volgt gedefinieerd:

$$\eta_{Ex,f} = \frac{\Sigma Ex_{product}}{\Sigma Ex_{bron}} \tag{A.1}$$

Om dit rendement te kunnen toepassen voor specifieke systemen is het nodig $\Sigma Ex_{product}$ en ΣEx_{bron} nader te specificeren. Van alle in- en uitgaande processtromen moet dan worden vastgesteld welk deel van de exergie van de processtroom moet worden toegerekend aan product of bron. Indien slechts een deel van de exergie van een processtroom deel uitmaakt van bron of product, dan is een opsplitsing verlangd in een actief deel (bron of product) en een passief deel (ballast). De wijze waarop een dergelijke opsplitsing dient te geschieden is afhankelijk van de verlangde nauwkeurigheid waarmee exergierendementen moeten worden bepaald.

In praktische situaties is het veelal toegestaan de kinetische en potentiële energie van processtromen te verwaarlozen. Bij de hier gegeven specificatie van exergierendementen is daar eveneens vanuit gegaan. Kinetische en potentiële energie zijn in een reversibel proces volledig in arbeid om te zetten; voor het geval ze niet verwaarloosbaar zijn, kunnen ze bij de betreffende exergiewaarden worden opgeteld.

In het onderstaande is gekozen voor een beperkte opsplitsing van exergiewaarden voor processtromen in thermomechanische exergie en chemische exergie. De *thermomechanische exergie* is de arbeid die wordt afgegeven als de processtroom op de voorgeschreven wijze in thermomechanisch evenwicht wordt gebracht met de omgeving. De chemische samenstelling blijft daarbij onveranderd. De *chemische exergie* is de arbeid die wordt afgegeven als de processtroom bij omgevingscondities op de voorgeschreven wijze in chemisch evenwicht wordt gebracht met de omgeving. Chemisch evenwicht met de omgeving betekent dat de componenten waaruit de processtroom is samengesteld, worden omgezet in omgevingscomponenten en expanderen tot de partiële druk van de betreffende component in de omgeving [1]. De som van beide exergietermen is gelijk aan de exergie van de processtroom, dus:

$$Ex_{processtroom} = Ex_{tm,processtroom} + Ex_{ch,processtroom} \tag{A.2}$$

Opsplitsing van de exergie van een processtroom in een thermomechanische en een chemische component biedt betere mogelijkheden onderscheid te maken tussen het actieve deel (bron, product) en het niet-actieve deel (ballast). Aan de hand van praktische toepassingen zal moeten worden vastgesteld in hoeverre deze opsplitsing voor uiteenlopende situaties toereikend is.

In het onderstaande zijn voor een aantal veel voorkomende apparaten functionele exergierendementen gespecificeerd. Deze rendementen kunnen worden gebruikt bij de analyse van uiteenlopende processen. Bij de specificatie is gebleken dat arbitraire keuzen soms niet zijn te vermijden en bovendien dat niet voor alle genoemde apparaten een functioneel rendement te geven is.

Bijvoorbeeld: de functie van een condensor in een stoomkringloop, waarbij de condensor warmte afvoert naar de omgeving, wordt pas duidelijk als gekeken wordt naar de combinatie turbine + condensor. In dat geval dient de beoordeling van de condensor te geschieden op basis van het exergierendement voor deze combinatie. Gezien het specifieke karakter van dergelijke combinaties van apparaten en het grote aantal mogelijkheden, is hier volstaan met uitsluitend rendementen voor afzonderlijke apparaten. Verwacht wordt dat de gebruiker met de gegeven voorbeelden in staat is op analoge wijze functionele rendementen te specificeren voor combinaties van apparaten met een gezamenlijke functie.

In de volgende paragrafen wordt bij het functioneel rendement van elk van de apparaten een korte beschrijving gegeven van het proces, en wordt de keuze van exergieproduct en -bron toegelicht.

A2 Turbine

In een turbine wordt een procesmedium geëxpandeerd met als doel mechanische energie af te geven via een as. Tijdens het expansieproces wordt soms een deel van het procesmedium afgetapt; bij stoomturbines bijvoorbeeld wordt aftapstoom gebruikt voor de voorwarming van ketelvoedingswater. Er kan dus sprake zijn van meerdere uitgaande stromen. De afgegeven asarbeid wordt gezien als het product van het proces in de turbine, dus:

$$Ex_{\text{product}} = P_{\text{as}} \tag{A.3}$$

Als exergiebron is de door het procesmedium afgegeven thermomechanische exergie beschikbaar. Aangezien de chemische exergie van het procesmedium niet verandert, is de verandering van de thermomechanische exergie gelijk aan de verandering van de totale exergie van het procesmedium. Gesteld mag worden dat:

$$Ex_{\text{bron}} = Ex_{\text{tm,in}} - \Sigma Ex_{\text{tm,uit}} = (Ex_{\text{in}} - \Sigma Ex_{\text{uit}})_{\text{procesmedium}} \tag{A.4}$$

Het functioneel rendement van de turbine wordt dan:

$$\eta_{Ex,\text{f(turbine)}} = \frac{P_{\text{as}}}{(Ex_{\text{in}} - \Sigma Ex_{\text{uit}})_{\text{procesmedium}}} \tag{A.5}$$

A3 Warmtewisselaar

In een warmtewisselaar wordt in het algemeen een processtroom, de primaire stroom, opgewarmd door warmte te onttrekken aan een andere processtroom, de secundaire stroom. Aangenomen wordt dat de warmtewisselaar de opwarming van de primaire stroom tot doel heeft. De toename van de thermomechanische exergie van deze stroom vormt dan het product van het warmteoverdrachtsproces. Blijft de chemische samenstelling van het procesmedium onveranderd, dan is de toename van de thermomechanische exergie gelijk aan de verandering van de totale exergie, dus:

$$Ex_{\text{product}} = Ex_{\text{p,uit}} - Ex_{\text{p,in}} \tag{A.6}$$

De secundaire stroom zorgt voor de toevoer van exergie. De door deze stroom afgegeven exergie is gelijk aan de exergieverandering die het secundaire medium in de warmtewisselaar ondergaat. Voor het secundaire medium geldt eveneens dat de chemische samenstelling, en dus ook de chemische exergie, onveranderd blijft.

$$Ex_{\text{bron}} = Ex_{\text{s,in}} - Ex_{\text{s,uit}} \tag{A.7}$$

Het functioneel exergierendement voor de warmtewisselaar wordt dan als volgt:

$$\eta_{Ex,\text{f(warmtewisselaar)}} = \frac{Ex_{\text{p,uit}} - Ex_{\text{p,in}}}{Ex_{\text{s,in}} - Ex_{\text{s,uit}}} \tag{A.8}$$

Het komt voor, bijvoorbeeld bij voedingsvoorwarmers, dat er sprake is van meerdere ingaande stromen aan secundaire zijde, die in de warmtewisselaar worden gemengd en als één secundaire processtroom het apparaat verlaten. In dat geval geldt voor het functioneel rendement:

$$\eta_{Ex,\text{f(warmtewisselaar)}} = \frac{Ex_{\text{p,uit}} - Ex_{\text{p,in}}}{\Sigma Ex_{\text{s,in}} - Ex_{\text{s,uit}}} \tag{A.9}$$

N.B. Worden in de procesberekening warmteverliezen in rekening gebracht, dan worden deze verliezen in het bovenstaande rendement automatisch verdisconteerd.

A4 Pomp, ventilator

In een pomp of ventilator wordt een als incompressibel te beschouwen medium in druk verhoogd. Daarvoor wordt gebruik gemaakt van asarbeid. De exergietoename van het medium wordt gezien als het product. Als bron voor deze exergietoename staat de asarbeid ter beschikking. Het functioneel rendement van de pomp wordt dan:

$$\eta_{Ex,\text{f(pomp)}} = \frac{Ex_{\text{uit}} - Ex_{\text{in}}}{P_{\text{as}}} \tag{A.10}$$

Voor de aandrijving van pompen wordt vaak gebruik gemaakt van elektromotoren. Als ook de verliezen van de aandrijving worden verdisconteerd, geldt:

$$\eta_{Ex,\text{f(pomp + aandrijving)}} = \frac{Ex_{\text{uit}} - Ex_{\text{in}}}{P_{\text{elektrisch}}} \tag{A.11}$$

Voor ventilatoren zijn dezelfde relaties van toepassing.

A5 Condensor

Voor het exergierendement van een condensor zijn verschillende beschouwingswijzen denkbaar. In geval van een condensor die bedoeld is om warmte af te voeren naar de omgeving, is het moeilijk te spreken van een "product". In dat geval kan dus ook geen functioneel rendement worden gespecificeerd. Er komen echter ook situaties voor waarbij de exergie die door het primaire medium in een condensor wordt opgenomen, nog elders in het systeem wordt benut. Dit is bijvoorbeeld het geval bij warme condensors voor de opwarming van stadsverwarmingswater en bij in serie geschakelde kringlopen. In dat geval kan voor het functioneel exergierendement gebruik worden gemaakt van dezelfde formulering als voor de warmtewisselaar. Ook bij condensors kan sprake zijn van meerdere ingaande processtromen aan secundaire zijde. Voor het functioneel rendement van de condensor dient daarom te worden geschreven:

$$\eta_{Ex,f(\text{condensor})} = \frac{Ex_{\text{p,uit}} - Ex_{\text{p,in}}}{\Sigma Ex_{\text{s,in}} - Ex_{\text{s,uit}}} \tag{A.12}$$

N.B. In condensors worden doorgaans niet-condenseerbare gassen afgezogen tezamen met een hoeveelheid damp. Wordt deze afvoer in de procesberekening meegenomen, dan wordt in bovenstaande vergelijking de exergie van de afgevoerde stoom toegerekend aan het exergieverlies van de condensor.

A6 Voedingswatervoorwarmer

Voor de voedingsvoorwarmer kan dezelfde specificatie worden gebruikt als voor de warmtewisselaar en condensor.

A7 Ontgasser

In een ontgasser wordt condensaat opgewarmd en ontgast; hiervoor wordt gebruik gemaakt van stoom. In stoomturbinekringlopen worden naast de hoofdcondensaatstroom veelal ook nog andere, relatief kleine, condensaatstromen naar de ontgasser gevoerd. Na ontgassing wordt het vloeistofmengsel afgevoerd naar de ketelvoedingspomp. De ontgasser is te beschouwen als een mengvoorwarmer. De condensaatstroom wordt gezien als de primaire, warmte opnemende, stroom. De condensaatstroom wordt opgewarmd door deze te mengen met stoom en condensaat van hogere temperatuur. Deze warmere stromen zijn te beschouwen als de secundaire, warmte afgevende, mediumstromen. In analogie met de warmtewisselaar kan voor het product worden geschreven:

$$Ex_{\text{product}} = \phi_{m,\text{p}}[ex_{\text{uit}} - ex_{\text{p,in}}] = \phi_{m,\text{p}} ex_{\text{uit}} - Ex_{\text{p,in}} \tag{A.13}$$

Hierin is $\phi_{m,\text{p}}$ de massastroom condensaat die opgewarmd wordt in de ontgasser. Op dezelfde wijze kan voor de bron worden geschreven:

$$Ex_{\text{bron}} = \Sigma[\phi_{m,\text{s}} \cdot ex_{\text{s,in}}] - ex_{\text{uit}} \cdot \Sigma\, \phi_{m,\text{s}} = \Sigma\, Ex_{\text{s,in}} - ex_{\text{uit}} \cdot \Sigma\, \phi_{m,\text{s}} \tag{A.14}$$

Het functioneel exergierendement wordt dan:

$$\eta_{Ex,f(\text{ontgasser})} = \frac{\phi_{m,p} \cdot ex_{\text{uit}} - Ex_{p,\text{in}}}{\Sigma\, Ex_{s,\text{in}} - ex_{\text{uit}} \cdot \Sigma\, \phi_{m,s}} \tag{A.15}$$

N.B. De ontgasser wordt veelal gecombineerd met het voorraadvat voor de ketelvoedingspomp. Voor de beschouwing van stationaire toestanden is de functie van het voorraadvat niet van betekenis. Bovenin de ontgasser worden de niet-condenseerbare gassen afgezogen tezamen met een kleine hoeveelheid stoom. Wordt de afvoer van deze stoomhoeveelheid in de procesberekening betrokken, dan maakt de exergie van deze stoom volgens vergelijking (A.15) deel uit van het exergieverlies van de ontgasser. Er wordt dus verondersteld wordt dat de afgevoerde stoom niet verder wordt benut.

A8 Compressor

In een compressor wordt een compressibel medium in druk verhoogd, eveneens door middel van asarbeid. Het functioneel rendement wordt op dezelfde wijze gespecificeerd als voor pompen en ventilatoren; dus:

$$\eta_{Ex,f(\text{compressor})} = \frac{Ex_{\text{uit}} - Ex_{\text{in}}}{P_{\text{as}}} \tag{A.16}$$

A9 Mengpunt, verdeelstuk, klep

Mengpunten, verdeelstukken en kleppen zijn veel voorkomende elementen in energieomzettingsystemen. Deze elementen zelf hebben echter niet tot taak energie om te zetten of over te dragen. Ze veroorzaken weliswaar exergieverlies, maar het is niet mogelijk te spreken van een product. Het is daarom niet mogelijk voor dergelijke elementen een functioneel exergierendement te definiëren.

N.B. In systeemberekeningen komt het voor dat verdeelstukken worden gebruikt voor het afscheiden van componenten. In dat geval is er in feite sprake van een afscheider. Ook voor afscheiders is geen zinvolle definitie te geven voor het functioneel exergierendement.

A10 Drum

Een circulatieverdamper bestaat uit een warmtewisselaar en een drum. In de warmtewisselaar vindt opwarming en gedeeltelijke verdamping van het medium plaats. In de drum worden vloeistof en damp gescheiden en wordt de gerecirculeerde vloeistof gemengd met de voeding. Worden drum en warmtewisselaar als afzonderlijke apparaten onderscheiden, dan kan de drum worden gezien als een apparaat waarin een vloeistofstroom wordt verdampt met behulp van warmte die onttrokken wordt aan de warmtewisselaar.

De opgenomen exergie tijdens opwarming en verdamping van de voedingstroom wordt dan beschouwd als het product. De afgegeven exergie door de in de warmtewisselaar circulerende stroom is daarvoor de bron. Voor het functioneel rendement geldt dan:

$$\eta_{Ex,f(drum)} = \frac{Ex_{stoom,uit} - Ex_{voedingwater,in}}{Ex_{verdamper,uit} - Ex_{verdamper,in}} \tag{A.17}$$

N.B. Indien het voedingswater dat de drum binnenkomt de verzadigingstemperatuur heeft, is zowel het functionele als het universele exergierendement gelijk aan 1.

A11 Verbrandingskamer

In de verbrandingskamer wordt brandstof verbrand met behulp van een oxidant. De daarbij gevormde hete rookgassen worden afgevoerd. Afgezien van warmteverliezen als gevolg van niet volledige isolatie, is het proces adiabatisch.

Gesteld mag worden dat de verbranding tot doel heeft een gas (rookgas) te produceren, waarvan alleen de thermomechanische exergie wordt benut. De geproduceerde thermomechanische exergie kan dus worden gezien als het product van de verbrandingskamer. Brandstof en oxidant worden vaak bij verhoogde temperatuur en druk aan de verbrandingskamer toegevoerd; de thermomechanische exergie van de brandstof- en oxidantstromen is dan groter dan nul. Deze thermomechanische exergie kan niet worden gezien als een product van het verbrandingsproces en moet dus in mindering worden gebracht op de thermomechanische exergie van het rookgas. Als product wordt dus de toename van thermomechanische exergie gekozen:

$$Ex_{product} = Ex_{tm,rookgas} - Ex_{tm,brandstof} - Ex_{tm,oxidant} \tag{A.18}$$

Als bron voor de productie van deze exergie wordt gebruik gemaakt van de chemische exergie van brandstof en oxidant. De chemische exergie van de rookgasstroom wordt afgevoerd naar de omgeving en komt dus niet beschikbaar als product. Als exergiebron is netto beschikbaar:

$$Ex_{bron} = Ex_{ch,brandstof} + Ex_{ch,oxidant} - Ex_{ch,rookgas} \tag{A.19}$$

Het functionele exergetische rendement van de verbrandingskamer wordt dan als volgt gespecificeerd:

$$\eta_{Ex,f(verbrandingskamer)} = \frac{Ex_{tm,rookgas} - Ex_{tm,brandstof} - Ex_{tm,oxidant}}{Ex_{ch,brandstof} + Ex_{ch,oxidant} - Ex_{ch,rookgas}} \tag{A.20}$$

In het bovenstaande is geen rekening gehouden met de aanwezigheid van niet-brandbare componenten in de brandstof die in de vorm van as of slak worden afgescheiden in de verbrandingskamer. De chemische exergie van deze stoffen wordt niet benut voor de productie van warmte en moet dus in mindering worden gebracht op de chemische exergie van de brandstof.

As en slak worden over het algemeen met hoge temperatuur afgevoerd uit de verbrandingskamer. Het is mogelijk de thermomechanische exergie van deze stoffen nog te benutten; de thermomechanische exergie van as en slak wordt daarom gezien als product van het proces in de verbrandingskamer. Het functioneel rendement wordt in dat geval:

$$\eta_{Ex,f(\text{verbrandingskamer})} = \frac{Ex_{\text{tm,rookgas}} + Ex_{\text{tm,as}} - Ex_{\text{tm,brandstof}} - Ex_{\text{tm,oxidant}}}{Ex_{\text{ch,brandstof}} + Ex_{\text{ch,oxidant}} - Ex_{\text{ch,as}} - Ex_{\text{ch,rookgas}}} \tag{A.19}$$

N.B. In de praktijk komt het voor dat niet alle brandstof wordt omgezet in de verbrandingskamer. Wordt de niet omgezette brandstof, ook in de modellering, afgevoerd in de as of het rookgas, dan wordt de chemische exergie van deze hoeveelheid brandstof volgens de vergelijkingen (A.18) en (A.19) beschouwd als een ballaststroom.

A12 Ketel

Een ketel is doorgaans een complexe installatie, samengesteld uit meerdere apparaten zoals onder meer een verbrandingskamer (vuurhaard), diverse warmtewisselaars, pompen en ventilatoren. In geval van een gedetailleerde analyse van een ketel kunnen de verschillende onderdelen afzonderlijk worden bekeken. Daarbij kan dan gebruik worden gemaakt van exergetische rendementen voor de betreffende apparaten.

Er zijn echter ook situaties waarin wordt volstaan met een globale beschouwing van de ketel, waarbij de ketel slechts wordt gezien als een apparaat waarin een processtroom warmte opneemt. De hoeveelheid benodigde brandstof kan dan worden bepaald met behulp van een opgegeven thermisch rendement. Op deze manier is een volledige systeemberekening mogelijk zonder gedetailleerde ketelberekeningen. In een dergelijke beschouwing wordt de rookgasstroom naar de schoorsteen niet afzonderlijk berekend; de met de rookgassen afgevoerde warmte wordt verdisconteerd in het thermisch rendement van de ketel. Ook de exergie van het rookgas bij het verlaten van de ketel is in dat geval dus niet bekend. Ketel en eventueel aanwezige heroververhitter hebben tot doel thermomechanische exergie toe te voeren aan het medium in de kringloop. De verandering van thermomechanische exergie van het kringloopmedium kan dus worden gezien als het product van de processen in de ketel. De chemische samenstelling van het kringloopmedium in de ketel blijft onveranderd; de verandering van de thermomechanische exergie is dus gelijk aan de verandering van de totale exergie, ofwel:

$$Ex_{\text{product}} = Ex_{\text{tm,stoom}} - Ex_{\text{tm,water}} = Ex_{\text{stoom}} - Ex_{\text{water}} \tag{A.22}$$

De toevoer van exergie aan de ketel geschiedt in de vorm van brandstof. De chemische exergie van de brandstof fungeert in feite als bron. Eigenlijk moet, op dezelfde wijze als bij de verbrandingskamer, ook rekening worden gehouden met de chemische exergie van oxidant en rookgas. Aangezien deze stromen bij de modellering buiten beschouwing worden gelaten, worden ze hier in het exergierendement verwaarloosd. De chemische exergie van oxidant en rookgas is echter klein ten opzichte van de chemische exergie van brandstof. Bij benadering kan dus worden gesteld:

$$Ex_{\text{bron}} = Ex_{\text{ch,brandstof}} \tag{A.23}$$

Voor het functioneel rendement van ketel en oververhitter kan dan worden geschreven:

$$\eta_{Ex,f(\text{ketel})} = \frac{Ex_{\text{stoom}} - Ex_{\text{water}}}{Ex_{\text{ch,brandstof}}} \tag{A.24}$$

N.B. Als gesproken wordt over de exergie van brandstof, wordt in het algemeen de chemische exergie bedoeld. Impliciet wordt dan verondersteld dat de brandstof beschikbaar is bij omgevingstemperatuur en -druk.

A13 Rookgascondensor

In een rookgascondensor wordt een rookgasstroom afgekoeld tot beneden het dauwpunt van water, waardoor een deel van de in het gas aanwezige waterdamp zal condenseren. Het condensaat wordt afgescheiden uit de gasstroom en afzonderlijk afgevoerd. Voor de afkoeling van de gasstroom wordt gebruik gemaakt van een op te warmen stroom. Een rookgascondensor is te beschouwen als een warmtewisselaar, met dien verstande dat uit de secundaire (afkoelende) stroom waterdamp wordt gecondenseerd en gescheiden wordt afgevoerd. De exergieverandering van de primaire stroom ten gevolge van de opwarming is te beschouwen als het product. De bron voor deze exergieverandering is in principe de exergieverandering van de secundaire stroom. Het is niet uit te sluiten dat de warmte in het condensaat nog kan worden benut; de condensaatstroom wordt daarom gezien als een uitgaande secundaire stroom. In dat geval is er dus sprake van meerdere uitgaande secundaire stromen en wordt het functioneel rendement:

$$\eta_{Ex,f(\text{rookgascondensor})} = \frac{Ex_{\text{p,uit}} - Ex_{\text{p,in}}}{Ex_{\text{s,in}} - \Sigma Ex_{\text{s,uit}}} \tag{A.25}$$

A14 Vergasser

In een vergasser wordt een vaste brandstof, doorgaans bij hoge temperatuur en verhoogde druk, omgezet in een gasvormige brandstof. Daartoe wordt gebruik gemaakt van een oxidant (lucht of zuurstof) en eventueel stoom als vergassingsmiddelen. Het productgas verlaat de vergasser veelal bij hoge temperatuur. Het kan zijn dat de vergasser moet worden gekoeld, bijvoorbeeld in de vorm van mantelkoeling. Ook as en slak kunnen bij hoge temperatuur worden afgevoerd. Het is in principe mogelijk de thermomechanische exergie van deze stromen elders in het systeem te benutten.

Voor de formulering van een functioneel exergierendement zijn, in analogie met het thermische koudgas- en heetgasrendement, twee beschouwingswijzen denkbaar.

a) De vergasser wordt gezien als een apparaat dat alleen een brandstof levert. De thermische energie wordt verder niet benut en als verlies beschouwd. De installatie zal dan worden beoordeeld op z'n koudgasrendement. In dat geval is de chemische exergie van het geproduceerde gas te beschouwen als het product van de vergasser. Als bron fungeert de chemische exergie van de ingaande stromen; de chemische exergie van de afgevoerde as of slak is te beschouwen als een ballaststroom en moet in mindering

worden gebracht op de chemische exergie van de brandstof. Het functioneel rendement wordt in dat geval:

$$\eta_{Ex,f(\text{vergasser})} = \frac{Ex_{\text{ch,productgas}}}{Ex_{\text{ch,vaste brandstof}} + Ex_{\text{ch,stoom}} + Ex_{\text{ch,oxidant}} - Ex_{\text{ch,as}}} \tag{A.26}$$

b) De vergasser maakt deel uit van een systeem waarin ook de thermomechanische exergie in het productgas kan worden benut, evenals de thermomechanische exergie van andere processtromen die deel uitmaken aan het vergassingsproces. Het product van het vergassingsproces wordt in dat geval de totale exergie van het productgas met daarbij opgeteld de thermomechanische exergie van afgevoerde as- of slakstromen en de exergietoename van het koelmedium; de thermomechanische exergie van de toegevoerde processtromen, vaste brandstof, stoom en oxidant moet hierop in mindering worden gebracht. In formulevorm:

$$\begin{aligned} Ex_{\text{product}} = {} & Ex_{\text{productgas}} + Ex_{\text{tm,as}} + (Ex_{\text{uit}} - Ex_{\text{in}})_{\text{koeling}} \\ & - (Ex_{\text{tm,vaste brandstof}} + Ex_{\text{tm,oxidant}} + Ex_{\text{tm,stoom}}) \end{aligned} \tag{A.27}$$

De chemische exergie van de ingaande processtromen minus de chemische exergie van de as of slak vormt ook in dit geval de bron. Het functioneel rendement wordt dan:

$$\eta_{Ex,f(\text{vergasser})} = \frac{Ex_{\text{pg}} + Ex_{\text{tm,as}} + (Ex_{\text{uit}} - Ex_{\text{in}})_{\text{k}} - (Ex_{\text{tm,vb}} + Ex_{\text{tm,st}} + Ex_{\text{tm,ox}})}{Ex_{\text{ch,vb}} + Ex_{\text{ch,st}} + Ex_{\text{ch,ox}} - Ex_{\text{ch,as}}} \tag{A.28}$$

A15 Reformer

Een reformer is te beschouwen als een apparaat dat tot doel heeft een verandering aan te brengen in de chemische samenstelling van een processtroom. Om de omzetting tot het verlangde productgas mogelijk te maken wordt stoom toegevoerd aan de voedingstroom; onder toevoer van warmte vindt vervolgens de omzetting plaats. De benodigde warmte wordt doorgaans verkregen door de reformerpijpen te plaatsen in een vuurhaard waarin een zekere hoeveelheid brandstof wordt verbrand. Ten behoeve van de berekening worden reformer en verbrandingskamer als afzonderlijke apparaten beschouwd, waarbij de benodigde warmte voor het reformingproces wordt geleverd door afkoeling van de rookgasstroom. Gesteld wordt dat de verandering van chemische exergie van productgas het product vormt van het reformingproces, dus:

$$Ex_{\text{product}} = Ex_{\text{ch,productgas}} - Ex_{\text{ch,stoom}} - Ex_{\text{ch,voeding}} \tag{A.29}$$

De verandering van de thermomechanische exergie van het rookgas is te beschouwen als bron. Van de productgasstroom verandert echter niet alleen de chemische exergie, ook de thermomechanische exergie verandert als gevolg van de opwarming van het productgas. Omdat verondersteld wordt dat deze thermomechanische exergie nuttig kan worden gebruikt, mag deze in mindering worden gebracht op de door het rookgas afgegeven exergie; dus:

$$Ex_{\text{bron}} = Ex_{\text{tm,rookgas,in}} - Ex_{\text{tm,rookgas,uit}} - (Ex_{\text{tm,productgas}} - Ex_{\text{tm,stoom}} - Ex_{\text{tm,voeding}}) \tag{A.30}$$

Aangenomen wordt dat de chemische samenstelling van het rookgas tijdens afkoeling in de reformer niet veranderd. De verandering in thermomechanische exergie is dan gelijk aan de verandering in totale exergie. Het functioneel rendement wordt dan:

$$\eta_{Ex,f(reformer)} = \frac{Ex_{ch,productgas} - Ex_{ch,stoom} - Ex_{ch,voeding}}{(Ex_{rookgas,in} - Ex_{rookgas,uit}) - (Ex_{tm,productgas} - Ex_{tm,stoom} - Ex_{tm,voeding})} \tag{A.31}$$

A16 Brandstofcel

In een brandstofcel wordt elektriciteit geproduceerd door een brandstof te doen reageren (verbranden) met een oxidant. Beide stromen worden gescheiden aan respectievelijk de anode en de kathode van de brandstofcel toegevoerd. In de praktijk bevatten brandstof en oxidant doorgaans ook componenten die niet aan de reacties in de cel deelnemen; deze moeten tezamen met de reactieproducten worden afgevoerd. Anodestroom en kathodestroom verlaten de cel gescheiden.

De brandstofcel levert elektriciteit in de vorm van gelijkstroom. De afgegeven elektrische energie is te beschouwen als het product van de brandstofcel. Als exergiebron is de verandering van chemische exergie van brandstof en oxidant beschikbaar. De thermomechanische exergie van brandstof- en oxidantstroom verandert echter ook als gevolg van de opwarming in de cel. De door deze stromen opgenomen thermomechanische exergie kan elders in het systeem worden benut en mag daarom in mindering worden gebracht op de verandering in chemische exergie van de stromen; dus:

$$\begin{aligned} Ex_{bron} = {} & (Ex_{in} - Ex_{uit})_{ch,brandstof} + (Ex_{in} - Ex_{uit})_{ch,oxidant} \\ & - (Ex_{uit} - Ex_{in})_{tm,brandstof} - (Ex_{uit} - Ex_{in})_{tm,oxidant} \end{aligned} \tag{A.32}$$

Uit deze relatie blijkt dat de bron wordt gevormd door de verandering van de totale exergie van brandstof- en oxidantstroom. Het functioneel rendement wordt dan:

$$\eta_{Ex,f(brandstofcel)} = \frac{P_{elektrisch,gelijkstroom}}{(Ex_{brandstof,in} - Ex_{brandstof,uit}) + (Ex_{oxidant,in} - Ex_{oxidant,uit})} \tag{A.33}$$

N.B. In de brandstofcel wordt de toegevoerde chemische exergie voor een deel omgezet in elektriciteit en voor een deel in thermomechanische exergie (warmte). In bovenstaande vergelijking wordt het deel dat omgezet wordt in thermomechanische exergie, beschouwd als ballaststroom. Hoe groter deze ballaststroom, des te kleiner de hoeveelheid exergie die kan worden omgezet in elektriciteit. Met de brandstofcel wil men uiteraard een zo groot mogelijk deel van de chemische exergie omzetten in elektriciteit. Vergelijking (A.33) geeft niet - althans niet direct - aan in welke mate de brandstofcel daarin is geslaagd.

A17 Scrubber, afscheider, verzadiger

Voor een scrubber, afscheider en verzadiger kan niet in exergetische zin worden gesproken van een product. Een zinvolle specificatie van het functioneel rendement is daarom niet te geven.

A18 Reactor

Voor reactoren kan slechts een functioneel rendement worden gespecificeerd nadat de functie van de reactor is vastgelegd. Voor specifieke uitvoeringen van reactoren, zoals bijvoorbeeld een verbrandingskamer en een reformer zijn sterk uiteenlopende specificaties gegeven. Bij de gegeven specificaties wordt onderscheid gemaakt op grond van de wijze waarop warmte aan het proces wordt toegevoerd en de wijze waarop de uitgaande processtroom wordt gebruikt (voor chemische of thermomechanische doeleinden). Het is daarom niet mogelijk een functioneel rendement te definiëren dat algemeen bruikbaar is.

N.B. In gevallen, waarin geen functioneel rendement kan worden gespecificeerd, kan altijd een indruk worden verkregen van de kwaliteit van de omzetting met behulp van het universeel rendement. Bij het trekken van conclusies moet worden bedacht dat het universeel rendement steeds een waarde heeft die groter is dan, of gelijk is aan, het functioneel rendement.

A19 Literatuur

[1] M.G. Meijer, N. Woudstra, Exergieberekeningen met het programma CYCLE-TEMPO, *Symposium 'Energie en exergie'*, Den Haag, 3 november 1992.