



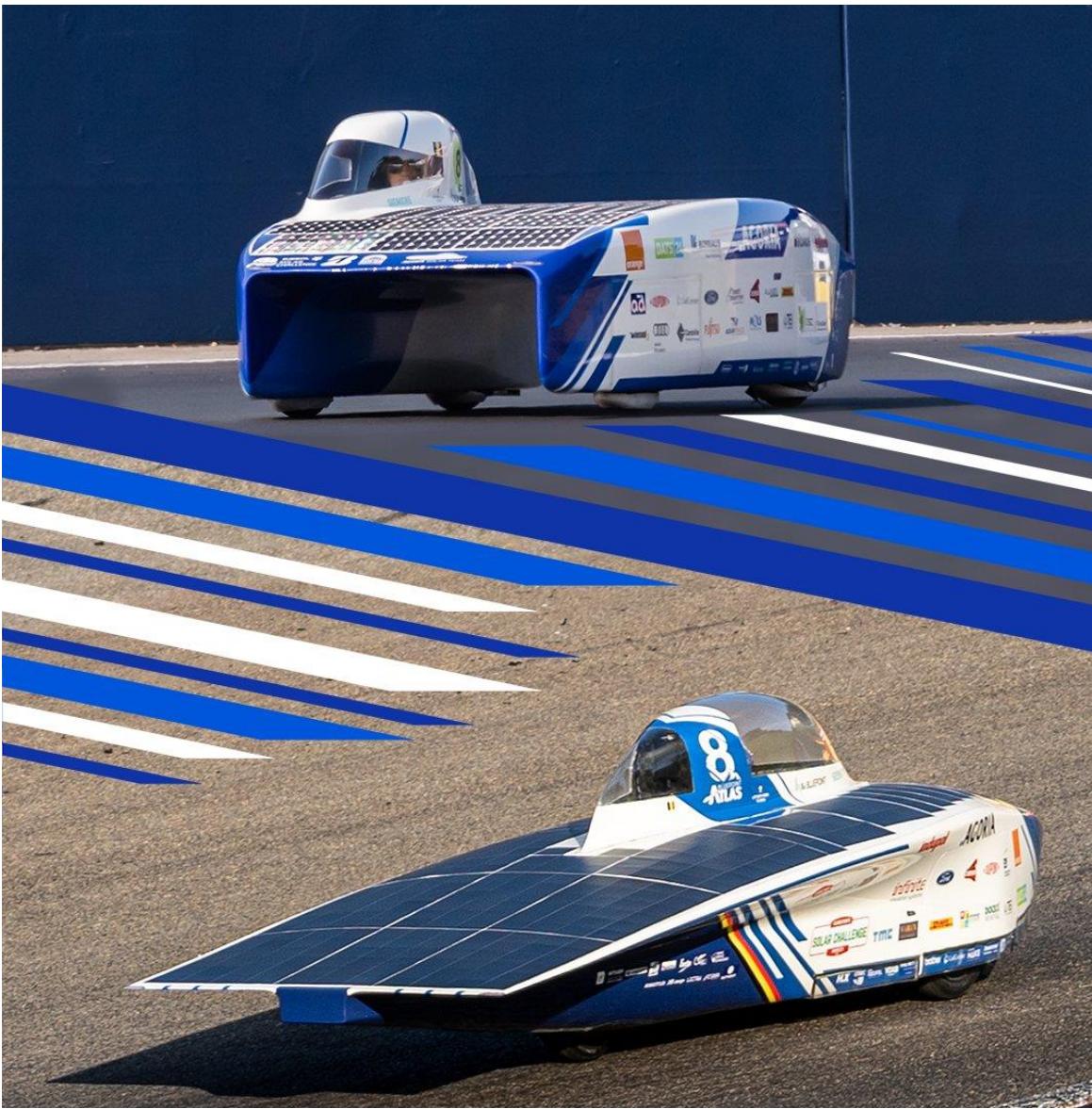
Warmte en stroming: fluidummechanica



Fluïdummechanica



Fluïdummechanica



KU LEUVEN

Introductie

Fluidum als continuum

Fluidum als een continuum

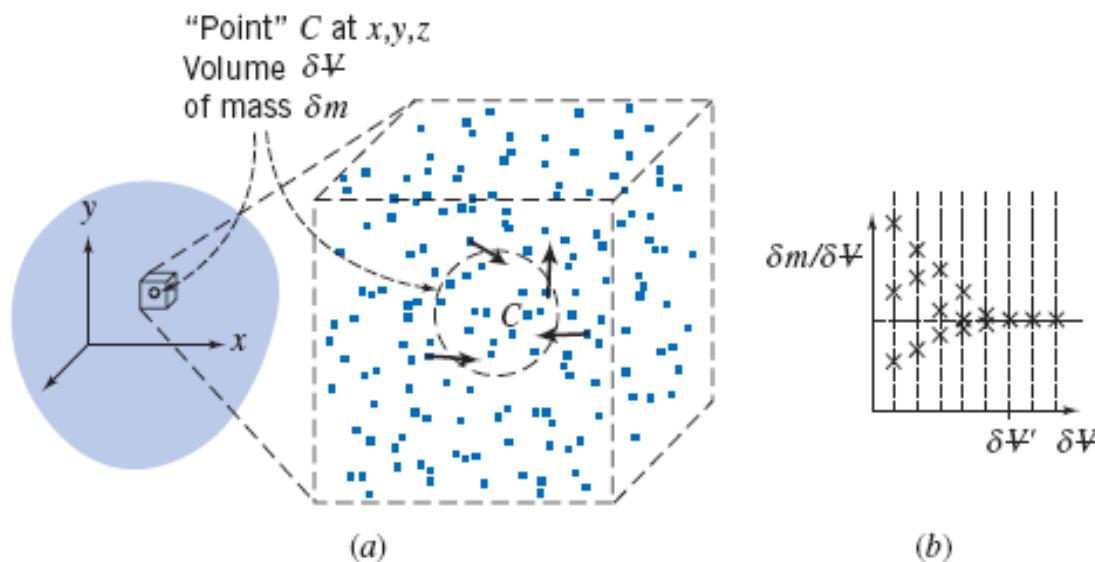


Fig. 2.1 Definition of density at a point.

$$\rho \equiv \lim_{\delta V \rightarrow \delta V'} \frac{\delta m}{\delta V}$$

$$\rho = \rho(x, y, z, t)$$

Dichtheidsveld

Introductie

Fluidum als continuum

Snelheidsveld

$$\vec{V} = u\hat{i} + v\hat{j} + w\hat{k}$$

$$\vec{V} = \vec{V}(x, y, z, t)$$

Drukveld

$$p = p(x, y, z, t)$$

Classificatie

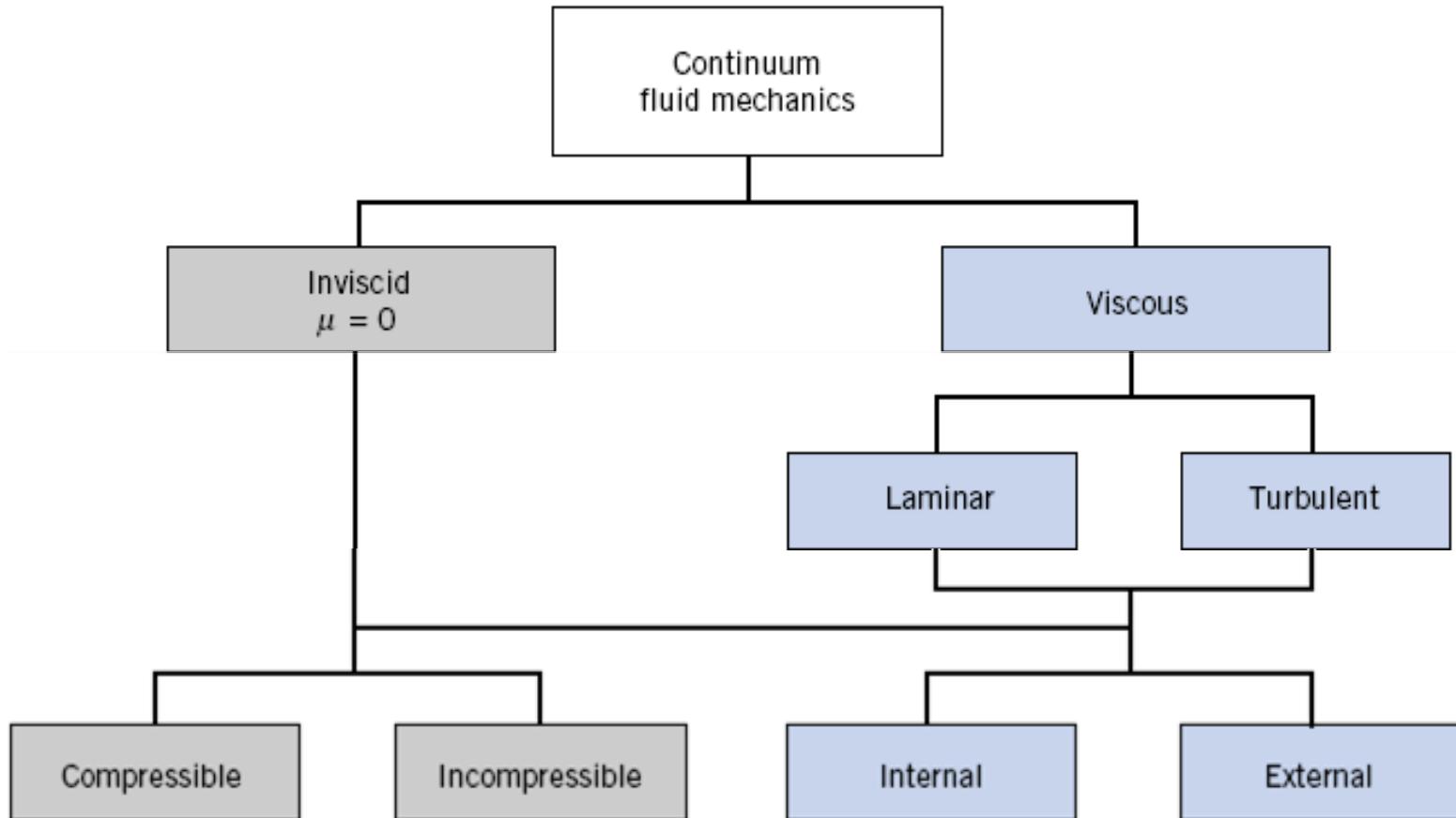
1D, 2D, en 3D stromingen =

1D, 2D en 3D stromingsvelden

Introductie

Fluidum als continuum

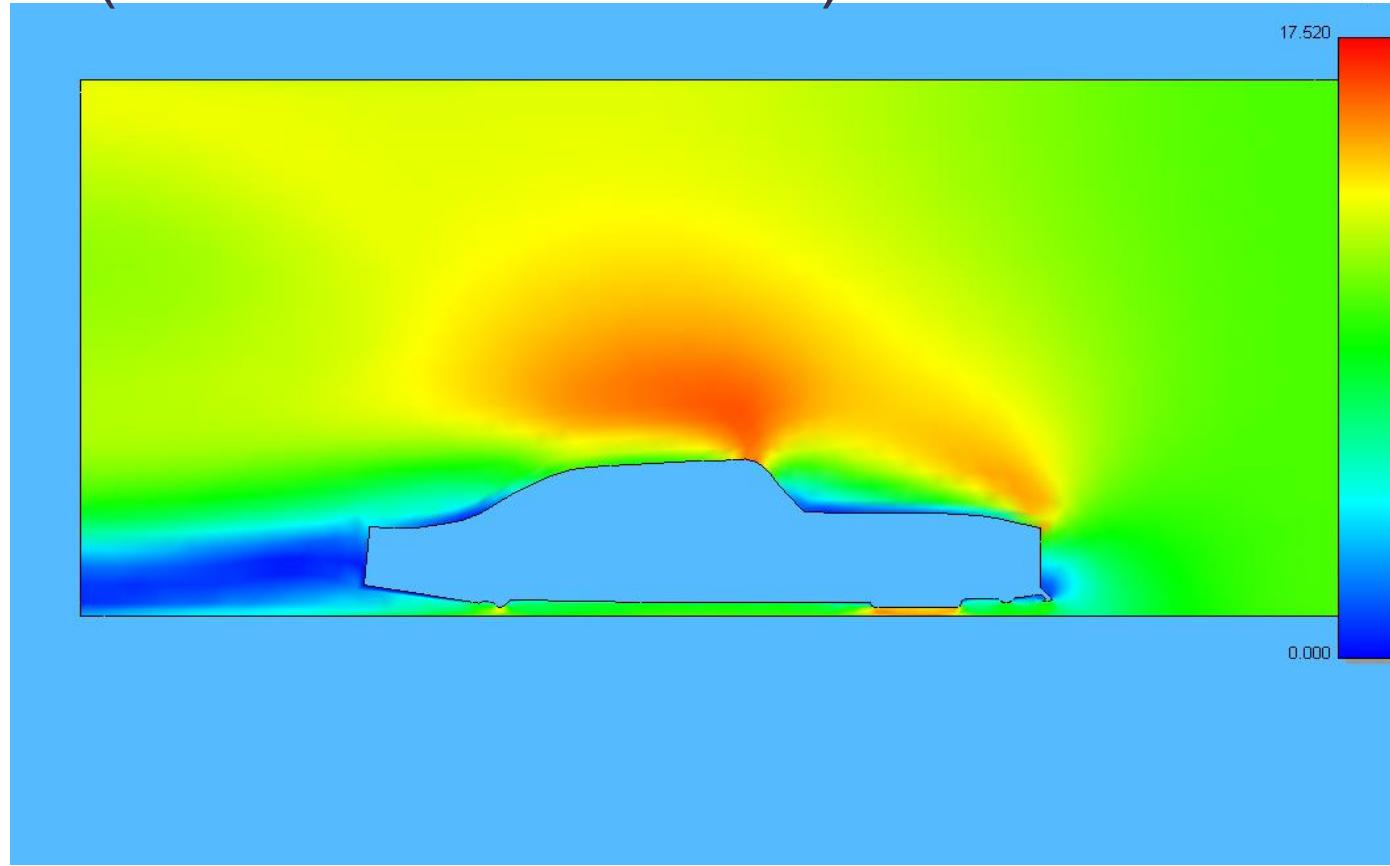
Beschrijving en klassificatie van stromingen



Introductie

Fluidum als continuum

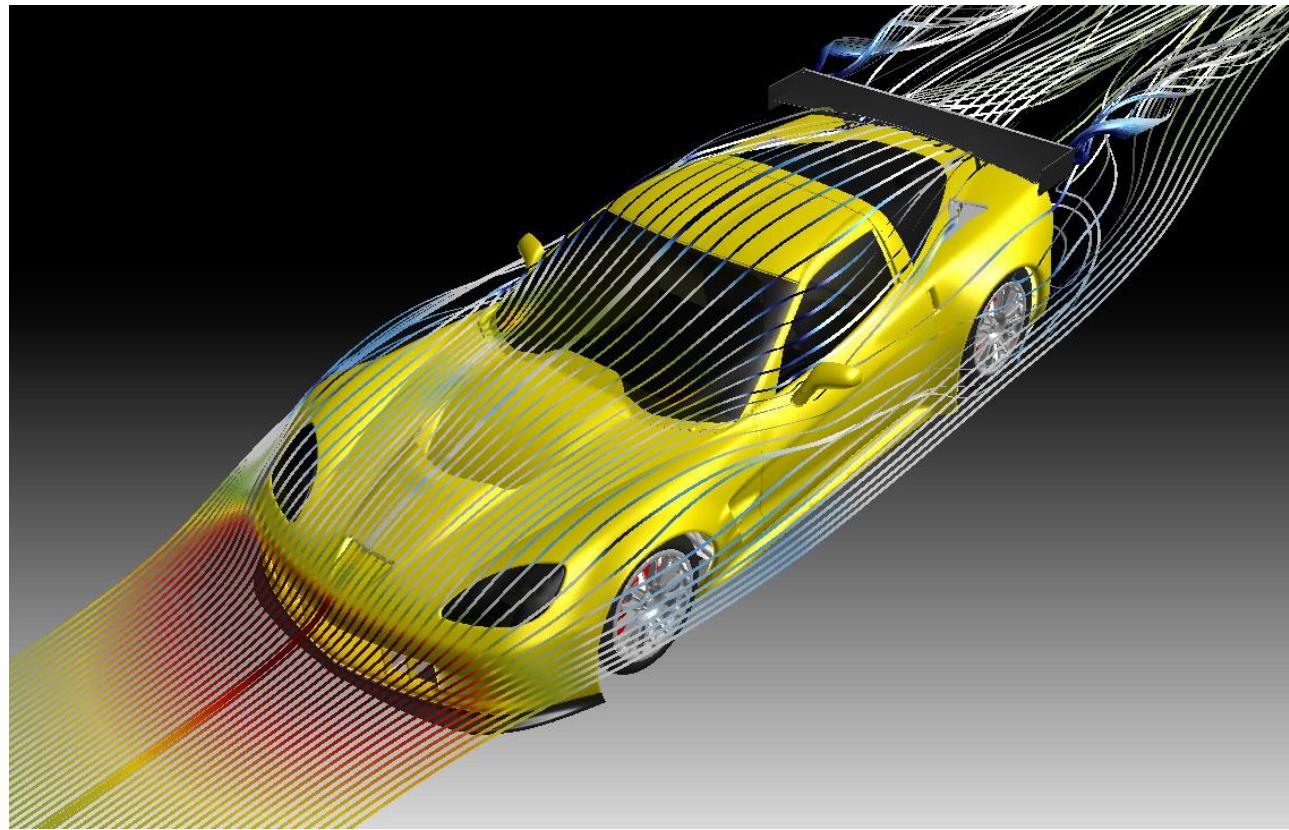
Tijdsgemiddeld snelheidsveld rond een wagen
(numerieke simulaties)



Introductie

Fluidum als continuum

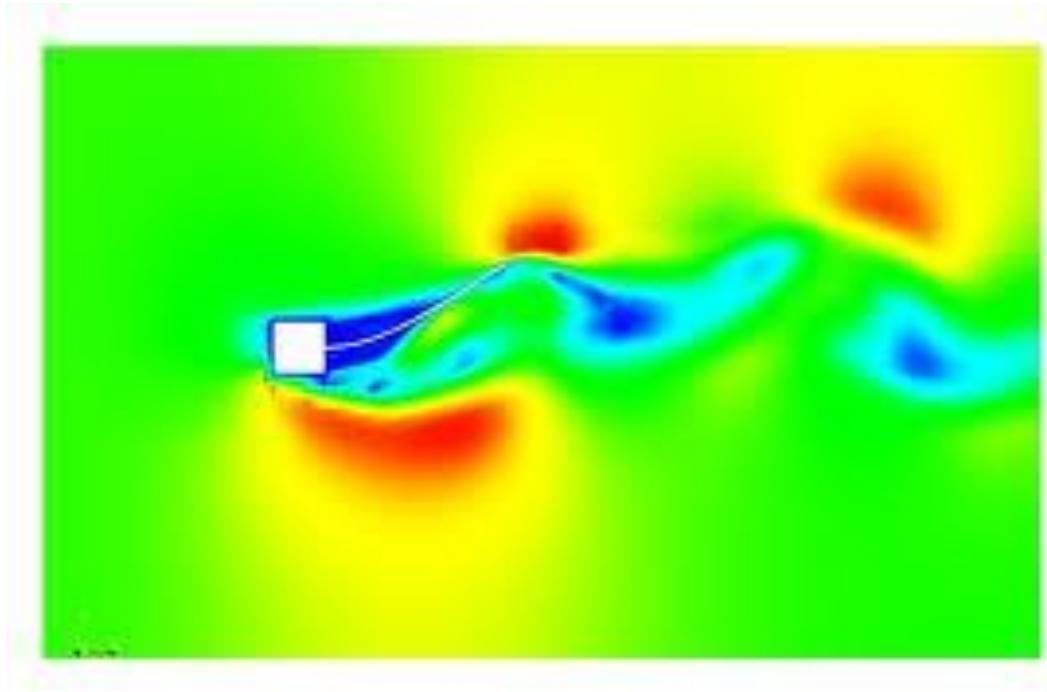
Stroomlijnen rond een wagen (Chevrolet)



Introductie

Fluidum als continuum

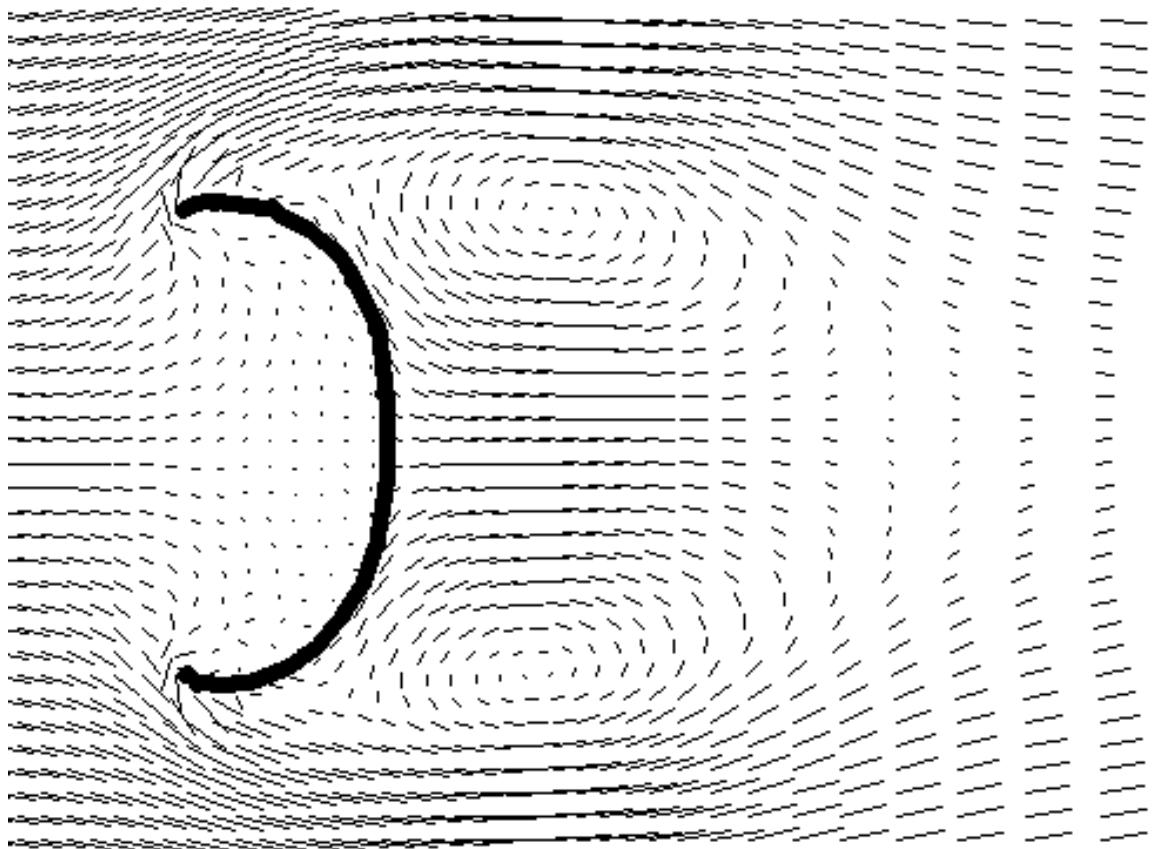
Instantaan snelheidsveld rond een kubus
(numerieke simulaties)



Introductie

Fluidum als continuum

Tijdsgemiddeld stromingsveld achter een
parachute (numerieke simulatie)

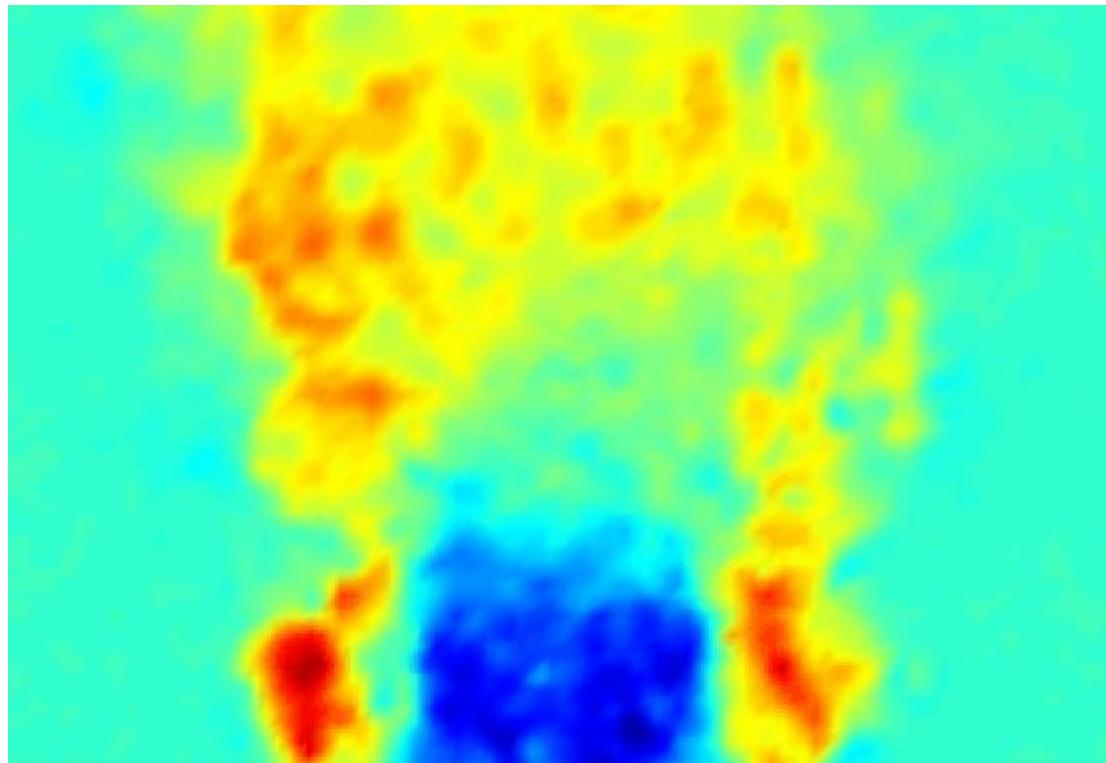


Vectorveld

Introductie

Fluidum als continuum

Snelheidsveld in een gasbrander (experimenteel)



Introduction

Fluid as a continuum

e.g. stromingsveld achter een sigaret (CFD)

http://www.youtube.com/watch?v=yLOFyyHmdaE&feature=player_embedded

e.g. stromingsveld achter een cilinder (CFD)

<http://www.youtube.com/watch?v=h3xybBxFns4&feature=related>

Classificatie stromingen

Niet viskeus – viskeuze stroming

Laminaire– turbulente stroming

Interne – externe stroming

Samendrukbare – onsamendrukbare stroming

Classificatie stromingen

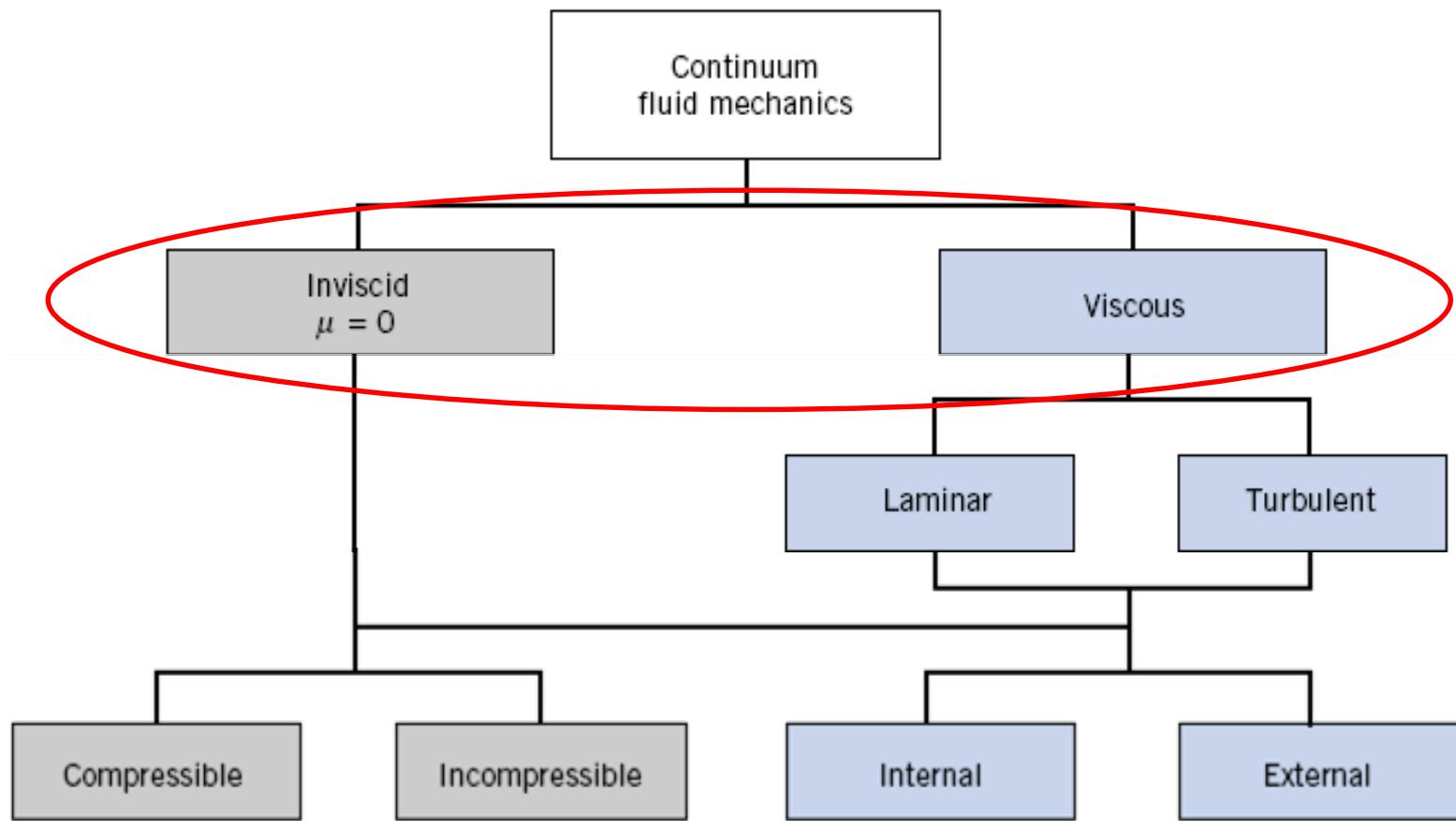


Fig. 2.13 Possible classification of continuum fluid mechanics.

Classificatie stromingen

μ : viscosity (stroperigheid)

<http://www.youtube.com/watch?v=vNzTYzjLgKE>

http://www.youtube.com/watch?v=3KU_skfdZVQ&feature=related

$$\tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)$$

Classificatie stromingen

Soorten fluïda

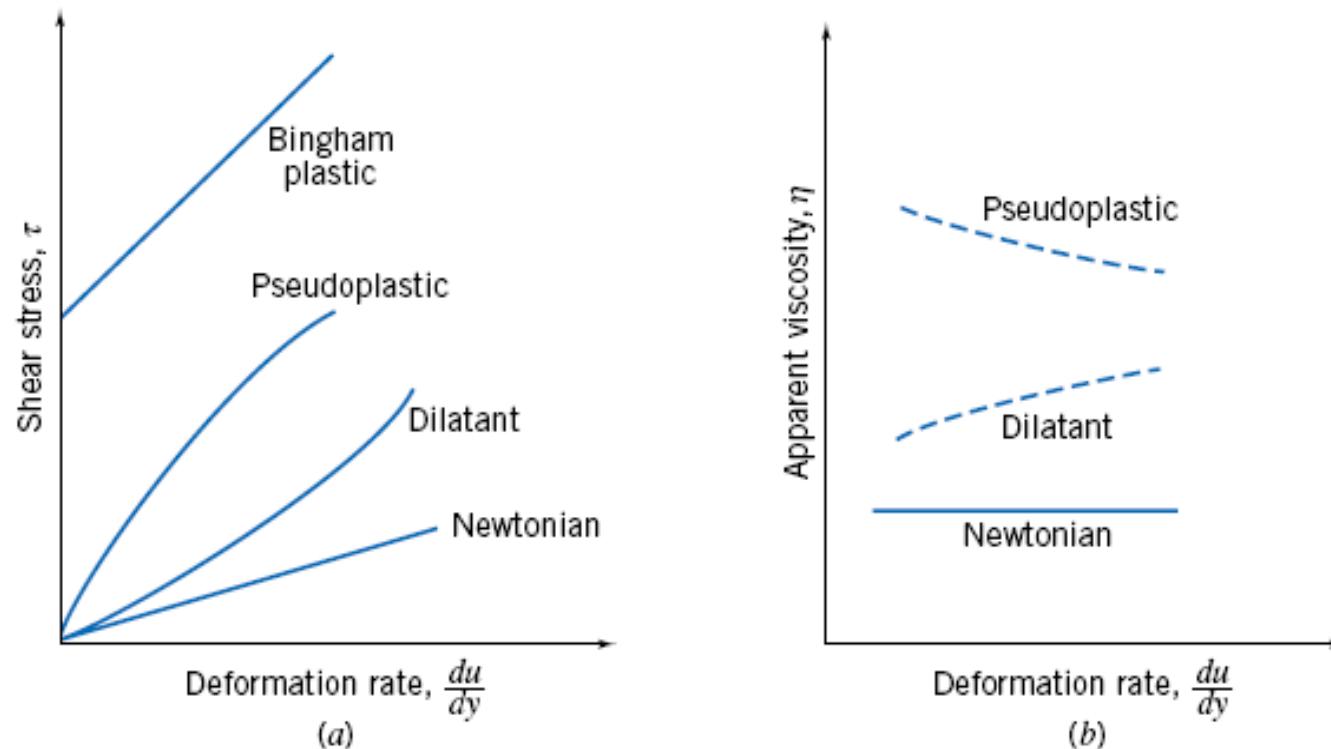


Fig. 2.10 (a) Shear stress, τ , and (b) apparent viscosity, η , as a function of deformation rate for one-dimensional flow of various non-Newtonian fluids.

Classificatie stromingen

Niet viskeus – viskeuze stroming

Laminaire– turbulente stroming

Interne – externe stroming

Samendrukbare – onsamendrukbare stroming

Classificatie stromingen

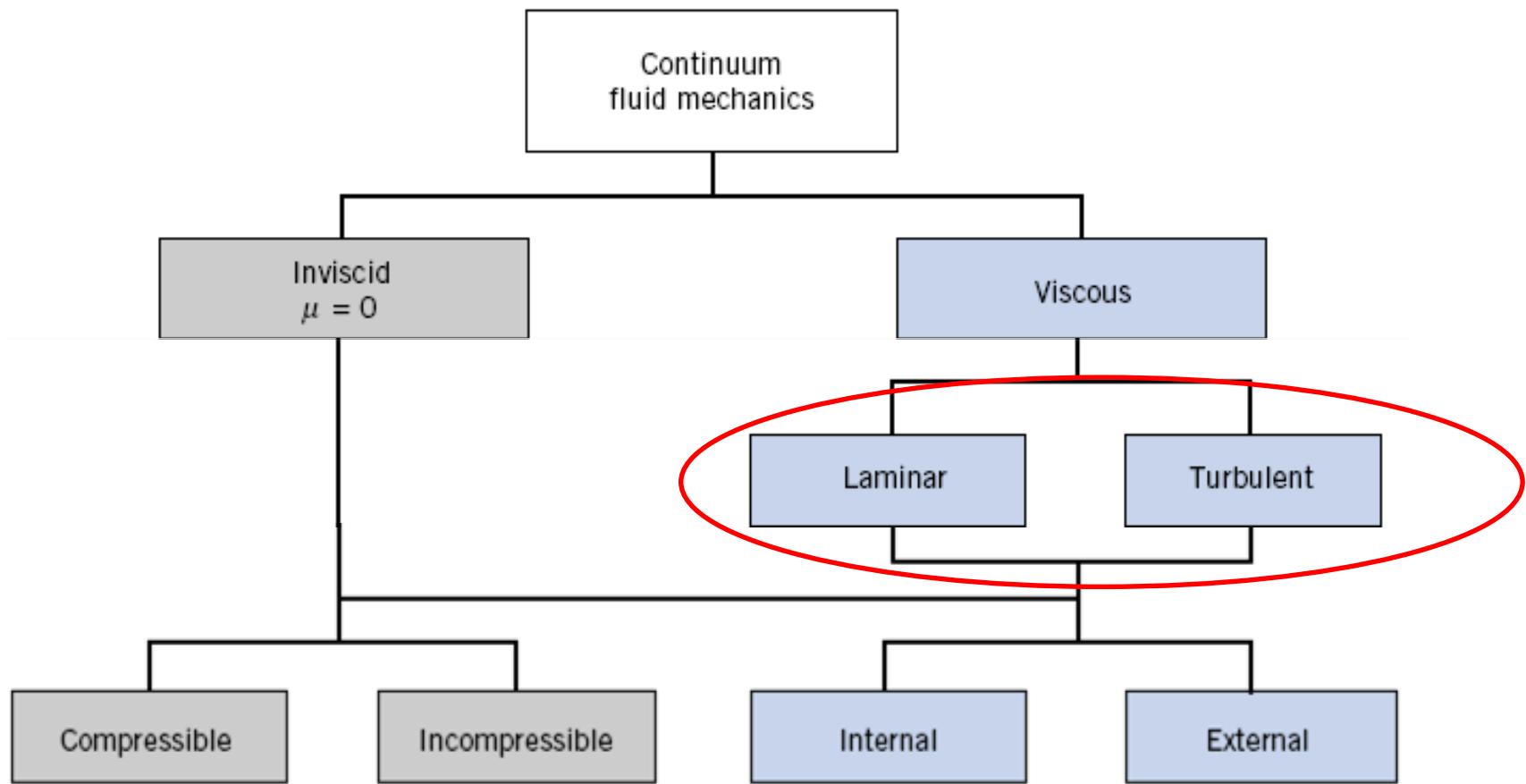
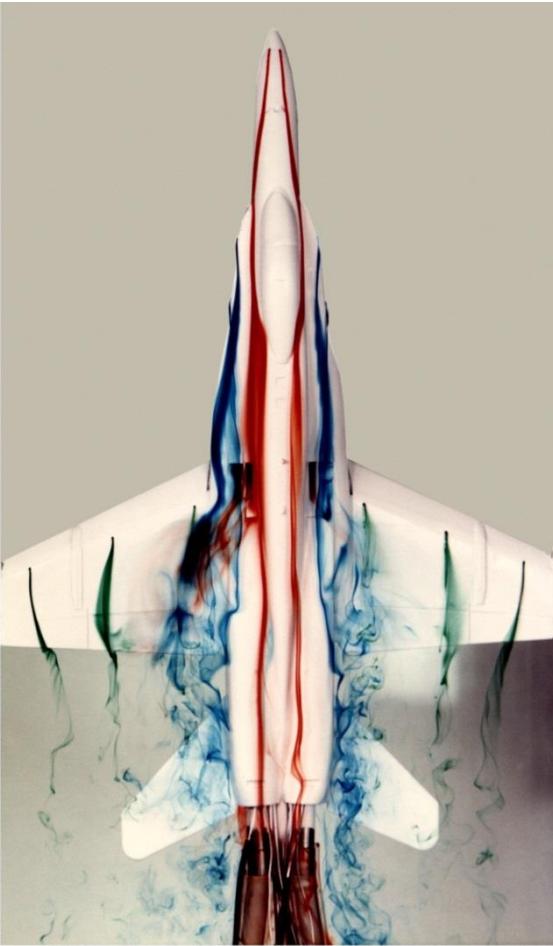
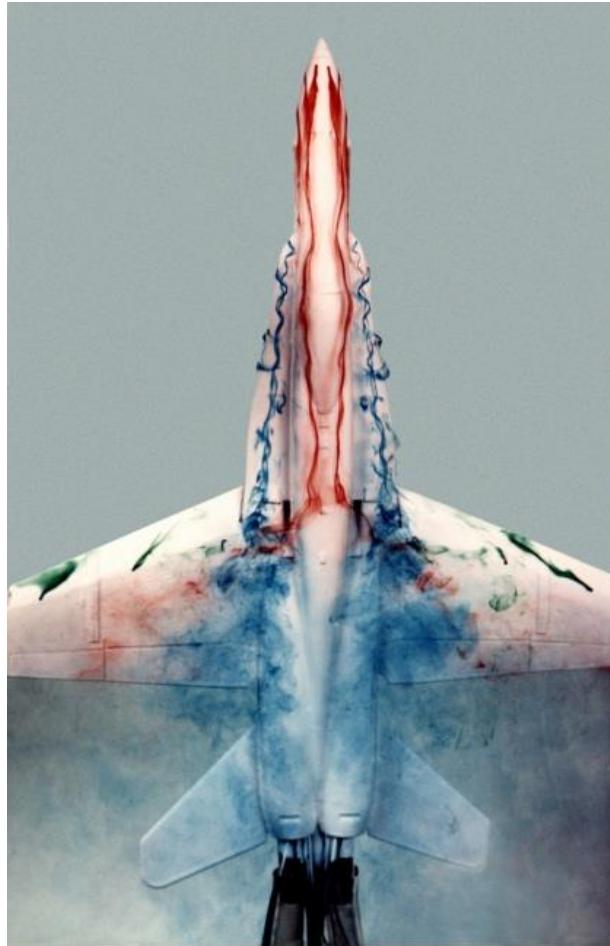


Fig. 2.13 Possible classification of continuum fluid mechanics.

Classificatie stromingen



Dryden Flight Research Center ECN 33298-036 Photographed 1985
F-18 water tunnel tests in Flow Visualization Facility NASA/Dryden



NASA Dryden Flight Research Center Photo Collection
<http://www.dfrc.nasa.gov/gallery/photo/index.html>
NASA Photo: ECN-33298-03 Date: 1985

1/48-scale model of an F-18 aircraft in Flow Visualization Facility (FVF)

KU LEUVEN

Classificatie stromingen

Niet viskeus – viskeuze stroming

Laminaire– turbulente stroming

Interne – externe stroming

Samendrukbare – onsamendrukbare stroming

Classificatie stromingen

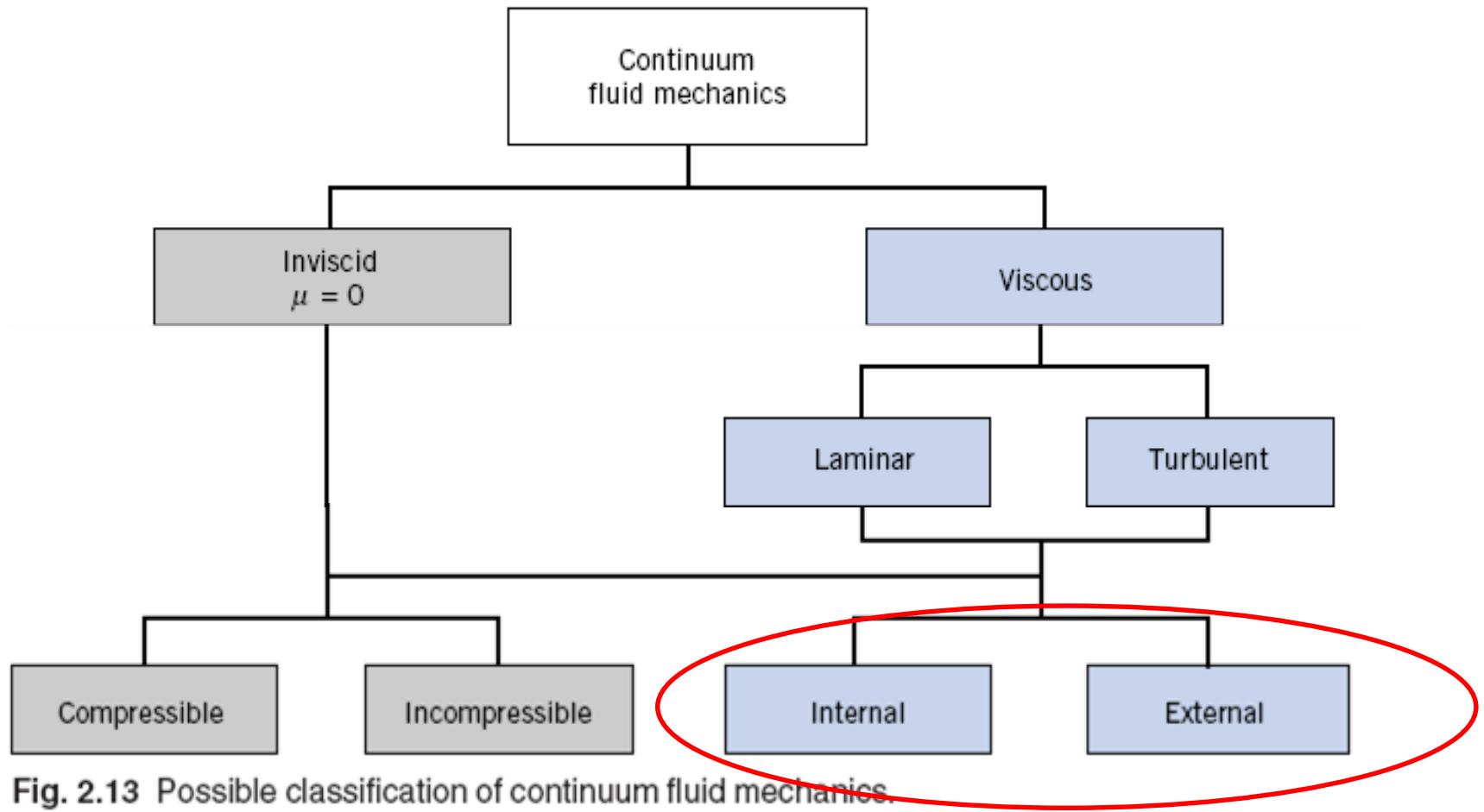
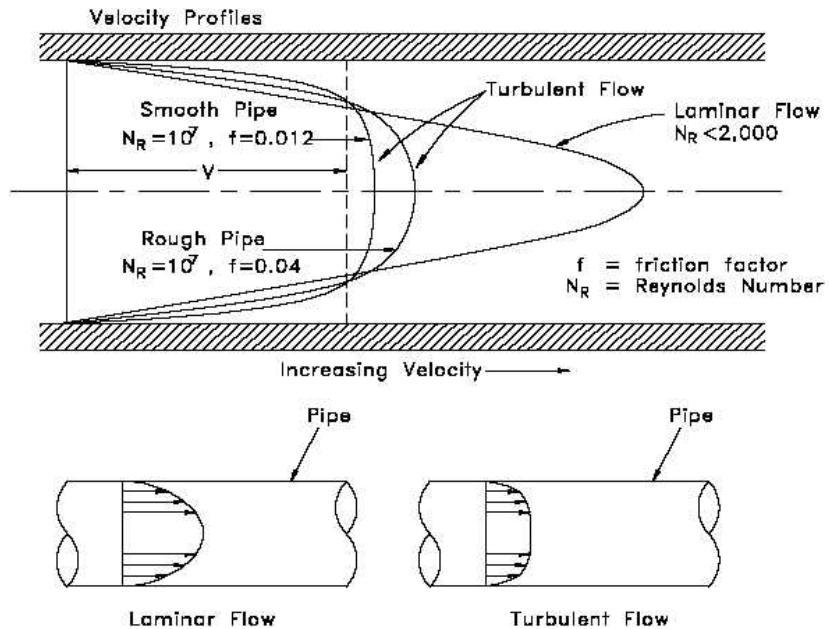


Fig. 2.13 Possible classification of continuum fluid mechanics.

Intern-extern

Interne stroming



Externe stroming



Classificatie stromingen

Niet viskeus – viskeuze stroming

Laminaire– turbulente stroming

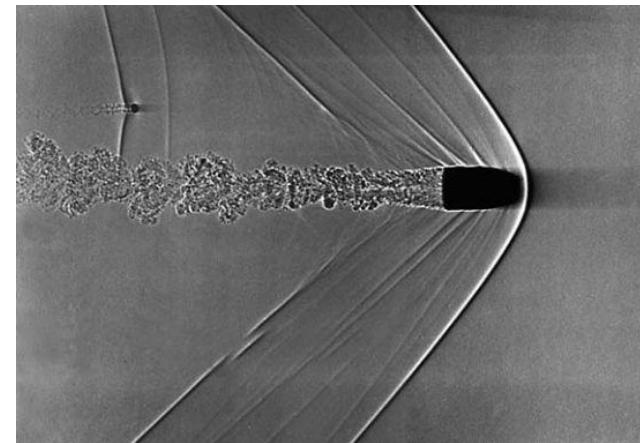
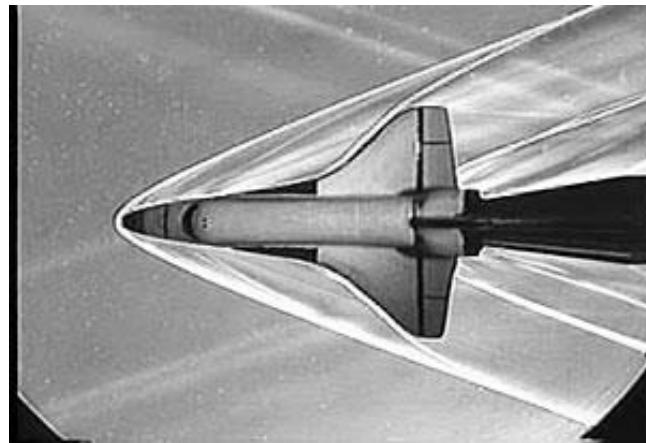
Interne – externe stroming

Samendrukbare – onsamendrukbare stroming

Samendrukbaar- Onsamendrukbaar

Onsamendrukbare stroming: constante dichtheid ($Ma < 0,3$)

Samendrukbare stroming : dichtheidsvariaties/ schokgolven
($Ma > 0,3$)





Dynamics of a non-viscous fluid



Equations of motion: Euler equations

2

Gravity not included:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad \text{Continuity}$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x}$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} \quad \text{Momentum}$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z}$$

Problems:

- Set of non-linear partial differential equations
- Only analytical solutions for very simple flow topologies
- Equations can show inherent instability

Equations of motion: Euler equations

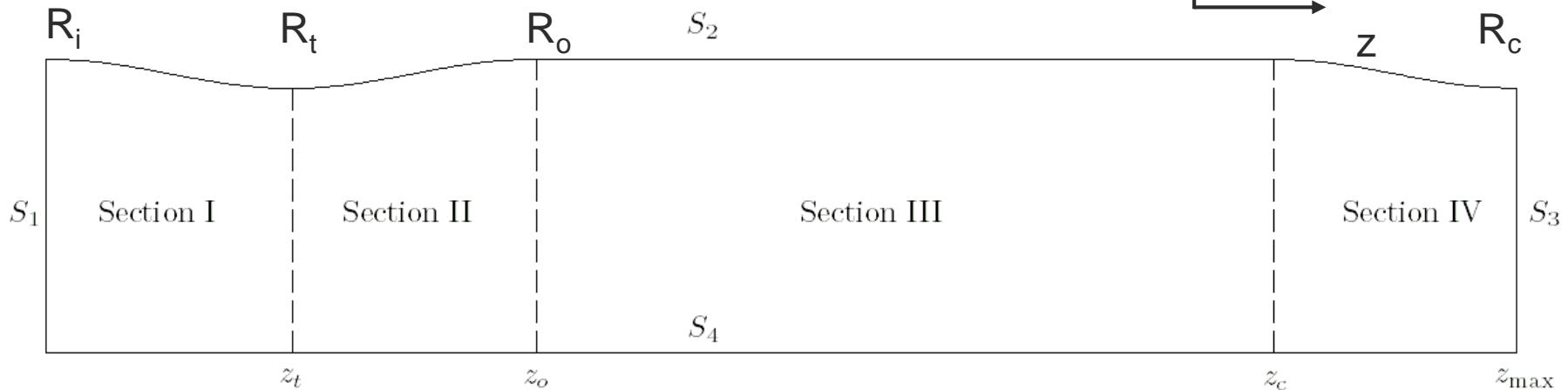
4

Problems:

- Set of non-linear partial differential equations
- Only analytical solutions for very simple flow topologies
- Equations can show inherent instability

Equations of motion: Euler equations

Flow domain: variable diameter swirling pipe flow

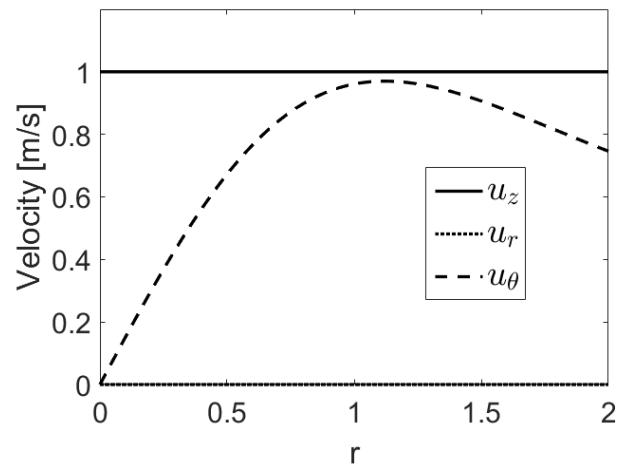


Inlet velocity profiles:

Axial velocity: uniform profile $u_z = 1 \text{ m/s}$

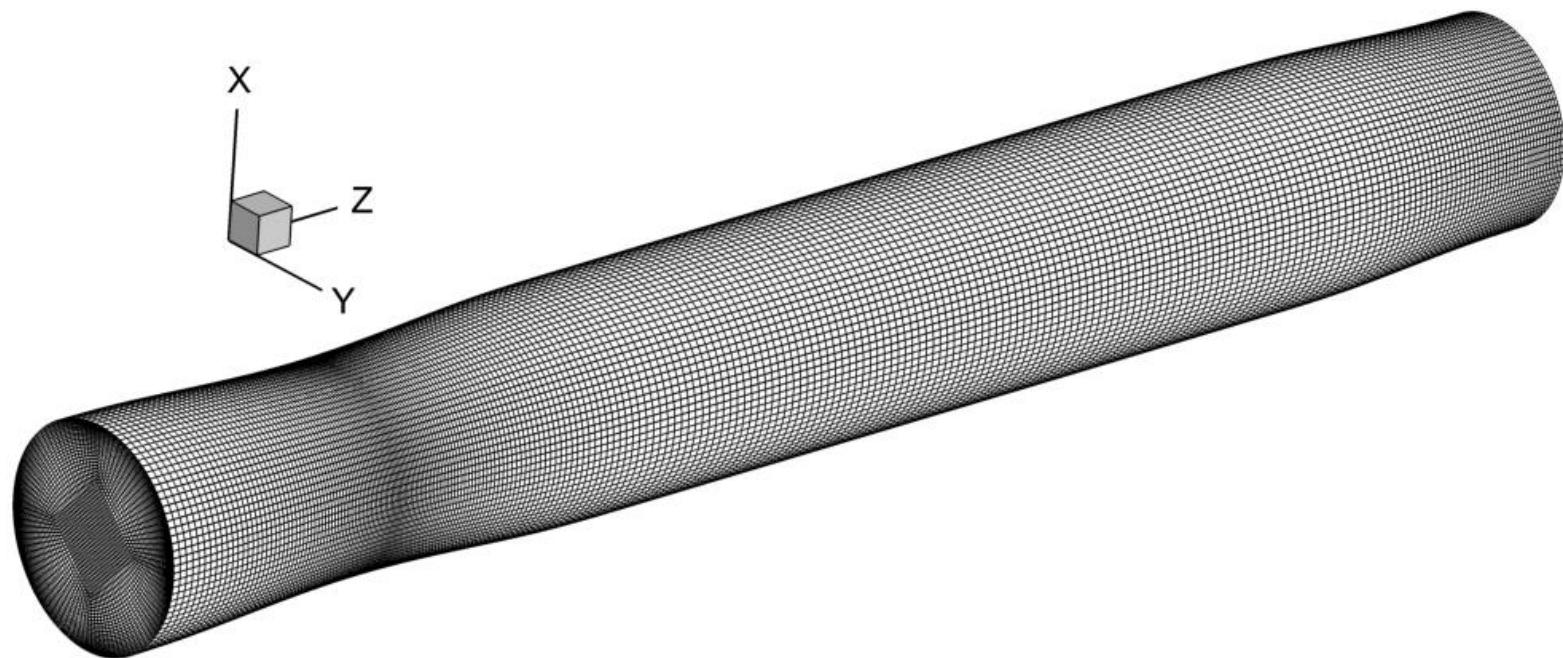
Radial velocity: uniform profile $u_r = 0 \text{ m/s}$

Azimuthal velocity: Q vortex profile: $u_\theta(r) = \frac{\Omega}{r} [1 - e^{-r^2}]$



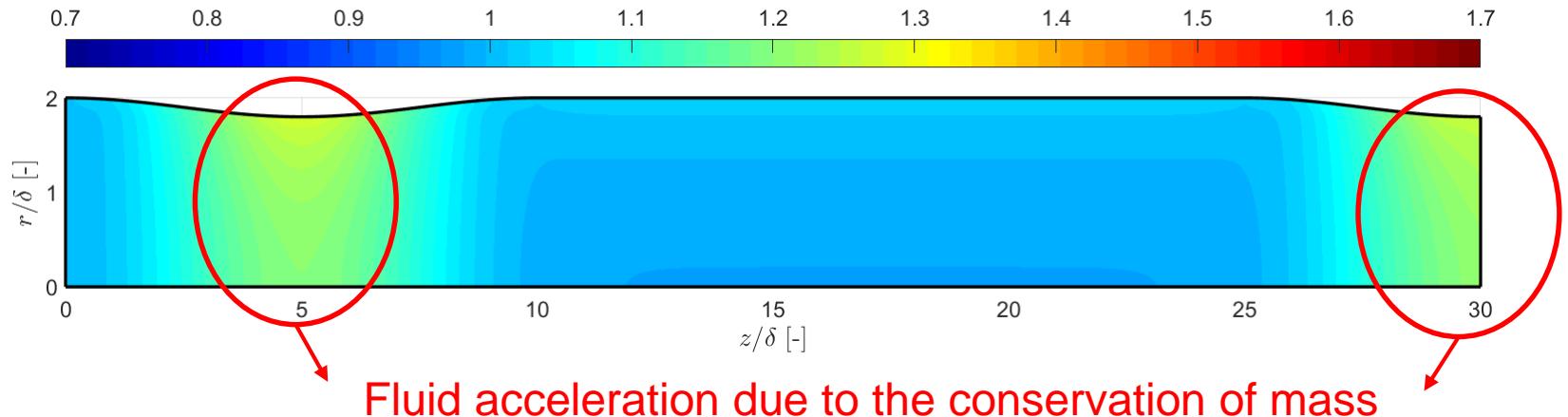
Equations of motion: Euler equations

Numerical grid: 843750 cells



Equations of motion: Euler equations

Axial velocity field $u_z[m/s]$ for $\Omega = 0$ (no rotation).

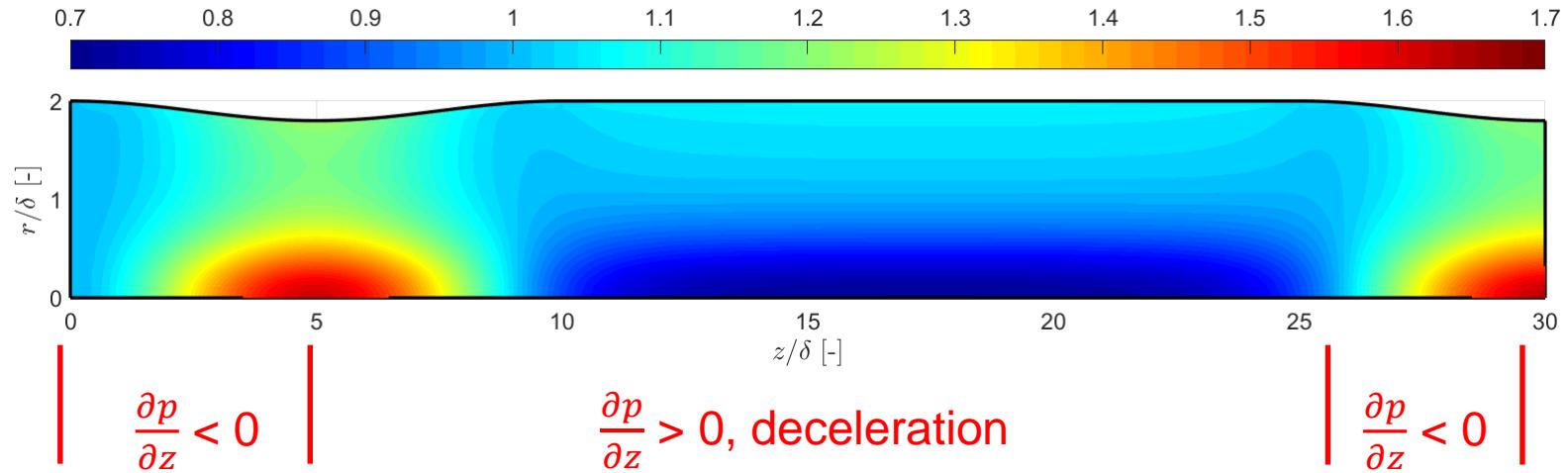


$$u_z = f(r, z)$$

Stationary velocity field

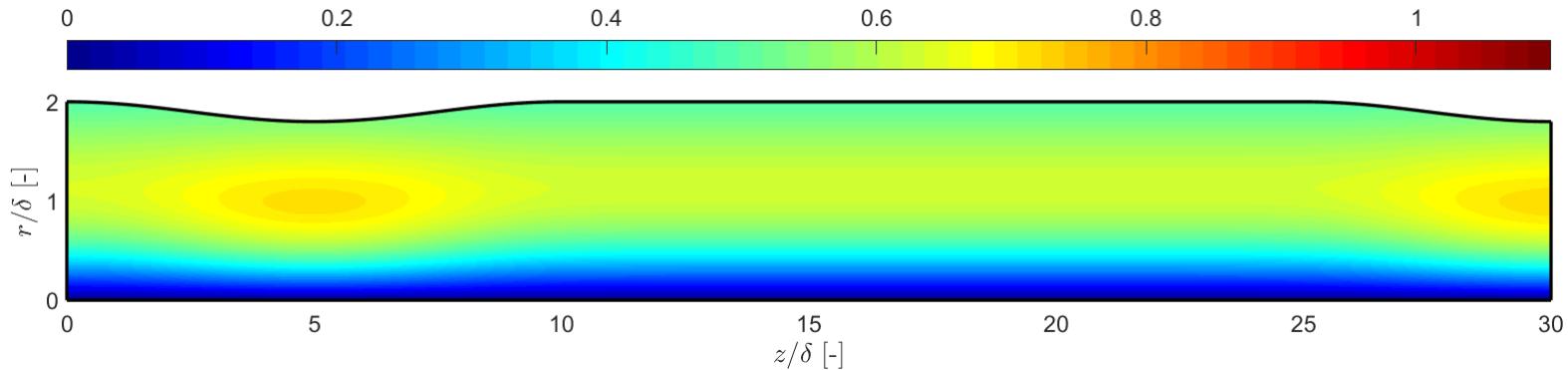
Equations of motion: Euler equations

Axial velocity $u_z [m/s]$ for $\Omega = 1$

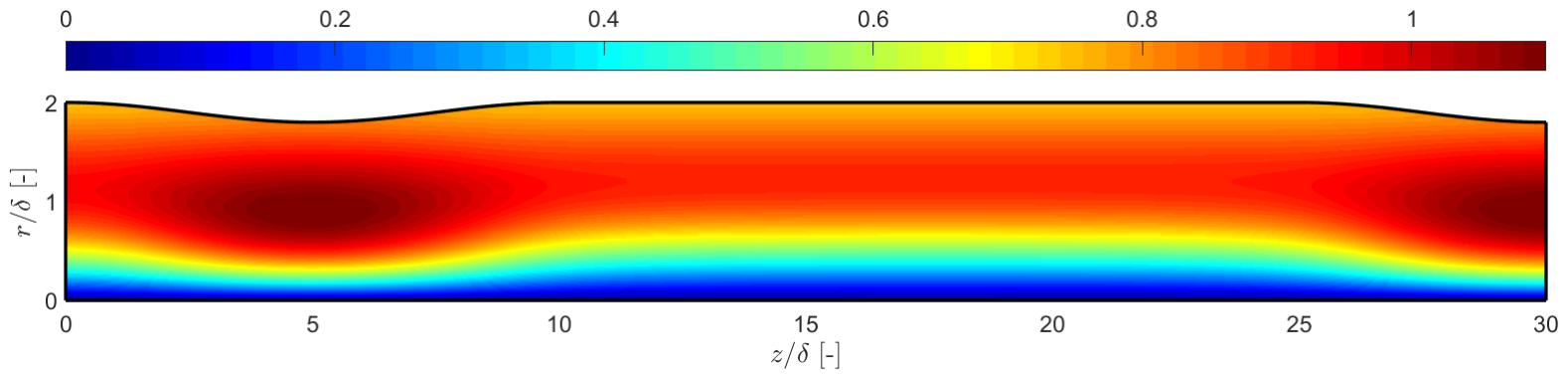


Equations of motion: Euler equations

Azimuthal velocity $u_\theta [m/s]$ for $\Omega = 1$

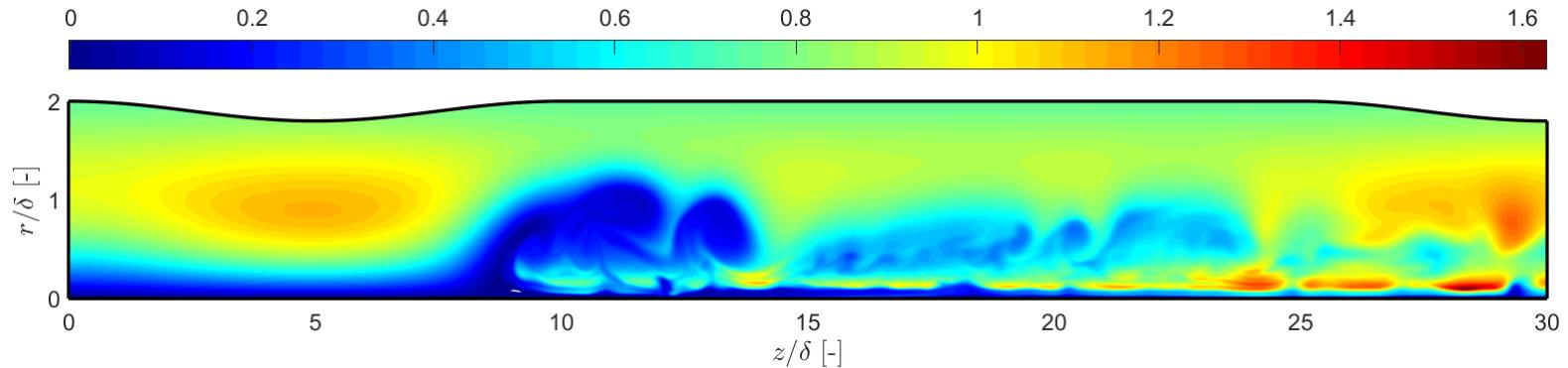


Azimuthal velocity $u_\theta [m/s]$ for $\Omega = 1,5$



Equations of motion: Euler equations

Azimuthal velocity $u_\theta [m/s]$ for $\Omega = 1.52$



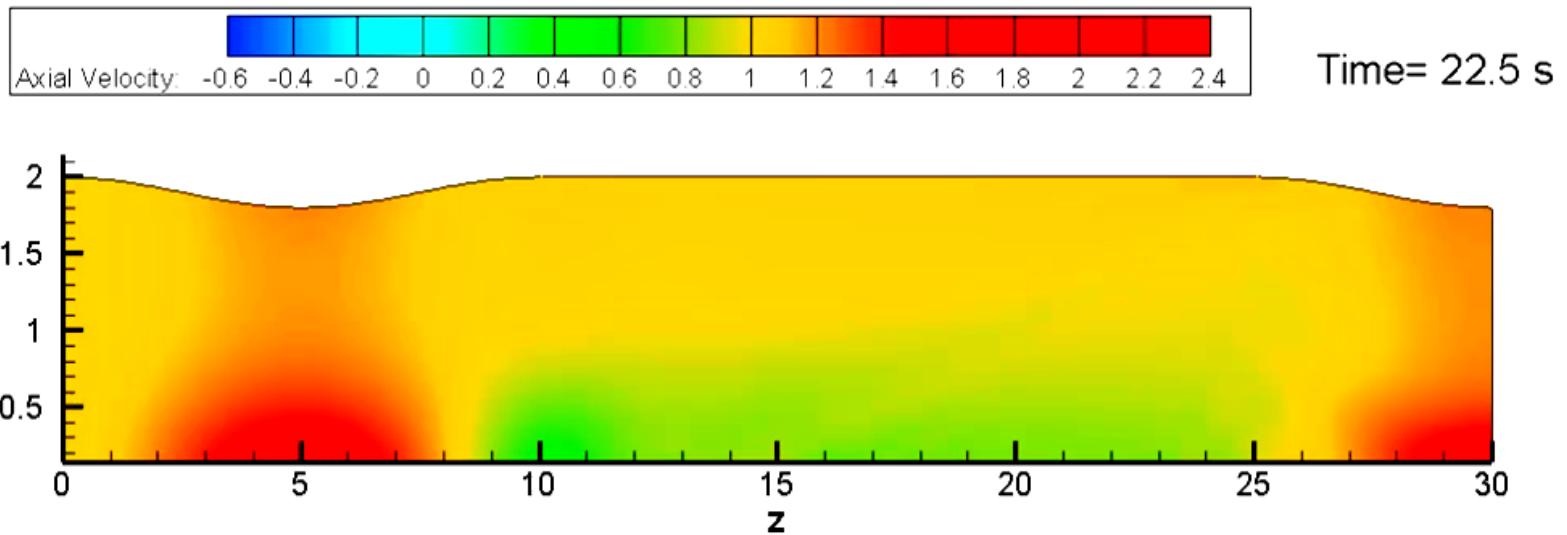
$$u_z = f(r, z, t)!$$

Transient velocity field!

Velocity field seems chaotic!

Equations of motion: Euler equations

Transient simulations from $\Omega = 1,5$ to $1,52$:



Bernoulli equation

Euler equation in Streamline Coordinates:

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} - g \frac{\partial z}{\partial s} = V \frac{\partial V}{\partial s}$$

Integration of equation along a streamline:

Bernoulli Equation!

Bernoulli equation

$$\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = \text{constant}$$

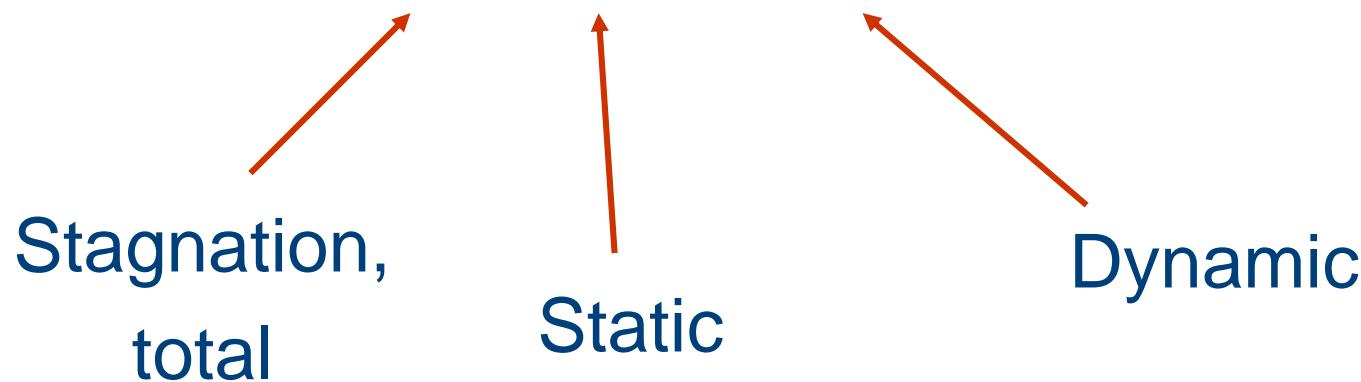
1. Steady Flow
2. No Friction (inviscid)
3. Flow Along a Streamline
4. Incompressible Flow

Most used and abused equation in fluid mechanics!!!

Bernoulli equation

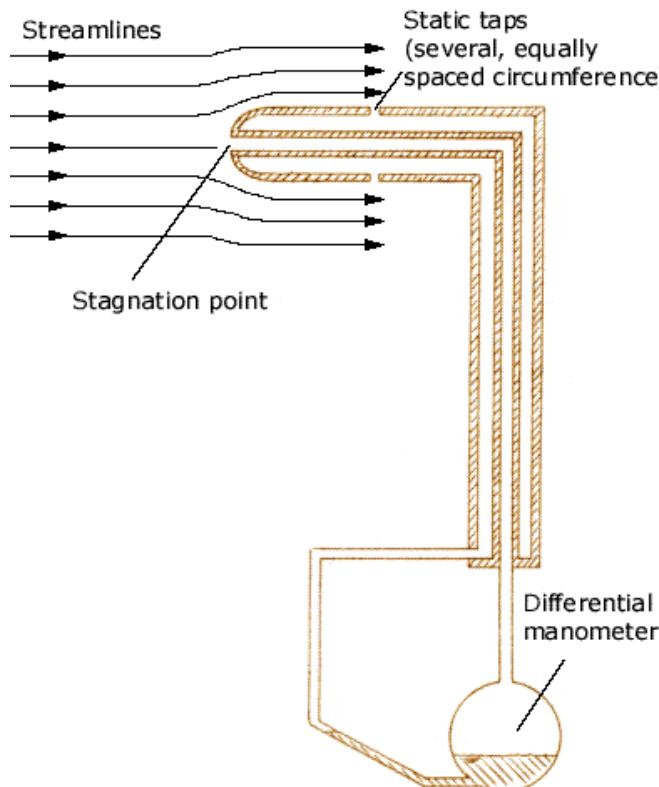
Static, stagnation and dynamic pressures (ignore gravity)

$$p_0 = p + \frac{1}{2} \rho V^2$$



Bernoulli equation

Application: velocity measurement by a Pitot tube



$$V = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

Calibration necessary, taking care of flow direction

Bernoulli equation

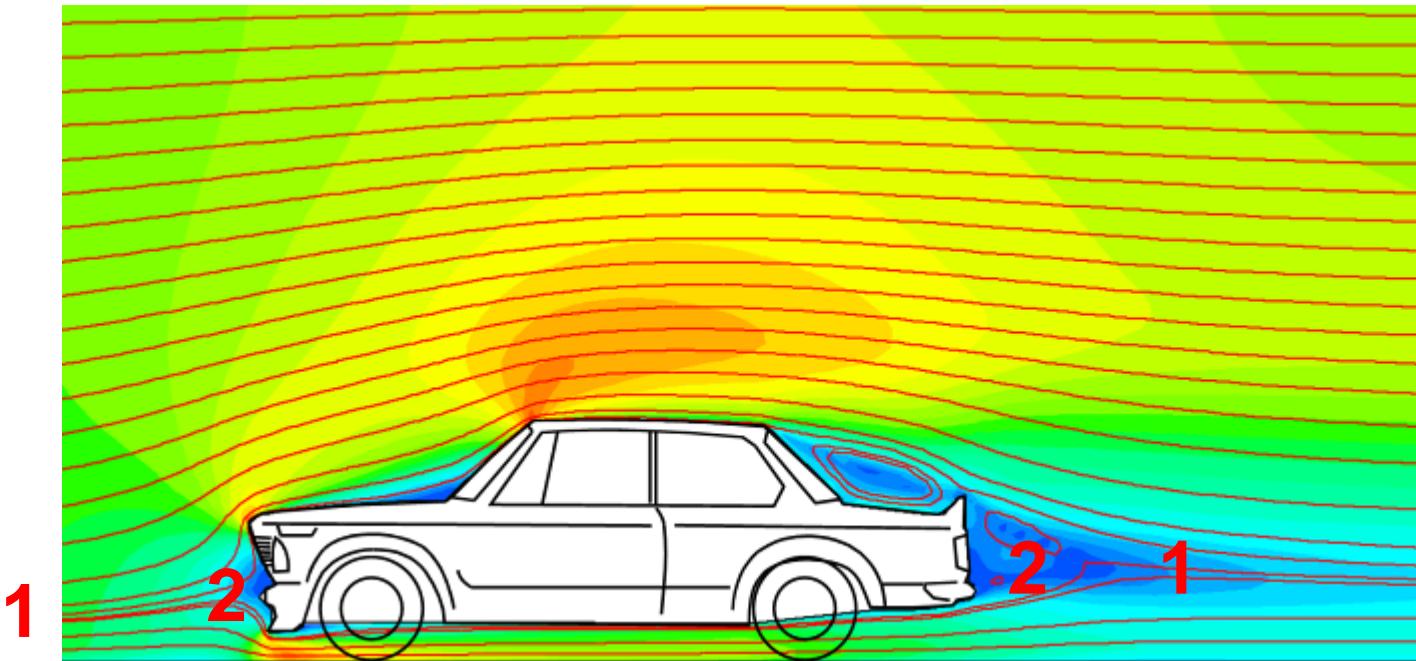
Pitot tube



© F1Fanatic.co.uk

Bernoulli equation

Application: Drag force on a car



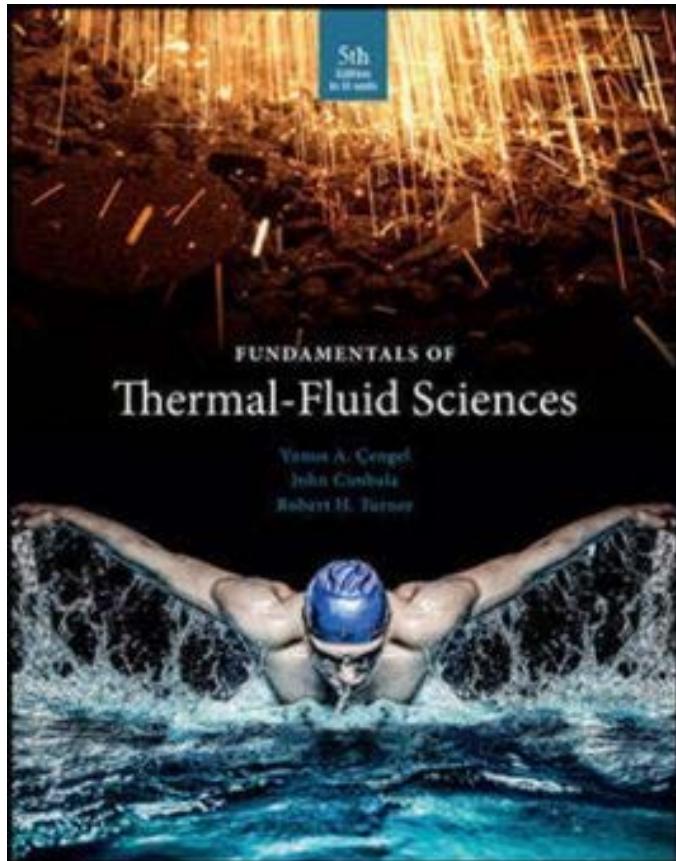


Warmte en stroming

Assistant Professor Joshua Lacey
josh.lacey@kuleuven.be



Essentieel Tekstboek



Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences; custom edition voor Groep T

+ Extra cursusmateriaal op Toledo

Thermal-Fluid Sciences Course Content

- **Warmte en stroming bestaat uit twee sub-cursussen: 6 ECTS**
 1. Warmte en stroming - *Hoorcolleges: 100% gewicht*
 2. Warmte en stroming - *Oefeningen: 0% gewicht*

INLEIDING EN BASISCONCEPTEN

THERMODYNAMICA AND ENERGIE

- **Thermodynamica:** Wetenschap van energie
- **Energie:** Het vermogen om veranderingen te veroorzaken.
- De naam *thermodynamica* komt van de Griekse woorden *therme* (warmte) en *dynamis* (vermogen).
- **Behoud van energie principe:** Tijdens een interactie kan energie van de ene vorm in de andere veranderen, maar de totale hoeveelheid energie blijft constant.
- Energie kan niet worden gecreëerd of vernietigd.
- **Eerste wet van thermodynamica:** Een uitdrukking van het principe van energiebehoud.
- De eerste wet stelt dat *energie* een thermodynamische eigenschap is. ⁵

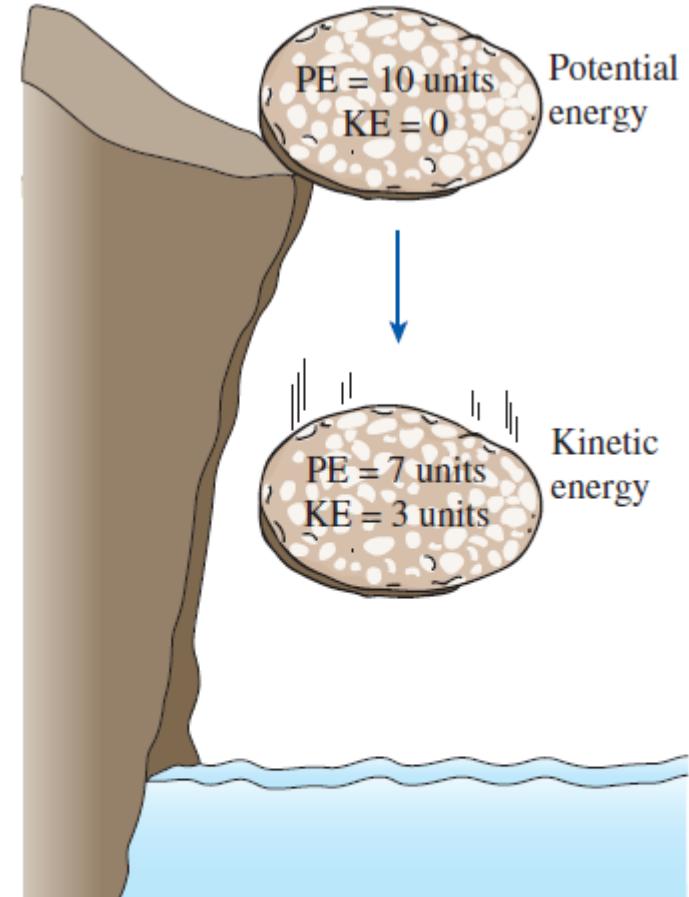


FIGURE 1–1

Energy cannot be created or destroyed; it can only change forms (the first law).

- **The tweede wet van thermodynamica:** Het stelt dat energie zowel een *kwaliteit* als een *kwantiteit* heeft, en actuele processen vinden plaats in de richting van afnemende kwaliteit van energie.
- **Klassieke thermodynamica:** Een macroscopische aanpak van de studie van thermodynamica die geen kennis van het gedrag van individuele deeltjes vereist.
- **Statistische thermodynamica:** Een microscopische aanpak, gebaseerd op het gemiddelde gedrag van grote groepen individuele deeltjes.

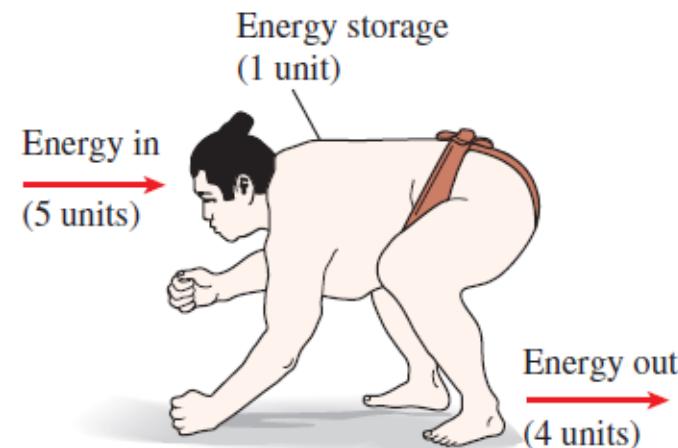


FIGURE 1–2

Conservation of energy principle for the human body.

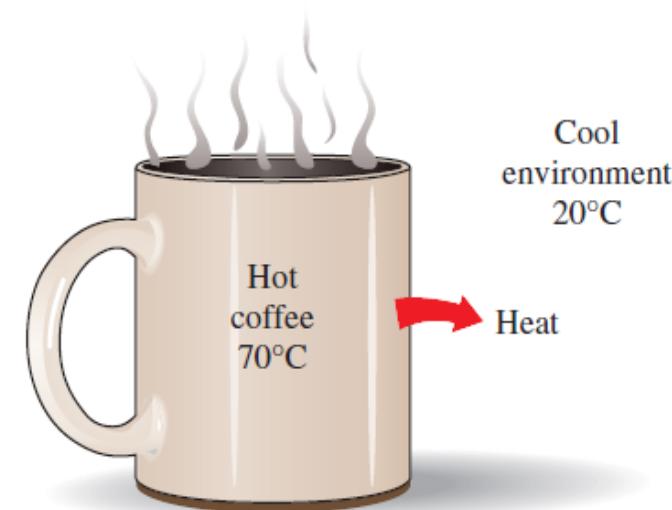


FIGURE 1–3

Heat flows in the direction of decreasing temperature.

- ***Macroscopische*** (waarnemingsgestuurd)
 - Focus: energiestroom
- ***Microscopische*** (theoriegestuurd)
 - Focus: structuur van materie; moleculaire interacties

Toepassing gebieden van Thermodynamica

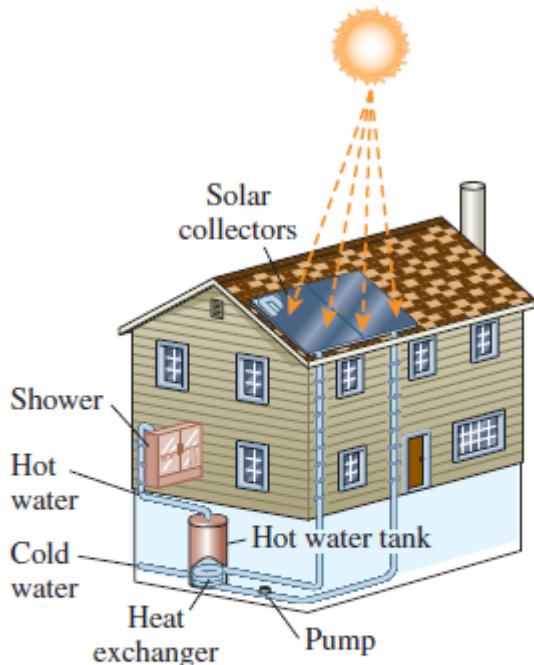


FIGURE 1–4

The design of many engineering systems, such as this solar hot water system, involves thermodynamics.



Refrigerator

© McGraw-Hill Education, Jill Braaten



Boats

© Doug Menuez/Getty Images RF



Aircraft and spacecraft

© PhotoLink/Getty Images RF



Power plants

© Malcolm Fife/Getty Images RF



Human body

© Ryan McVay/Getty Images RF



Cars

© Mark Evans/Getty Images RF



Wind turbines

© F. Schussler/PhotoLink/Getty Images RF



Food processing

Glow Images RF



A piping network in an industrial facility.

Courtesy of UMDE Engineering Contracting and Trading. Used by permission

BELANG VAN AFMETINGEN EN EENHEDEN

- Elke fysische grootheid kan worden gekarakteriseerd door **afmetingen**.
- De magnituden die aan de dimensies worden toegekend heten **eenheden**.
- Enkele basisafmetingen zoals massa m , lengte L , tijd t en temperatuur T worden gekozen als **primaire** of **fundamentele afmetingen**, terwijl andere, zoals snelheid V , energie E en volume V , worden uitgedrukt in termen van de primaire afmetingen en secundaire afmetingen of afgeleide afmetingen worden genoemd.
- **Metric SI systeem:** Een eenvoudig en logisch systeem gebaseerd op een decimale relatie tussen de verschillende eenheden.
- **English systeem:** Het heeft geen duidelijke systematische numerieke basis en verschillende eenheden in dit systeem zijn tamelijk willekeurig aan elkaar gerelateerd.

TABLE 1–1

The seven fundamental (or primary) dimensions and their units in SI

Dimension	Unit
Length	meter (m)
Mass	kilogram (kg)
Time	second (s)
Temperature	kelvin (K)
Electric current	ampere (A)
Amount of light	candela (cd)
Amount of matter	mole (mol)

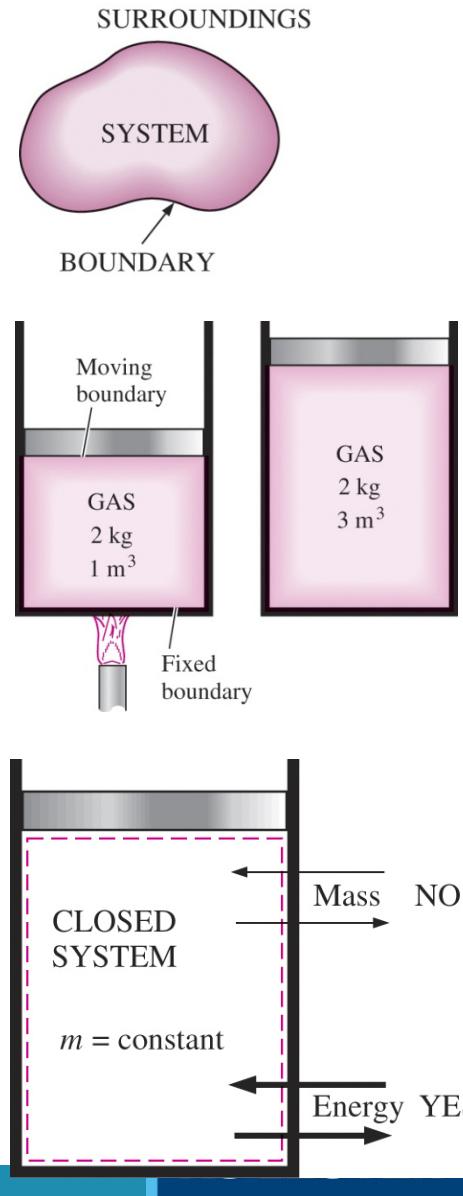
TABLE 1–2

Standard prefixes in SI units

Multiple	Prefix
10^{24}	yotta, Y
10^{21}	zetta, Z
10^{18}	exa, E
10^{15}	peta, P
10^{12}	tera, T
10^9	giga, G
10^6	mega, M
10^3	kilo, k
10^2	hecto, h
10^1	deka, da
10^{-1}	deci, d
10^{-2}	centi, c
10^{-3}	milli, m
10^{-6}	micro, μ
10^{-9}	nano, n
10^{-12}	pico, p
10^{-15}	femto, f
10^{-18}	atto, a
10^{-21}	zepto, z
10^{-24}	yocto, y

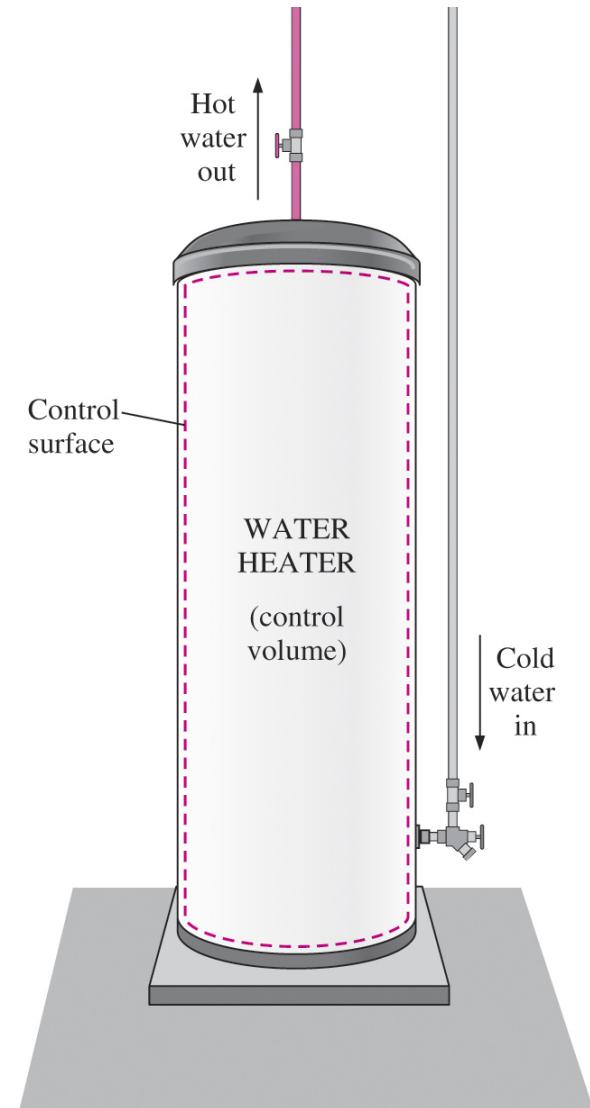
Systemen en controlevolumes

- **Systeem:** Een hoeveelheid materie of een gebied in de ruimte gekozen voor studie.
- **Omgeving:** De massa of gebied buiten het systeem
- **Grens:** Het werkelijke of denkbeeldige oppervlak dat het systeem scheidt van de omgeving.
 - De grens van een systeem kan *vast* of *verplaatsbaar* zijn.
- Systemen kunnen als *gesloten* of *open* worden beschouwd.
- **Gesloten systeem:** Een vaste hoeveelheid massa en er is geen massa die de grens kan oversteken.

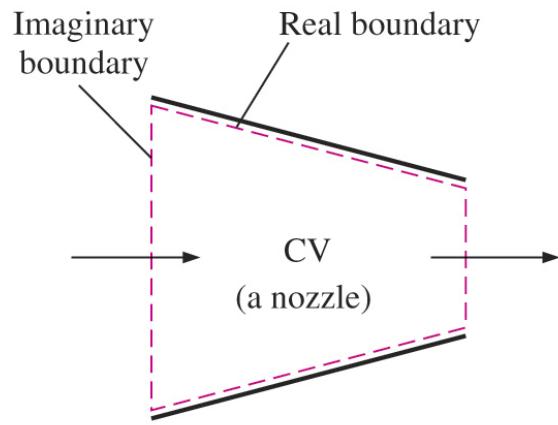


Systemen en controlevolumes

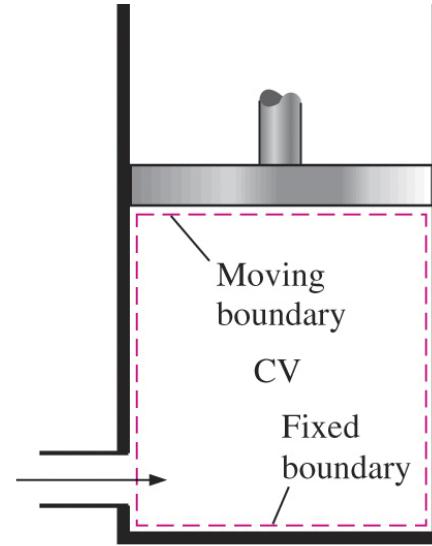
- **Open systeem (controlevolume):** Een geselecteerd gebied in de ruimte.
 - Zowel massa als energie kunnen de grens overschrijden.
 - Meestal omsluit het een apparaat dat te maken heeft met massastroming, zoals een compressor, turbine of straalpijp.
- **Controleoppervlak:** De grenzen van een controlevolume.
 - Het kan echt of denkbeeldig zijn.



Systemen en controlevolumes



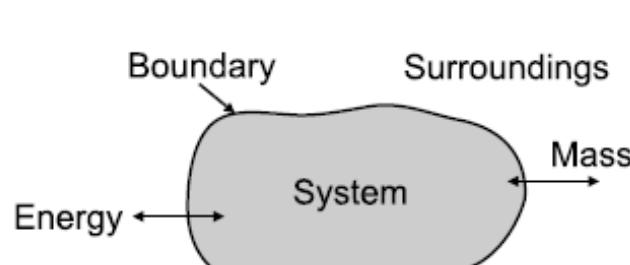
(a) A control volume with real and imaginary boundaries



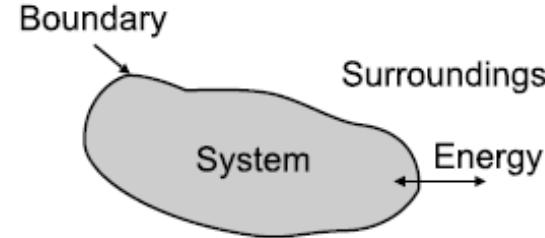
(b) A control volume with fixed and moving boundaries

Systemen en controlevolume

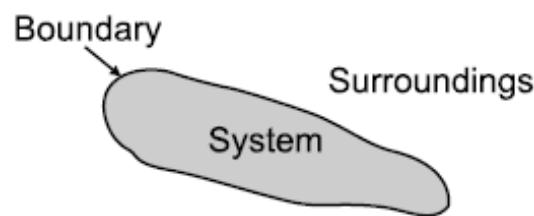
- **Geïsoleerd systeem** – geen interacties met de omgeving



(a) Mass interaction $\neq 0$
Energy interaction $\neq 0$



(b) Mass interaction = 0
Energy interaction $\neq 0$

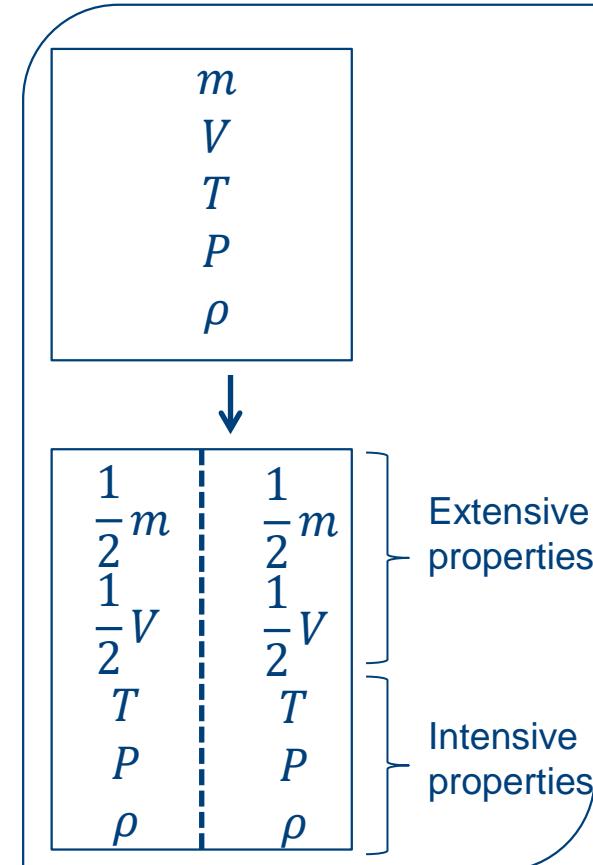


(c) Mass interaction = 0
Energy interaction = 0

(a) Open system (b) Closed system (c) Isolated system

Eigenschappen van een systeem

- **Eigenschap:** Elk kenmerk van een systeem.
- Enkele bekende eigenschappen zijn druk P , temperatuur T , volume V en massa m .
- Eigenschappen worden beschouwd als *intensief* of *extensief*.
- **Intensieve eigenschappen:** Deze zijn onafhankelijk van de massa van een systeem, zoals temperatuur, druk en dichtheid.
- **Extensieve eigenschappen:** Degenen waarvan de waarden afhangen van de grootte of omvang van het systeem.
- **Specifieke eigenschappen:** Extensieve eigenschappen per massa-eenheid.



Continuüm

- Materie bestaat uit atomen die in de gasfase ver uit elkaar liggen. Toch is het erg handig om de atomaire aard van een stof te negeren en het te zien als een continue, homogene materie zonder gaten, oftewel een **continuüm**.
- De continuüm idealisatie stelt ons in staat om eigenschappen te behandelen als puntfuncties en om aan te nemen dat de eigenschappen continu variëren in de ruimte zonder sprongonderbrekingen.
 - Is geldig zolang de grootte van het systeem waar we mee te maken hebben groot is ten opzichte van de ruimte tussen de moleculen. Dit is het geval in praktisch alle problemen.
- In deze cursus beperken we ons tot stoffen die gemodelleerd kunnen worden als een continuüm.

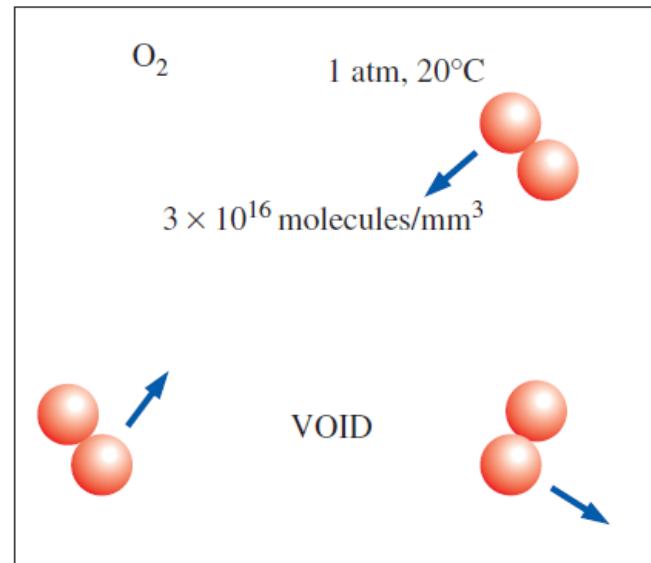


FIGURE 1-24

Despite the relatively large gaps between molecules, a gas can usually be treated as a continuum because of the very large number of molecules even in an extremely small volume.

DICHTHEID EN SPECIFIKE ZWAARTEKRACHT

Dichtheid

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{kg/m}^3)$$

Specifiek volume

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho}$$

$$V = 12 \text{ m}^3$$

$$m = 3 \text{ kg}$$



$$\rho = 0.25 \text{ kg/m}^3$$

$$v = \frac{1}{\rho} = 4 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Specifieke zwaartekracht: De verhouding van de dichtheid van een stof tot de dichtheid van een standaardstof bij een bepaalde temperatuur (meestal water bij 4°C).

$$SG = \frac{\rho}{\rho_{H_2O}}$$

TABLE 1–3

Specific gravities of some substances at 0°C

Substance	SG
Water	1.0
Blood	1.05
Seawater	1.025
Gasoline	0.7
Ethyl alcohol	0.79
Mercury	13.6
Wood	0.3–0.9
Gold	19.2
Bones	1.7–2.0
Ice	0.92
Air (at 1 atm)	0.0013

TOESTAND EN EVENWICHT

- Thermodynamica gaat over evenwichtstoestanden.
- **Evenwicht:** Een toestand van balans.
- In een evenwichtstoestand zijn er geen onevenwichtige potentialen (of drijvende krachten) binnen het systeem.
- **Thermisch evenwicht:** Als de temperatuur in het hele systeem gelijk is.
- **Mechanisch evenwicht:** Als de druk op geen enkel punt in het systeem in de loop van de tijd verandert.
- **Fase evenwicht:** Als een systeem uit twee fasen bestaat en als de massa van elke fase een evenwichtsniveau bereikt en daar blijft.
- **Chemische evenwicht:** Als de chemische samenstelling van een systeem niet verandert met de tijd, dat wil zeggen dat er geen chemische reacties plaatsvinden.

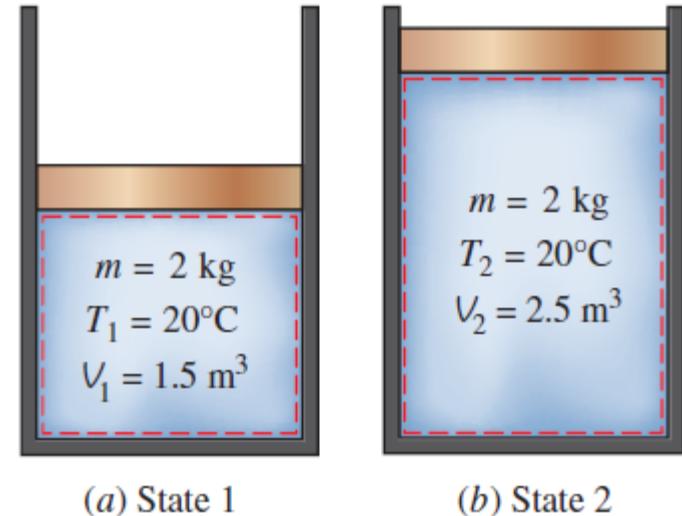


FIGURE 1–26

A system at two different states.

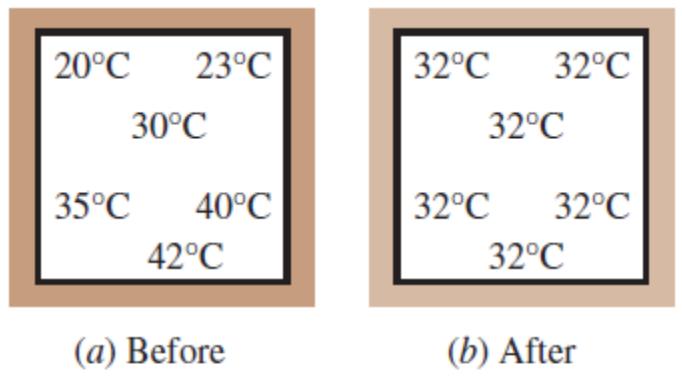


FIGURE 1–27

A closed system reaching thermal equilibrium.

Het staatspostulaat

- Het aantal eigenschappen dat nodig is om de toestand van een systeem vast te leggen wordt gegeven door het **staatspostulaat**:
 - *De toestand van een eenvoudig samendrukbaar systeem wordt volledig gespecificeerd door twee onafhankelijke, intensive eigenschappen.*
- **Eenvoudig samendrukbaar system:** Als een systeem geen elektrische, magnetische, gravitatie-, bewegings- en oppervlaktespanningseffecten heeft.²⁰



FIGURE 1–28

The state of nitrogen is fixed by two independent, intensive properties.

PROCESSEN EN CYCLI

Proces:

Elke verandering die een systeem ondergaat van de ene evenwichtstoestand naar de andere.

Pad: De reeks toestanden die een systeem tijdens een proces doorloopt.

Om een proces volledig te beschrijven, moet men de **begin-** en **eindtoestand** specificeren, evenals het **pad** dat het volgt, en de interacties met de omgeving.

Quasistatisch of quasi-evenwichtproces: Als een proces zo verloopt dat het systeem altijd oneindig dicht bij een evenwichtstoestand blijft.

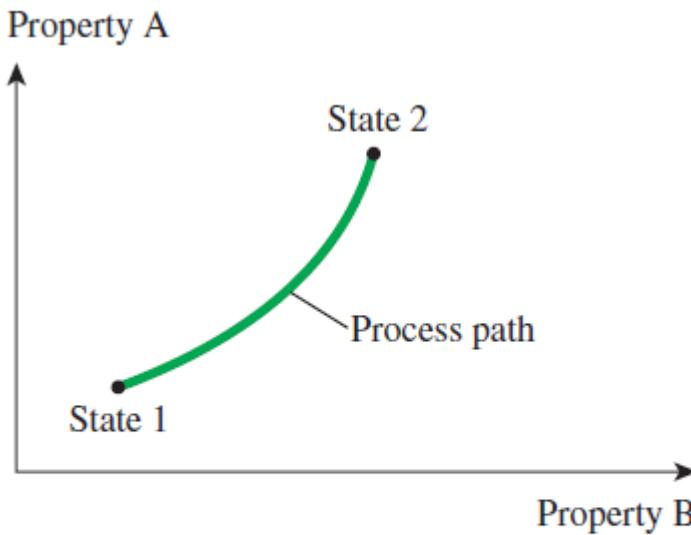


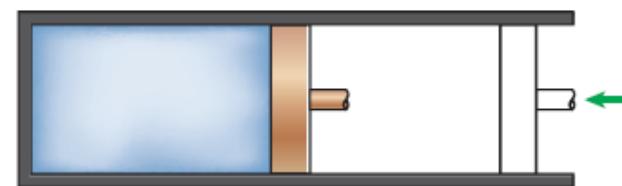
FIGURE 1–29

A process between states 1 and 2 and the process path.

21



(a) Slow compression
(quasi-equilibrium)



(b) Very fast compression
(nonquasi-equilibrium)

FIGURE 1–30

Quasi-equilibrium and nonquasi-equilibrium compression processes.

- Procesdiagrammen uitgezet met thermodynamische eigenschappen als coördinaten zijn erg nuttig om de processen te visualiseren.
- Enkele veel voorkomende eigenschappen die als coördinaten worden gebruikt zijn temperatuur T , druk P en volume V (of specifiek volume v).
- Het voorvoegsel *iso-* wordt vaak gebruikt om een proces aan te duiden waarbij een bepaalde eigenschap constant blijft..
- **Isotherm proces:** Een proces waarbij de temperatuur T constant blijft.
- **Isobarisch proces:** Een proces waarbij de druk P constant blijft.
- **Isochoor proces:** Een proces waarbij het specifieke volume v constant blijft.
- **Cyclus:** Een proces waarbij de begin- en eindtoestand identiek zijn.

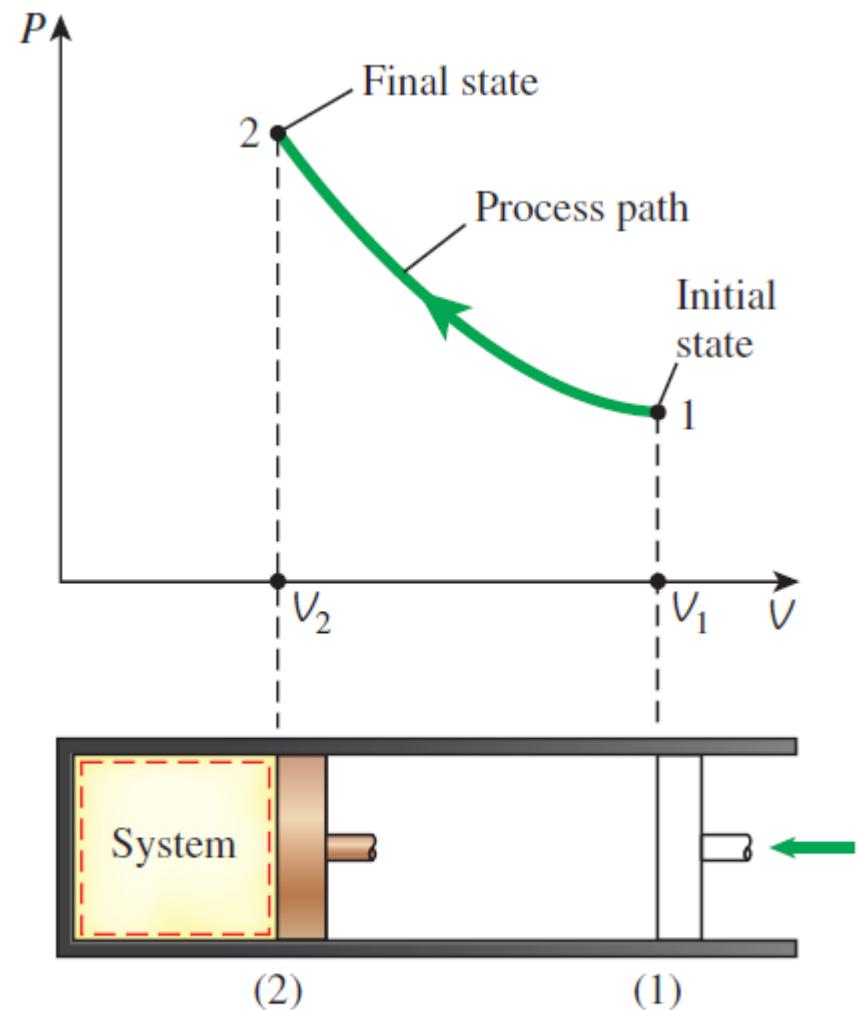


FIGURE 1–31
The P - V diagram of a compression process.

Het stationaire proces

- De term *stationair* impliceert geen verandering in de tijd. Het tegenovergestelde van *stationair* is *onvast* of *voorbijgaand*.
- Een groot aantal technische apparaten werkt gedurende lange perioden onder dezelfde omstandigheden en ze worden geklassificeerd als *apparaten met stationaire toestand*.
- **Stationair stromingsproces:** Een proces waarbij een vloeistof gestaag door een controlevolume stroomt.
- Gestage stromingscondities kunnen dicht benaderd worden door apparaten die bedoeld zijn voor continue werking, zoals turbines, pompen, boilers, condensors en warmtewisselaars of energiecentrales of koelsystemen.

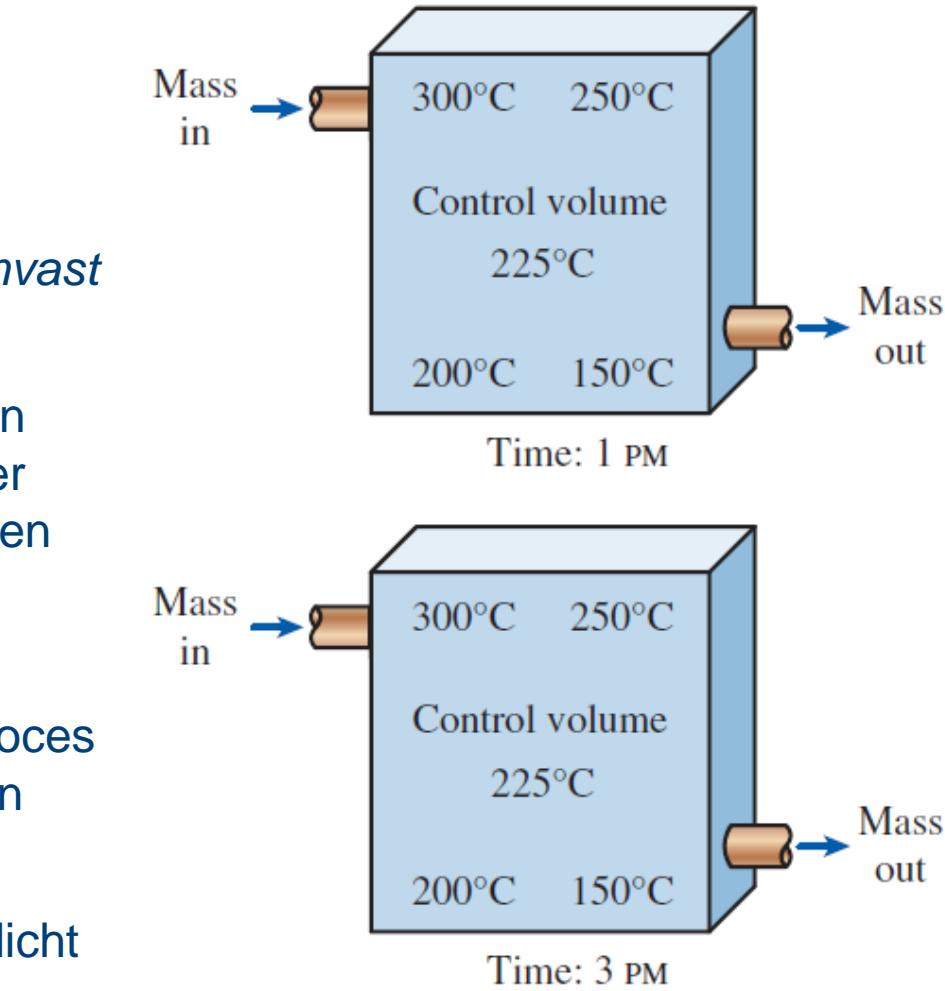


FIGURE 1–32

During a steady-flow process, fluid properties within the control volume may change with position but not with time.

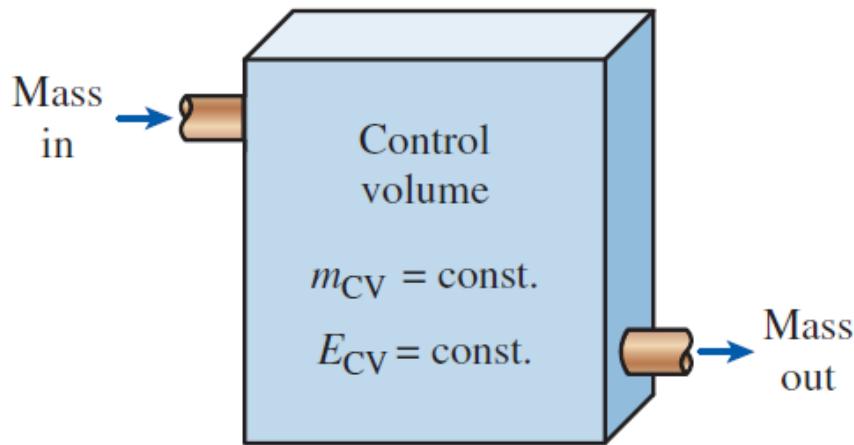
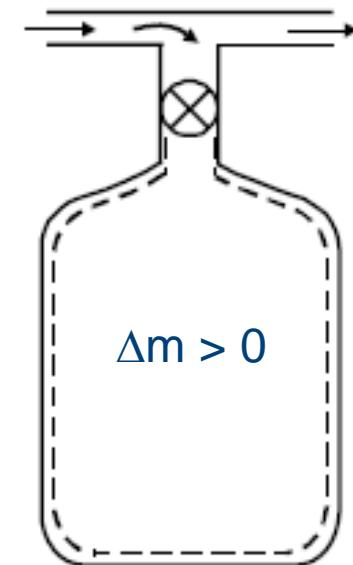


FIGURE 1–33

Under steady-flow conditions, the mass and energy contents of a control volume remain constant.



Vullen van een fles – onstabiele stroom

TEMPERATUUR EN DE 0e WET VAN THERMODYNAMICA

- **De 0e wet van thermodynamica:** Als twee lichamen in thermisch evenwicht zijn met een derde lichaam, zijn ze ook in thermisch evenwicht met elkaar.
- Door het derde lichaam te vervangen door een thermometer, kan de nulwet worden geherformuleerd als:
twee lichamen zijn in thermisch evenwicht als beide dezelfde temperatuur hebben, zelfs als ze niet in contact zijn.

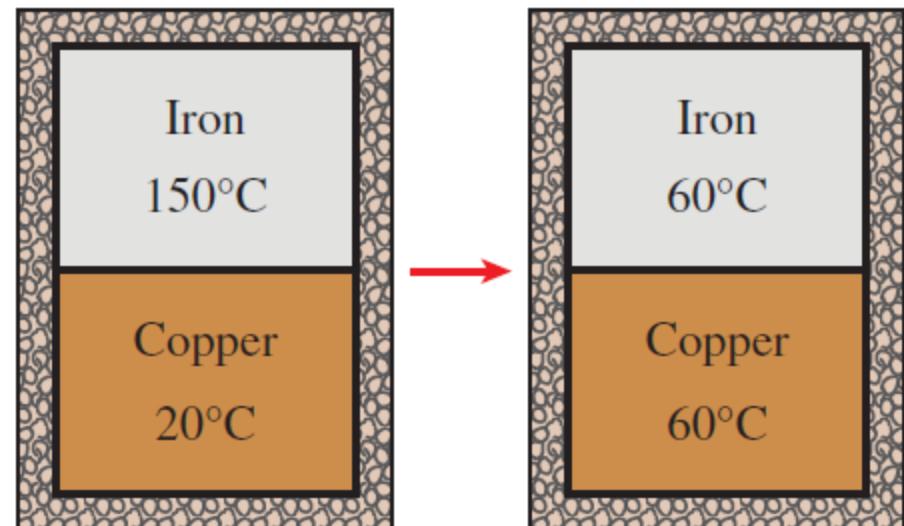
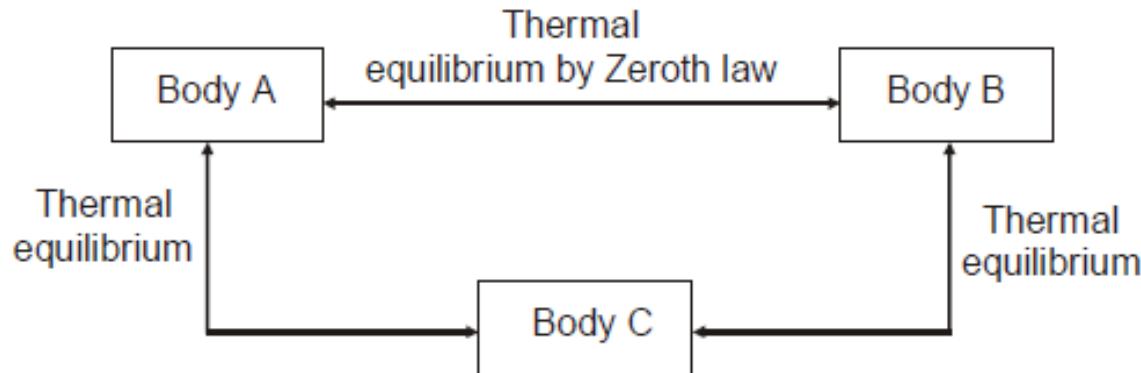
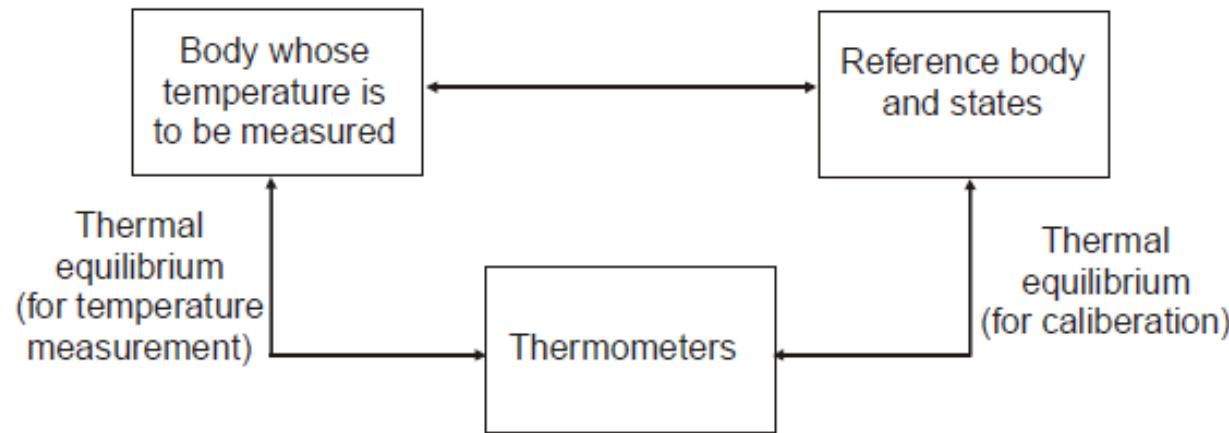


FIGURE 1–34

Two bodies reaching thermal equilibrium after being brought into contact in an isolated enclosure.



Zeroth law of thermodynamics

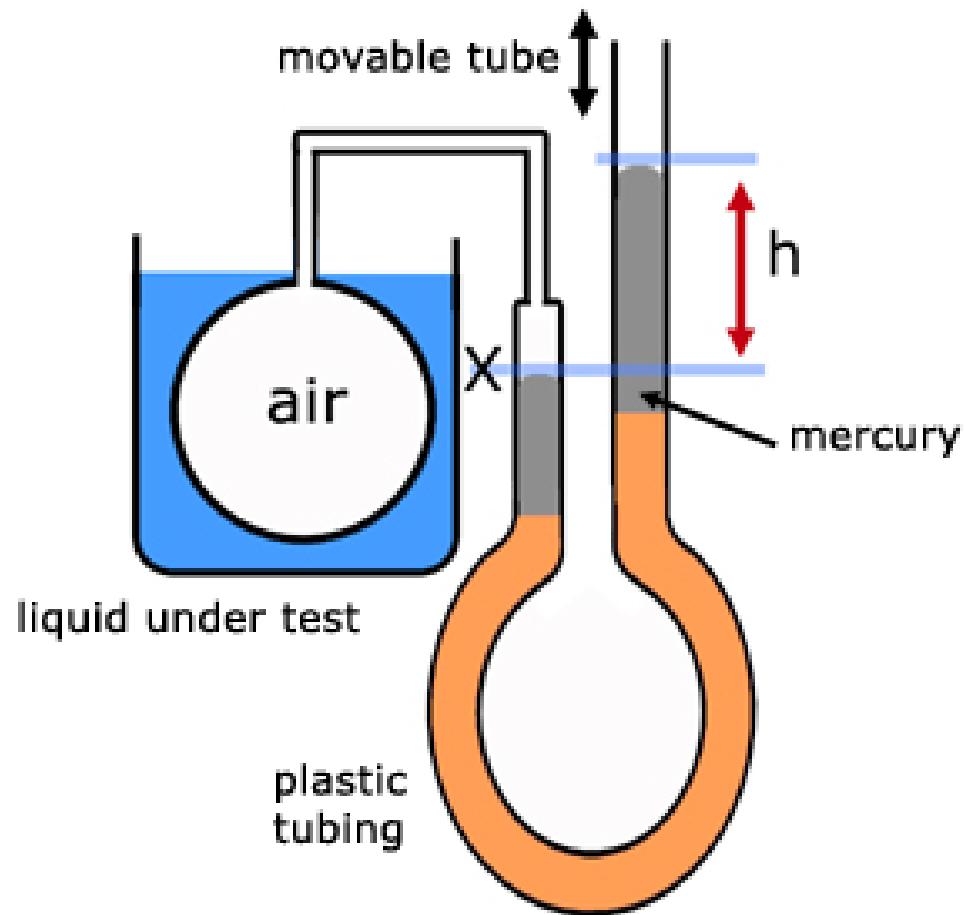


Application of Zeroth law for temperature measurement

Temperatuurschalen

- Alle temperatuurschalen zijn gebaseerd op enkele gemakkelijk reproduceerbare toestanden, zoals het vries- en kookpunt van water: het *ijs punt* en het *stoompunt*.
- **Ijs punt:** A mixture of ice and water that is in equilibrium with air saturated with vapor at 1 atm pressure (0°C or 32°F).
- **Stoompunt:** A mixture of liquid water and water vapor (with no air) in equilibrium at 1 atm pressure (100°C or 212°F).
- **Celsius schaal:** SI systeem temperatuur
- **Fahrenheit schaal:** Engels systeem temperatuur
- **Kelvin scale (SI)**
- **Rankine scale (E)**
- Een temperatuurschaal die bijna identiek is aan de Kelvin-schaal is de **ideaal gas temperatuurschaal**. De temperaturen op deze schaal worden gemeten met een constant volume gasthermometer.

Constant-volume gas thermometer



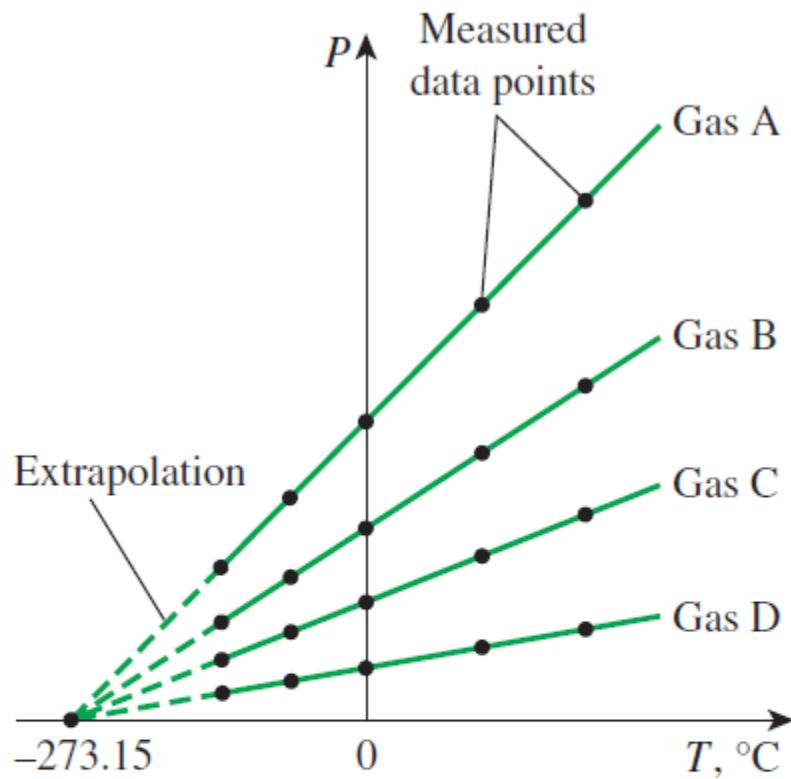


FIGURE 1–35

P versus T plots of the experimental data obtained from a constant-volume gas thermometer using four different gases at different (but low) pressures.

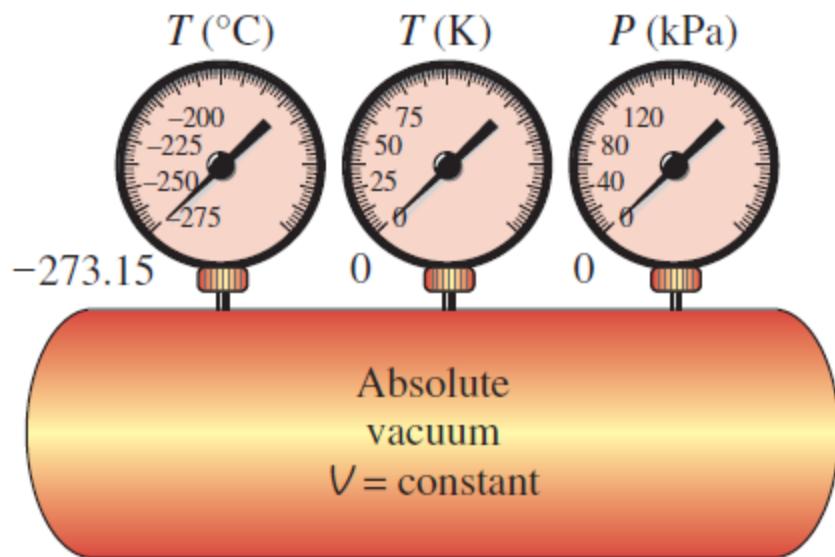


FIGURE 1–36

A constant-volume gas thermometer would read -273.15°C at absolute zero pressure.

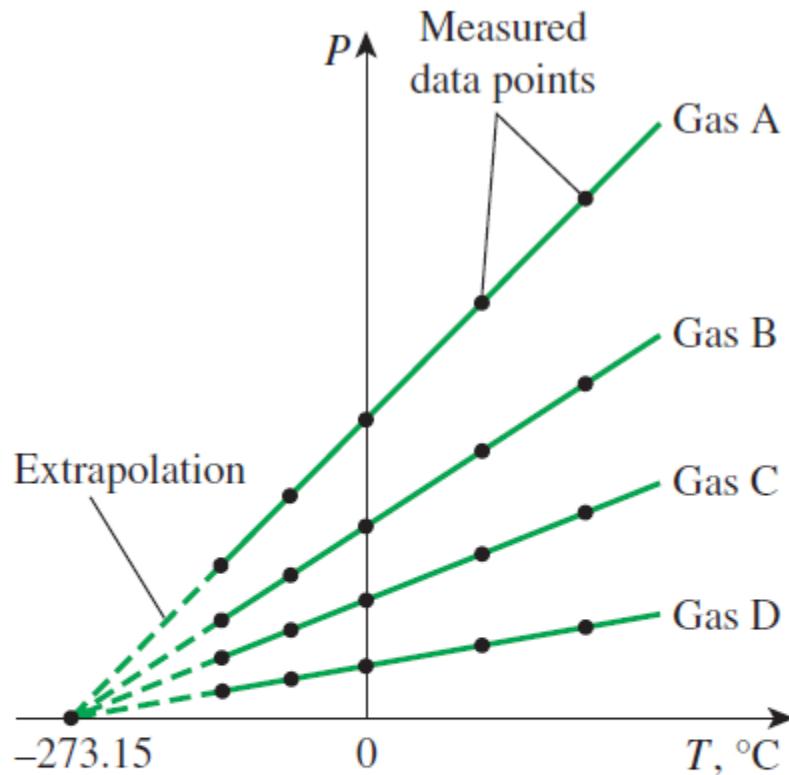


FIGURE 1–35

P versus T plots of the experimental data obtained from a constant-volume gas thermometer using four different (but low) pressures.

Dit gedrag wordt beschreven door twee wetten die de voorlopers zijn van de ideale gasvergelijking

- Gay-Lussac's law (de gasdruk neemt toe met toenemende temperatuur)

$$P \propto T \text{ or } P = kT$$

- De wet van Charles (het gasvolume neemt toe met toenemende temperatuur)
- Het volume wordt gefixeerd door de verstelbare buis fysiek te verplaatsen zodat het gas op het referentiepunt blijft; de drukvariatie met de temperatuur genereert de lijnen in de grafiek links.

$$V \propto T \text{ or } V = kT$$

$$T(K) = T(^{\circ}C) + 273.15$$

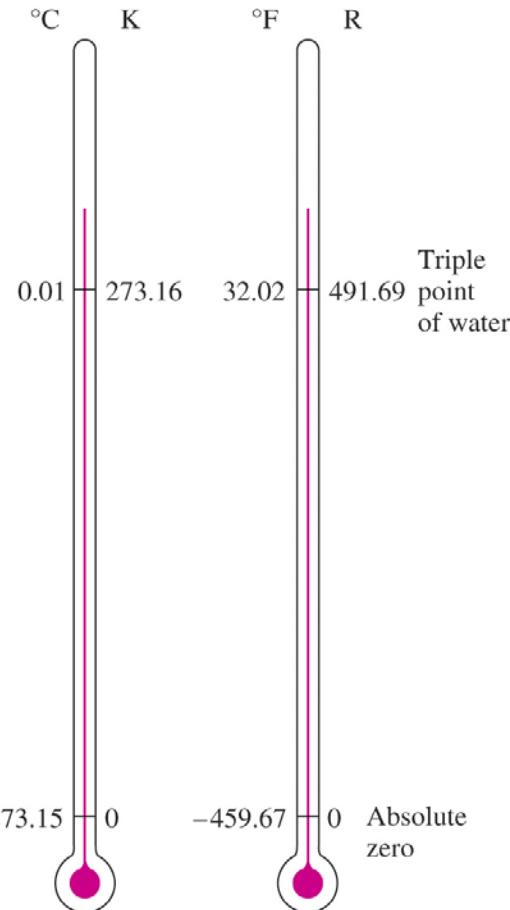
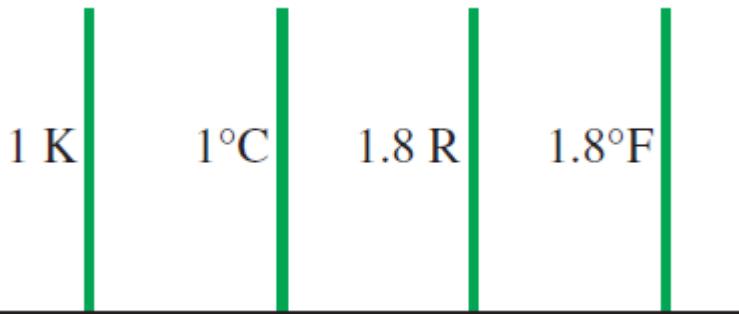
$$T(R) = T(^{\circ}F) + 459.67$$

$$T(R) = 1.8T(K)$$

$$T(^{\circ}F) = 1.8T(^{\circ}C) + 32$$

$$\Delta T(K) = \Delta T(^{\circ}C)$$

$$\Delta T(R) = \Delta T(^{\circ}F)$$



- De referentietemperatuur in de oorspronkelijke Kelvin-schaal was de **ijs punt**, 273.15 K; dit is de temperatuur waarbij water bevriest (of ijs smelt).
- Het referentiepunt werd veranderd in een veel nauwkeuriger reproduceerbaar punt, de **triple point** van water (de toestand waarin alle drie de fasen van water in evenwicht naast elkaar bestaan), die de waarde 273,16 K krijgt.

DRUK

Druk: Een normaalkracht uitgeoefend door een lichaam/vloeistof per oppervlakte-eenheid

$$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$$

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 0.1 \text{ MPa} = 100 \text{ kPa}$$

$$1 \text{ atm} = 101,325 \text{ Pa} = 101.325 \text{ kPa} = 1.01325 \text{ bars}$$

$$1 \text{ kgf/cm}^2 = 9.807 \text{ N/cm}^2 = 9.807 \times 10^4 \text{ N/m}^2 = 9.807 \times 10^4 \text{ Pa}$$

$$= 0.9807 \text{ bar}$$

$$= 0.9679 \text{ atm}$$



Drukometers

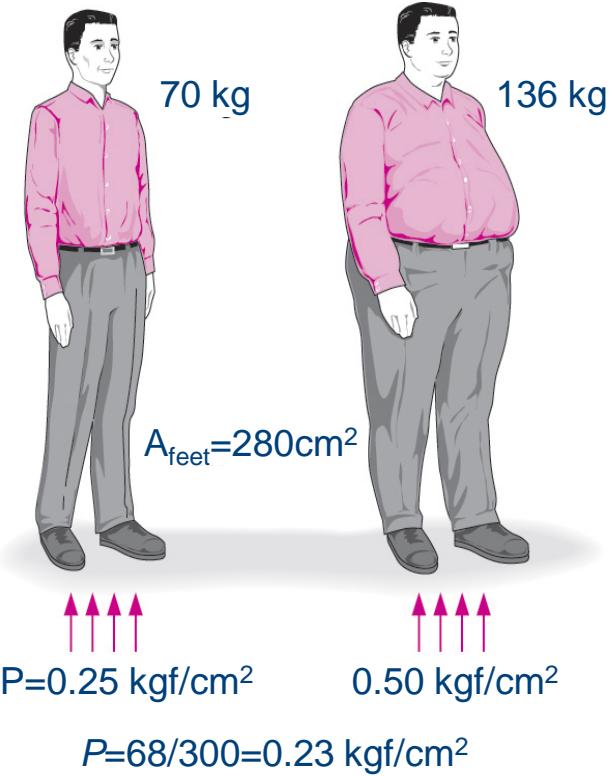


FIGURE 1–39

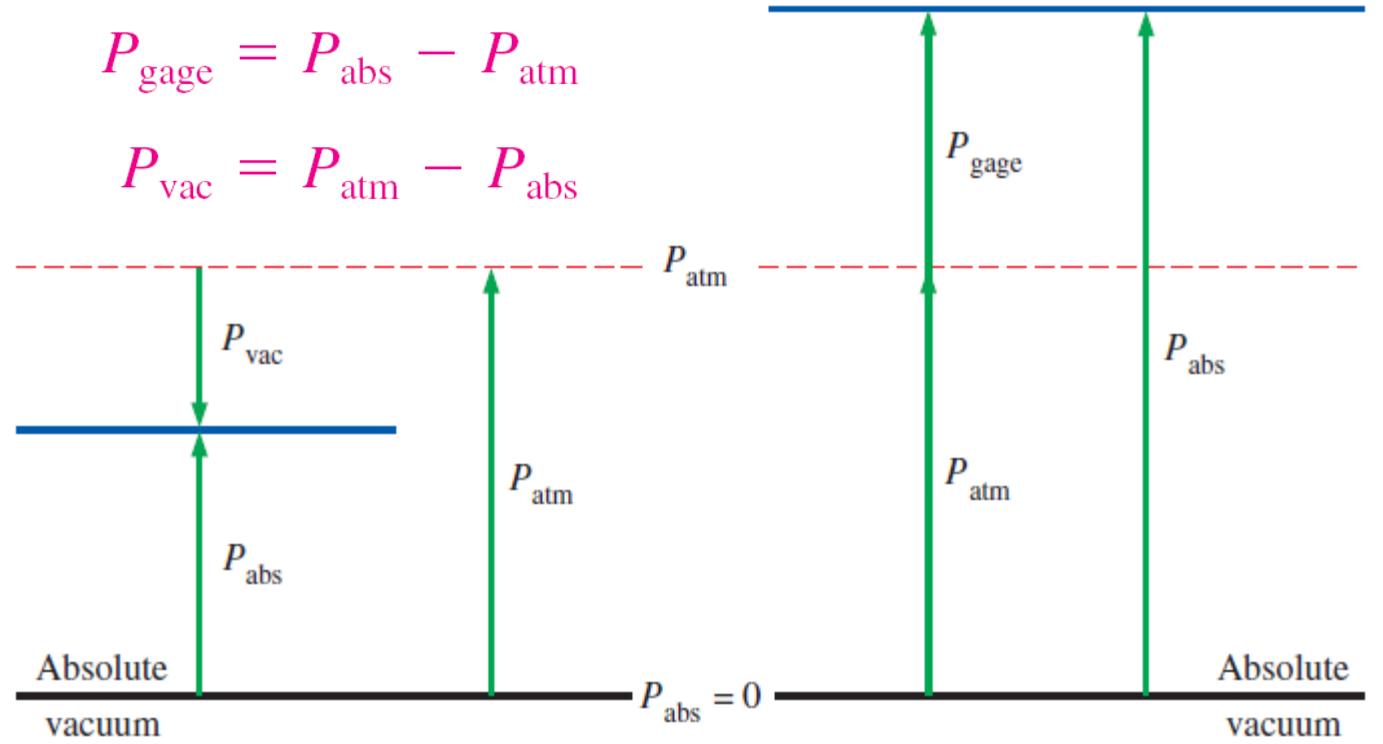
The normal stress (or “pressure”) on the feet of a chubby person is much greater than on the feet of a slim person.

- **Absolute druk:** De werkelijke druk op een bepaalde positie. Deze wordt gemeten ten opzichte van absoluut vacuüm (d.w.z. absolute nuldruk).
- **Meetdruk:** Het verschil tussen de absolute druk en de lokale atmosferische druk.
 - De meeste drukmeters zijn gekalibreerd om nul aan te geven in de atmosfeer, en dus geven ze de standaarddruk aan.
- **Vacuümdrukken :** Druk onder de atmosferische druk.

P staat voor
absolute druk,
tenzij anders
aangegeven.

$$P_{\text{gage}} = P_{\text{abs}} - P_{\text{atm}}$$

$$P_{\text{vac}} = P_{\text{atm}} - P_{\text{abs}}$$



Drukvariatie met diepte

$$\Delta P = P_2 - P_1 = \rho g \Delta z = \gamma_s \Delta z$$

$$P = P_{\text{atm}} + \rho gh \quad \text{or} \quad P_{\text{gage}} = \rho gh$$

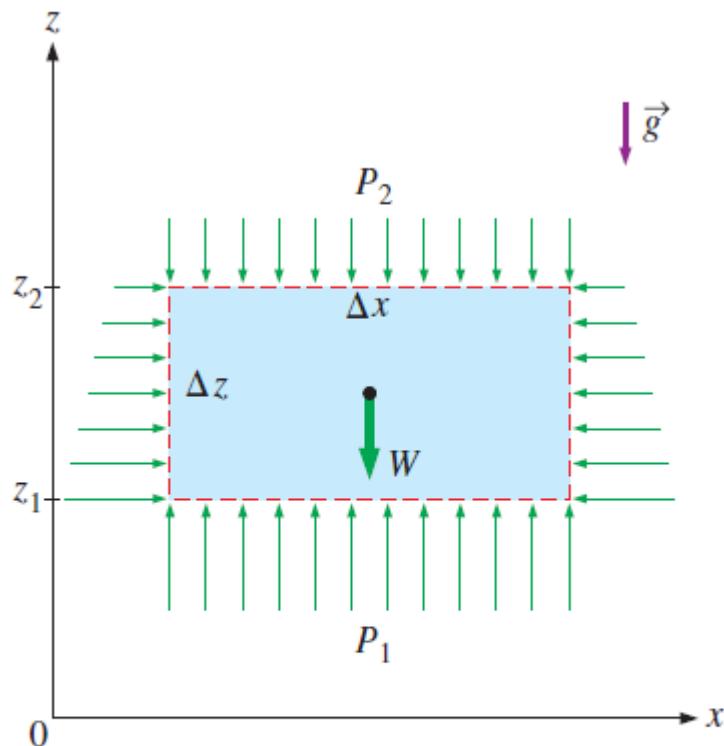


FIGURE 1–43

Free-body diagram of a rectangular fluid element in equilibrium.

Met bekende hoogte

$$\Delta P = P_2 - P_1 = - \int_1^2 \rho g dz$$

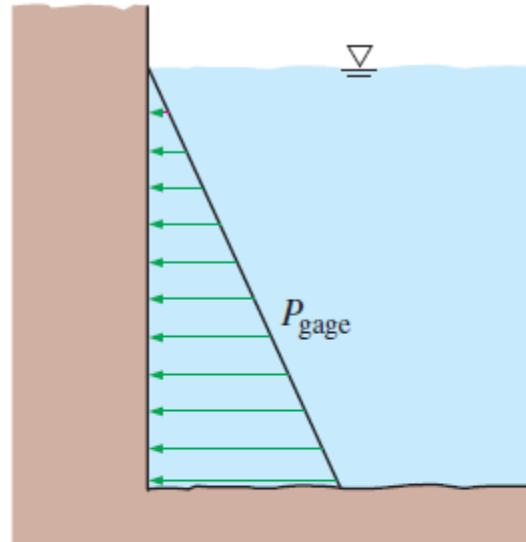


FIGURE 1–42

The pressure of a fluid at rest increases with depth (as a result of added weight).

$$P_{\text{below}} = P_{\text{above}} + \rho g |\Delta z| = P_{\text{above}} + \gamma_s |\Delta z|$$

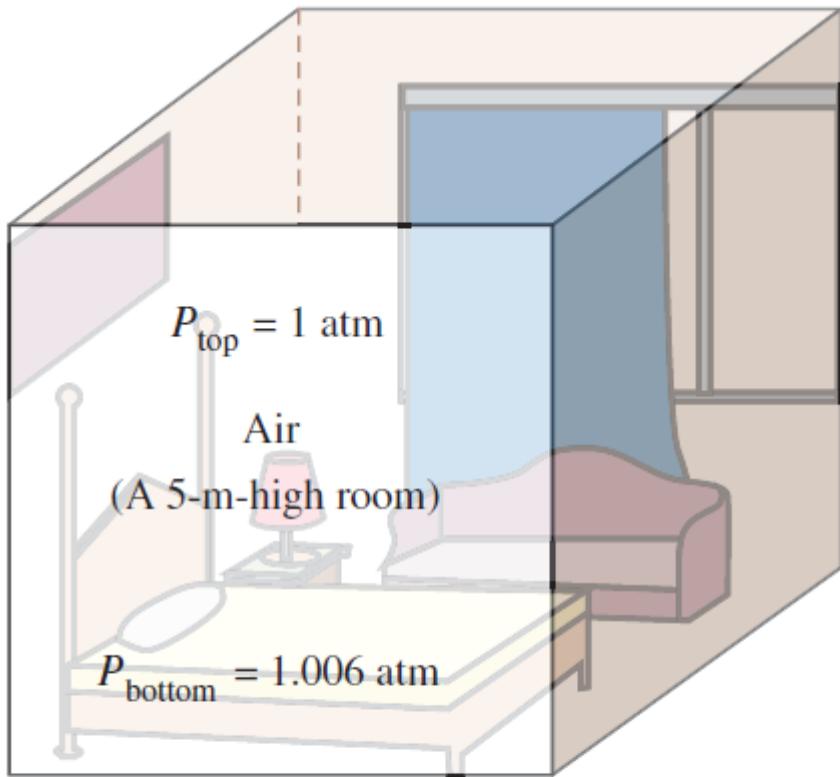


FIGURE 1–44

In a room filled with a gas, the variation of pressure with height is negligible.

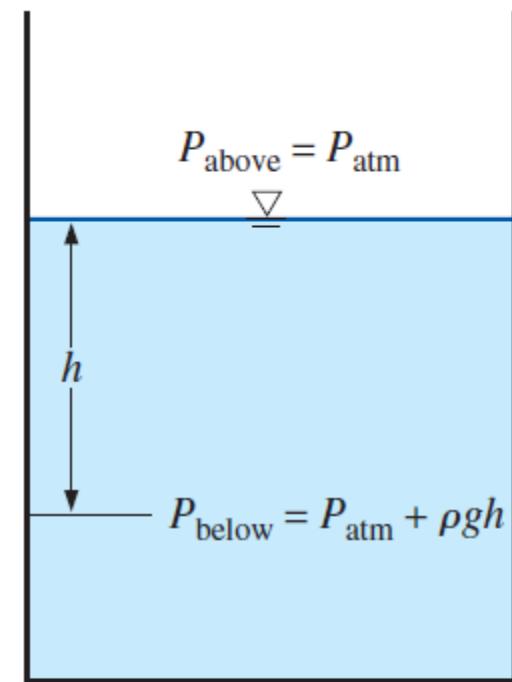


FIGURE 1–45

Pressure in a liquid at rest increases linearly with distance from the free surface.

- De druk in een vloeistof in rust is onafhankelijk van de vorm of doorsnede van de houder.
- Het verandert met de verticale afstand, maar blijft constant in andere richtingen.

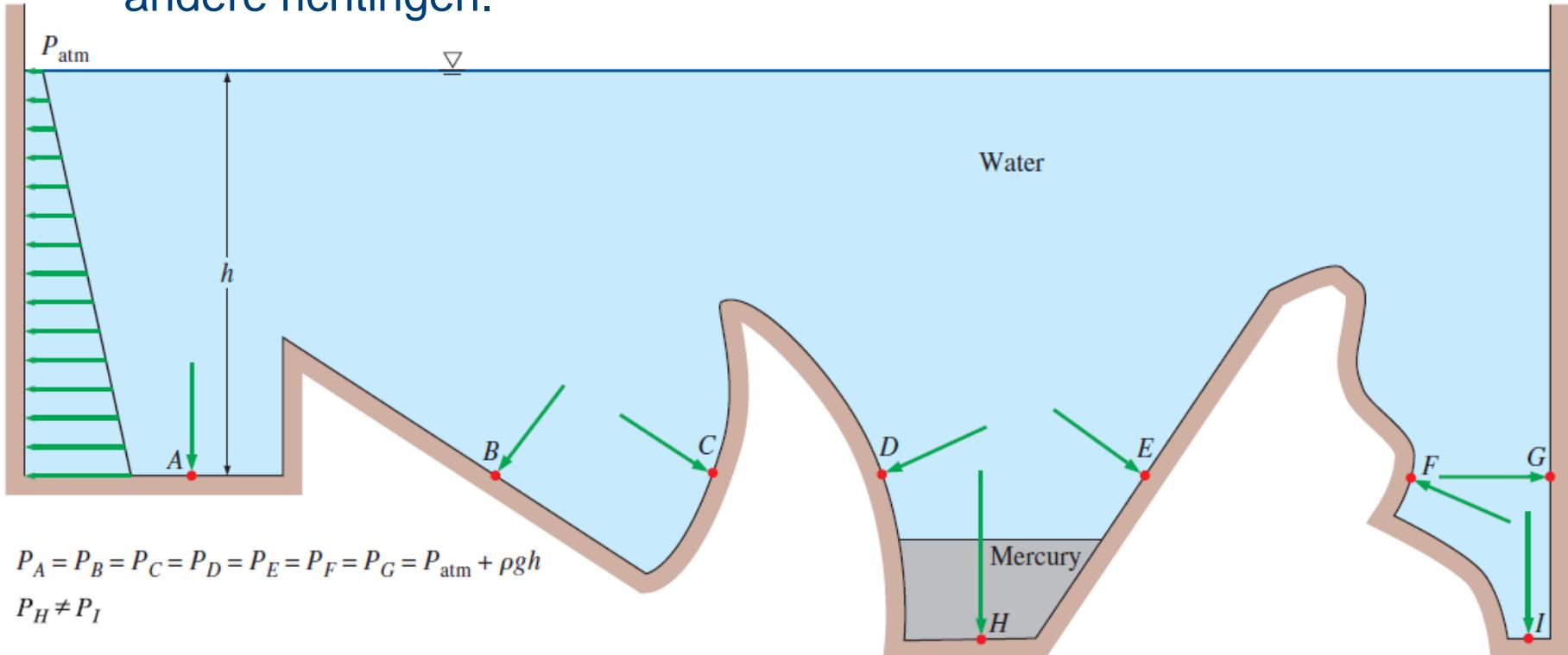


FIGURE 1–46

Under hydrostatic conditions, the pressure is the same at all points on a horizontal plane in a given fluid regardless of geometry, provided that the points are interconnected by the same fluid.

De wet van Pascal: De druk die wordt uitgeoefend op een ingesloten vloeistof verhoogt de druk overal met dezelfde hoeveelheid.

$$P_1 = P_2 \rightarrow \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \rightarrow \frac{F_2}{F_1} = \frac{A_2}{A_1}$$

De oppervlakteverhouding A_2/A_1 wordt het ideale mechanische voordeel van de hydraulische lift genoemd.

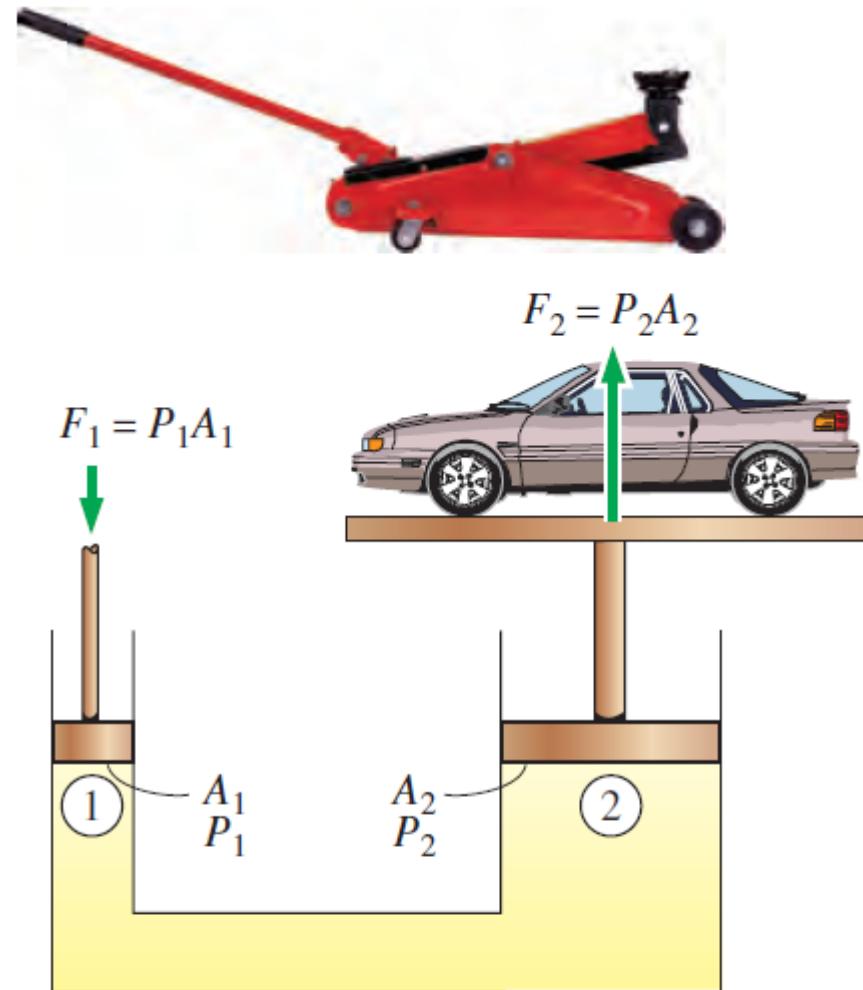


FIGURE 1–47

Lifting of a large weight by a small force by the application of Pascal's law. A common example is a hydraulic jack.

APPARATEN VOOR DRUKMETING

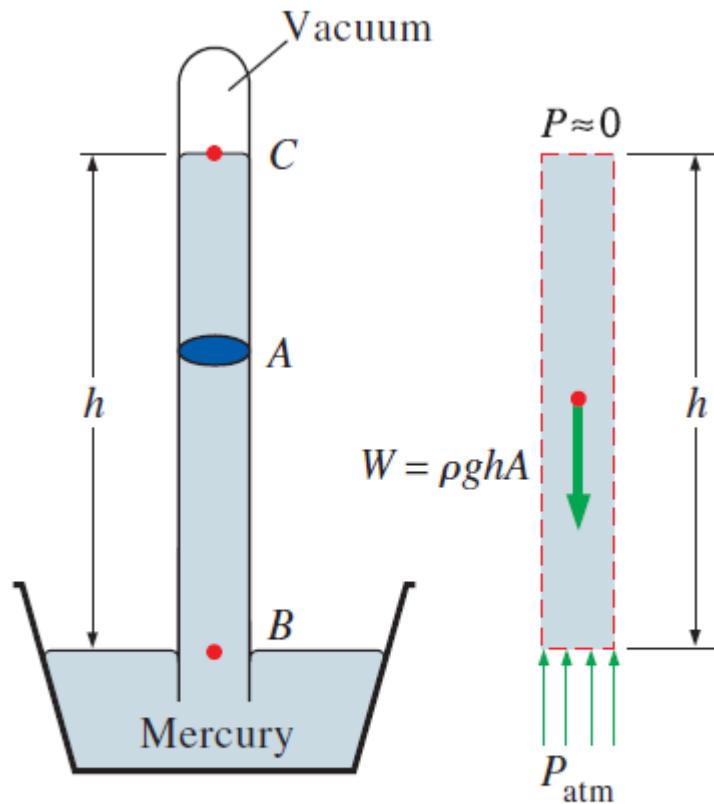


FIGURE 1–48

The basic barometer.

$$P_{\text{atm}} = \rho gh$$

De Barometer

- Atmosferische druk wordt gemeten door een apparaat dat een barometer wordt genoemd; daarom wordt de atmosferische druk vaak barometerdruk genoemd.
- Een veelgebruikte drukeenheid is de **standaardatmosfeer**, die wordt gedefinieerd als de druk die wordt geproduceerd door een kwikkolom van 760 mm hoog bij 0°C ($\rho_{\text{Hg}} = 13,595 \text{ kg/m}^3$) onder **standaardgravitatieversnelling** ($g = 9.807 \text{ m/s}^2$).

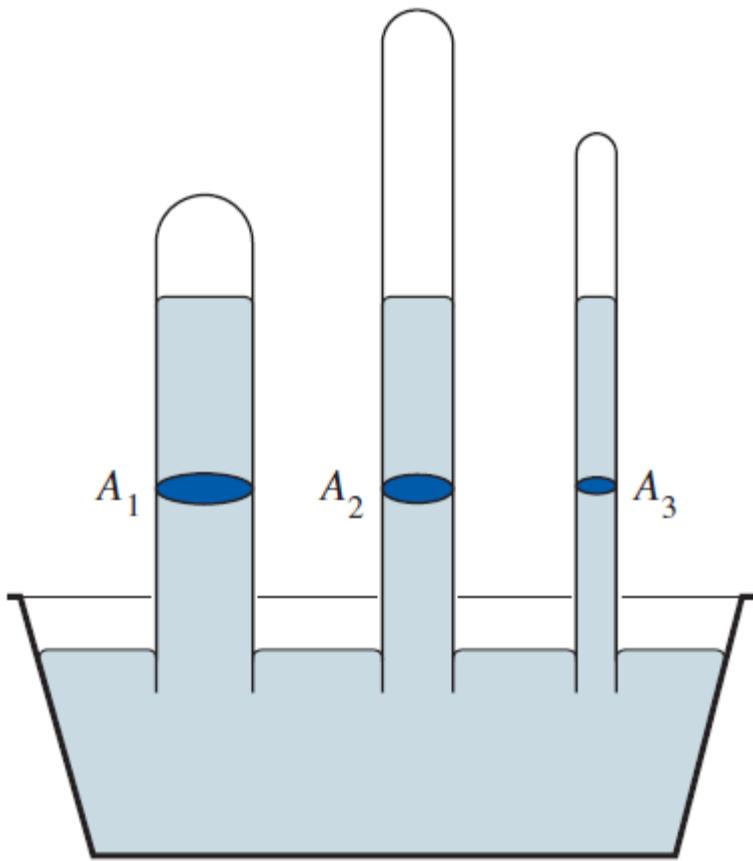


FIGURE 1–49

The length or the cross-sectional area of the tube has no effect on the height of the fluid column of a barometer, provided that the tube diameter is large enough to avoid surface tension (capillary) effects.

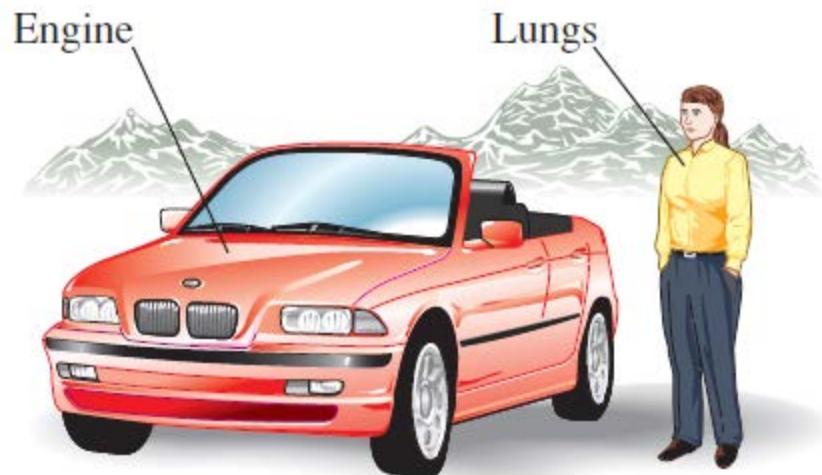


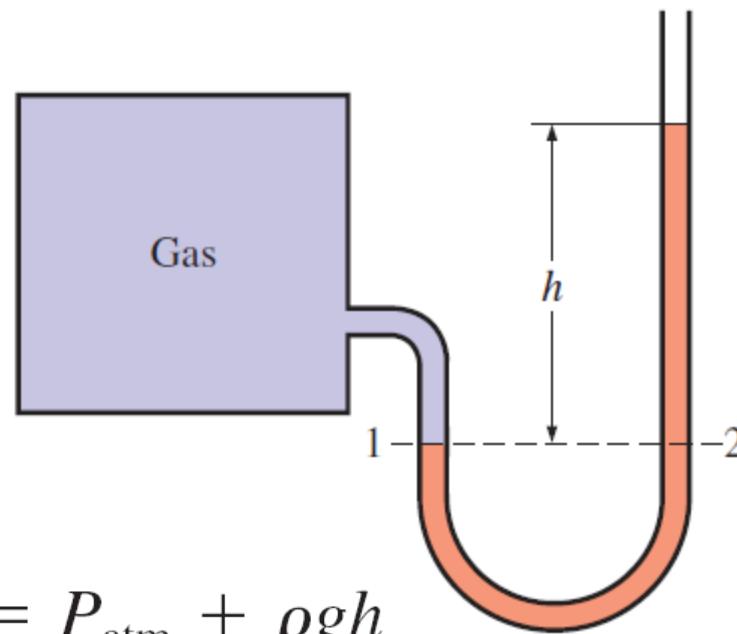
FIGURE 1–50

At high altitudes, a car engine generates less power and a person gets less oxygen because of the lower density of air.



De Manometer

Hij wordt vaak gebruikt om kleine en middelmatige drukverschillen te meten. Een manometer bevat een of meer vloeistoffen zoals kwik, water, alcohol of olie.



$$P_2 = P_{\text{atm}} + \rho gh$$

FIGURE 1–55

The basic manometer.

FIGURE 1–54

A simple U-tube manometer, with high pressure applied to the right side.

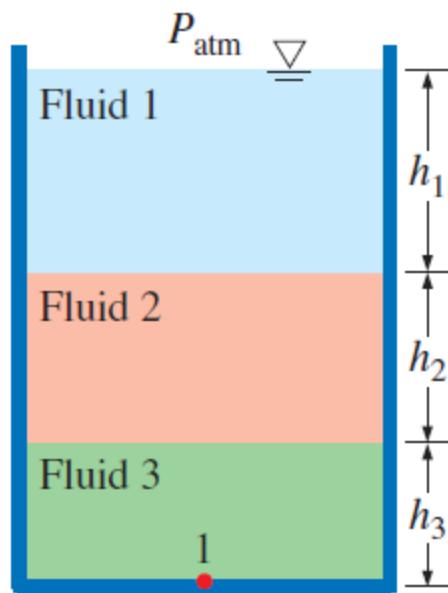


FIGURE 1–57

In stacked-up fluid layers at rest, the pressure change across each fluid layer of density ρ and height h is ρgh .

$$P_{\text{atm}} + \rho_1 gh_1 + \rho_2 gh_2 + \rho_3 gh_3 = P_1$$

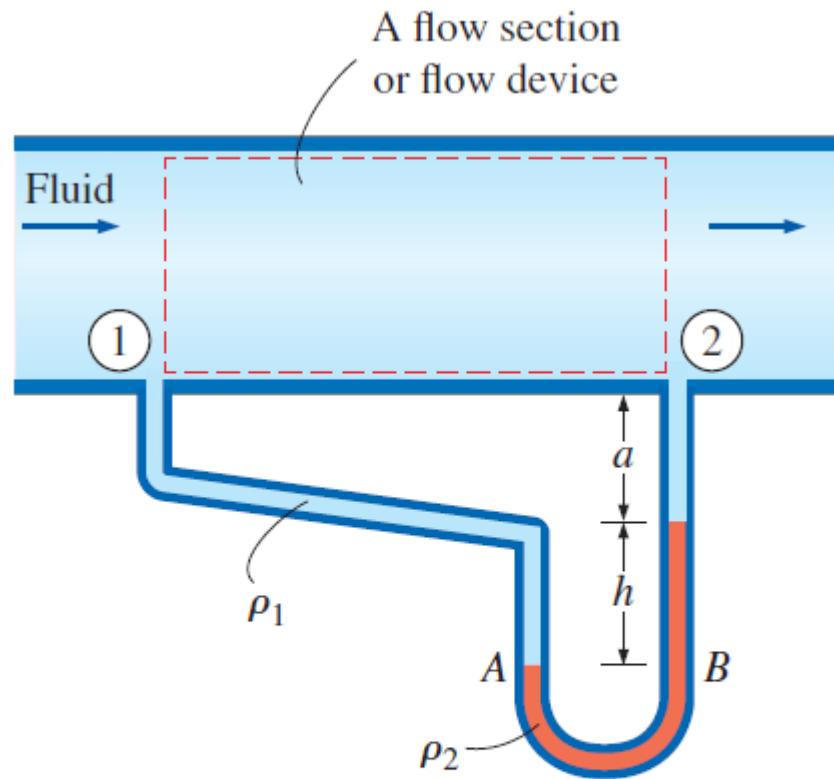


FIGURE 1–58

Measuring the pressure drop across a flow section or a flow device by a differential manometer.

$$P_1 + \rho_1 g(a + h) - \rho_2 gh - \rho_1 ga = P_2$$

$$P_1 - P_2 = (\rho_2 - \rho_1)gh$$

Other Pressure Measurement Devices

- **Bourdon tube:** Bestaat uit een holle metalen buis gebogen als een haak waarvan het uiteinde gesloten is en verbonden met een meetkloknaald.
- **Druk omvormers:** Verschillende technieken gebruiken om het drukeffect om te zetten naar een elektrisch effect zoals een verandering in spanning, weerstand of capaciteit.
- **Strain-gage omvormers:** WorkZe werken door een membraan te laten afbuigen tussen twee kamers die openstaan voor de drukingang. by having a diaphragm deflect between two chambers open to the pressure inputs.
- **Piëzo-elektrische omvormers:** Ze worden ook wel vastestofdrukopnemers genoemd en werken volgens het principe dat er een elektrische potentiaal wordt opgewekt in een kristallijne stof wanneer er mechanische druk op wordt uitgeoefend.

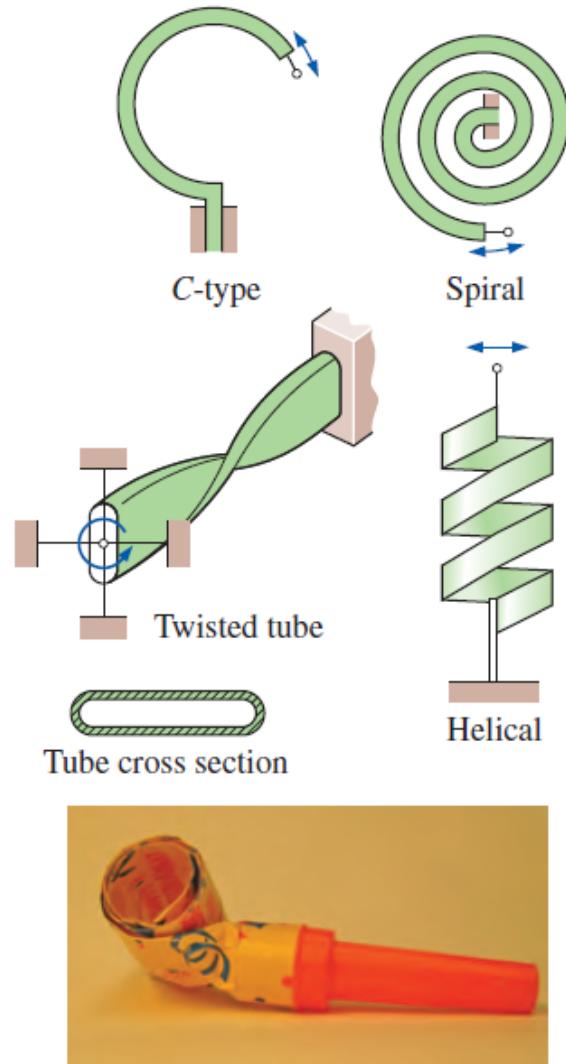


FIGURE 1–60

Various types of Bourdon tubes used to measure pressure. They work on the same principle as party noise-makers (bottom photo) due to the flat tube cross section.

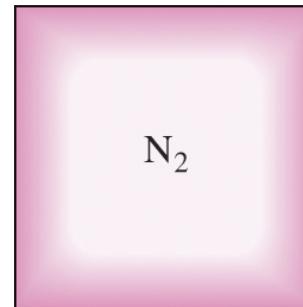


Eigenschappen van zuivere stoffen

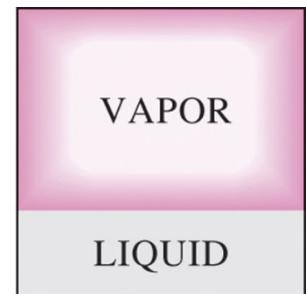
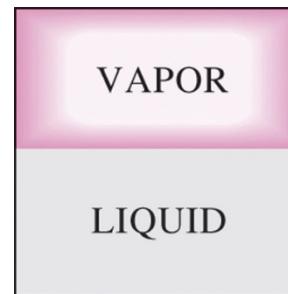


Zuivere stof

- **Zuivere stof:** is een stof die overal een vaste *chemische samenstelling* heeft.
- Een zuivere stof hoeft niet uit één chemisch element of verbinding te bestaan.
- Een mengsel van verschillende chemische elementen of verbindingen kan ook worden beschouwd als een zuivere stof zolang het mengsel *homogeen* is.
- Lucht is een mengsel van verschillende gassen, maar wordt beschouwd als een zuivere stof.



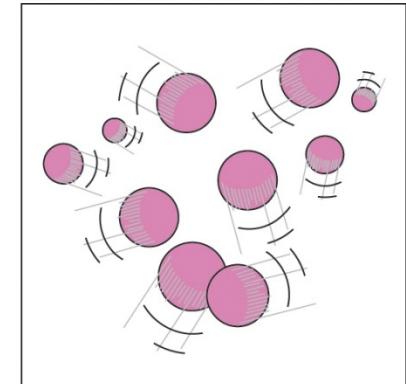
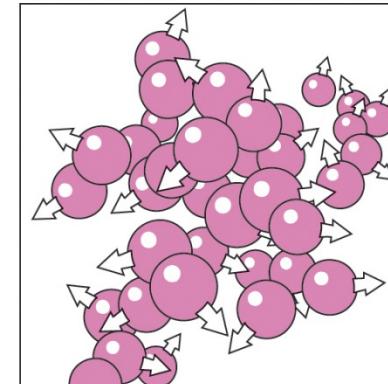
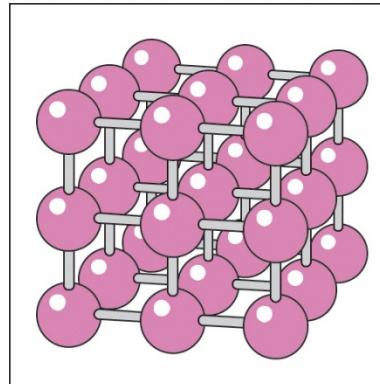
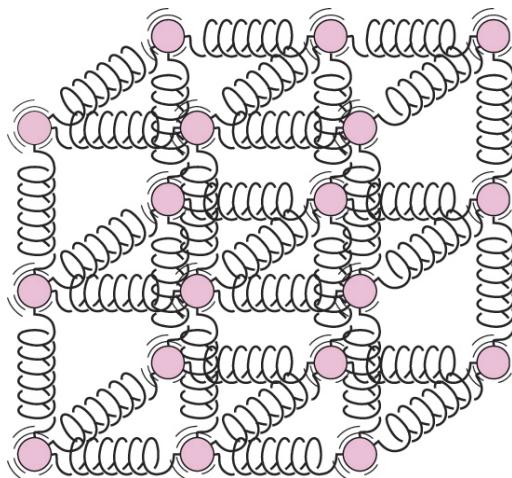
Stikstof en gasvormige lucht zijn zuivere stoffen.



Een mengsel van vloeibaar en gasvormig water is een zuivere stof; een mengsel van vloeibare en gasvormige lucht is niet... Waarom?

Fasen van zuivere stoffen

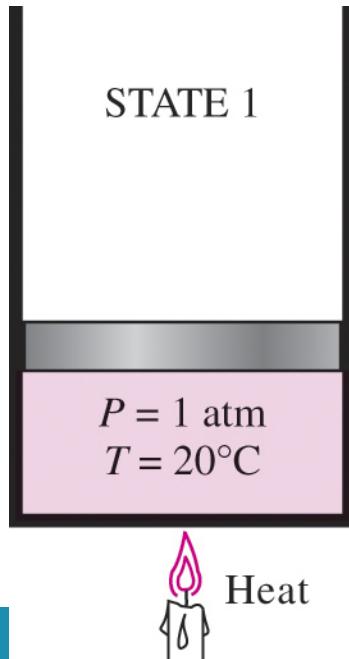
- Stoffen bestaan in verschillende fasen onder verschillende omstandigheden.
 - bv. Bij kamertemperatuur en -druk is koper vast en kwik vloeibaar.
- Er zijn 3 hoofdfasen: vast, vloeibaar en gas
- Elk met verschillende moleculaire structuren.



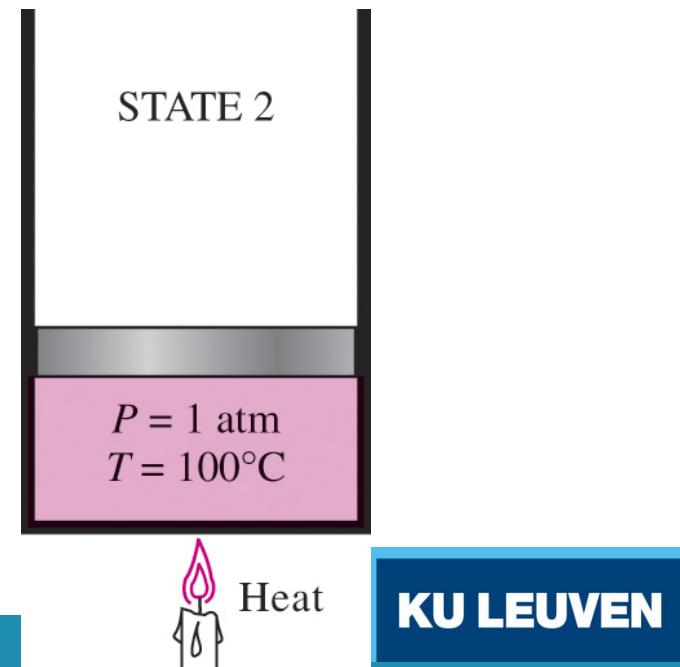
Faseovergangen van zuivere stoffen – Vorming van stoom

- **Samengedrukte vloeistof (onderkoelde vloeistof):**
Een stof die niet op het punt staat te verdampen.
- **Verzadigde vloeistof:** Een vloeistof die op het punt staat te verdampen.

Water @ 1 atm en 20°C,
samengedrukte vloeistof



Water @ 1 atm pressure en 100°C,
klaar om te verdampen (verzadigde
vloeistof).



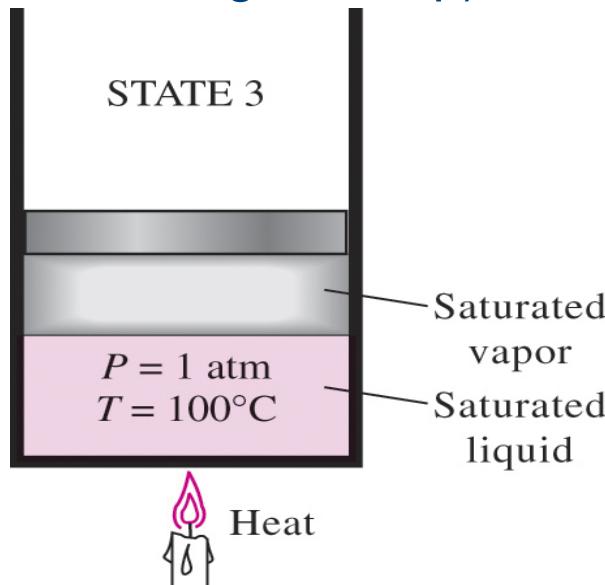
Faseovergangen van zuivere stoffen

- **Verzadigde damp:** Een damp die gaat condenseren.
- **Verzadigd vloeistof-damp mengsel:**

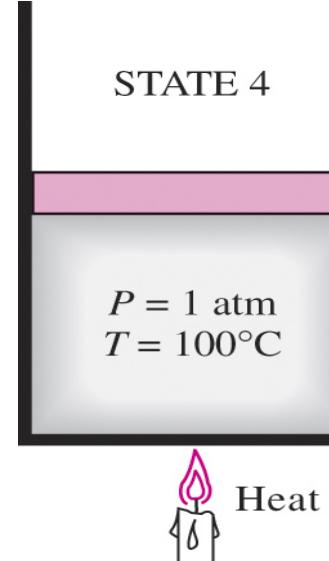
De toestand waarbij de vloeistof- en dampfasen in evenwicht naast elkaar bestaan.

- **Oververhitte damp:**

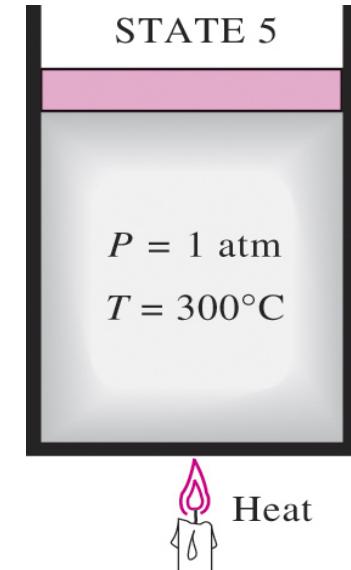
Een damp die niet op het punt staat te condenseren (dus geen verzadigde damp).



Naarmate er meer warmte wordt overgedragen, verdampft een deel van de verzadigde vloeistof (verzadigd vloeistof-dampmengsel).



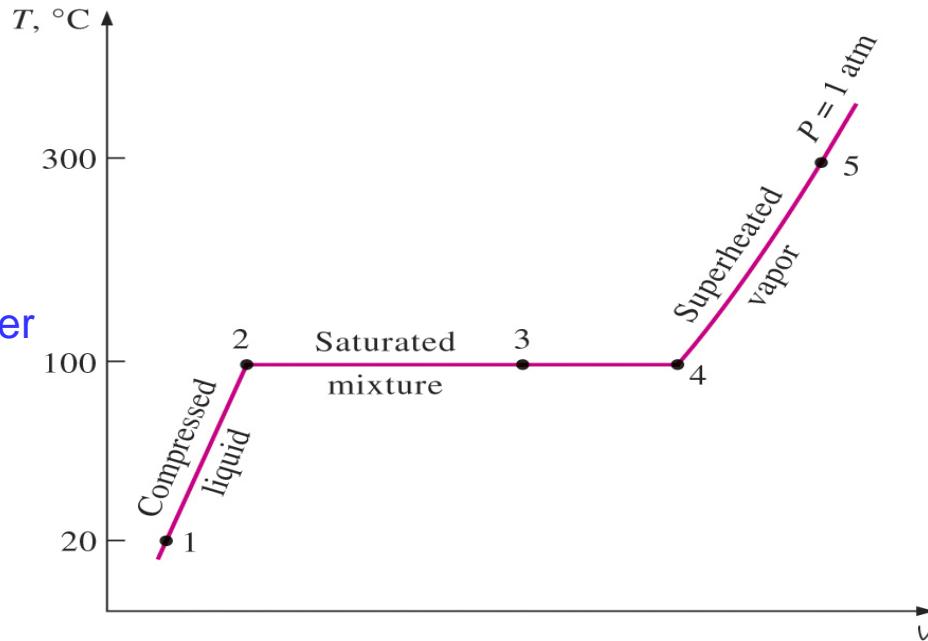
@ 1 atm druk, de temperatuur blijft constant op 100°C totdat de laatste druppel vloeistof is verdampft (**verzadigde damp**).



Naarmate er meer warmte wordt overgedragen, begint de temperatuur van de damp te stijgen (oververhitte damp).

Faseovergangen van zuivere stoffen

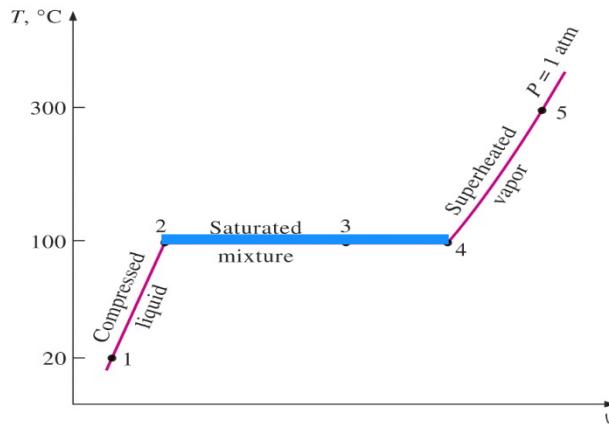
T-v diagram voor het verhittingsproces van water bij constante druk.



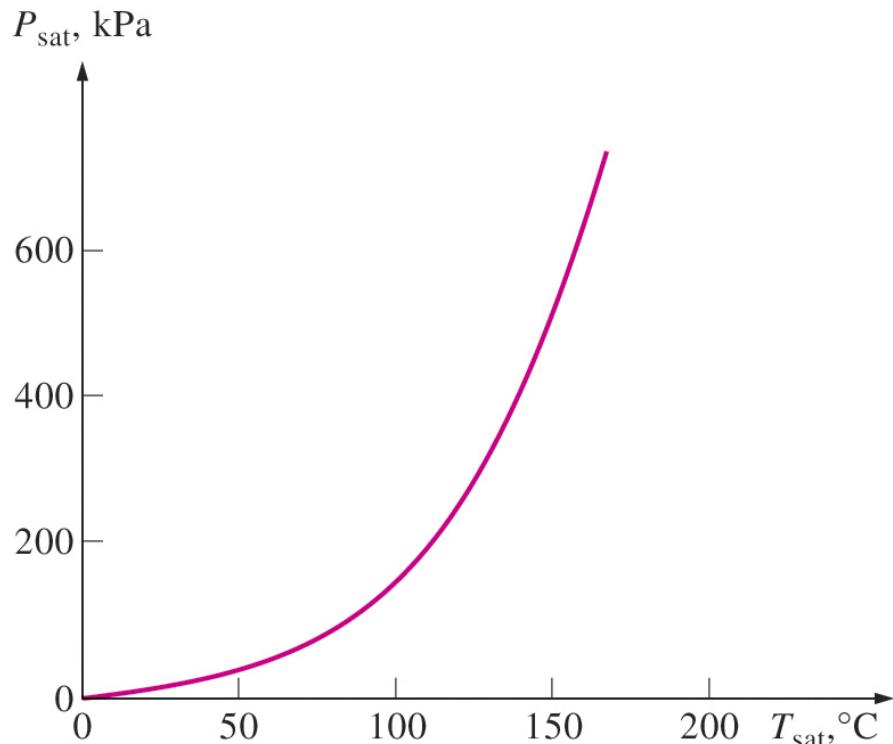
- Als het hele proces tussen toestand 1 en 5 zoals beschreven in de figuur wordt omgekeerd door het water af te koelen, terwijl de druk op dezelfde waarde wordt gehouden, gaat het water terug naar toestand 1.
- Door dezelfde weg opnieuw te volgen, zal de hoeveelheid warmte die vrijkomt precies overeenkomen met de hoeveelheid warmte die tijdens het verwarmingsproces is toegevoegd.

$T_{\text{saturation}}$ en $P_{\text{saturation}}$

- De temperatuur waarbij water begint te koken hangt af van de druk; als de druk dus vastligt, ligt de kooktemperatuur ook vast.
 - Water kookt op 100°C bij 1 atm druk.
- **Verzadigingstemperatuur T_{sat} :** De temperatuur waarbij de fase van een zuivere stof verandert bij een bepaalde druk.
- **Verzadigingsdruk P_{sat} :** De druk waarbij een zuivere stof van fase verandert bij een bepaalde temperatuur.



$T_{\text{saturation}}$ en $P_{\text{saturation}}$



Vloeistof-damp verzadigingscurve
van een zuivere stof

TABLE 3–1

Saturation (boiling) pressure of water at various temperatures

Temperature, $T, ^\circ\text{C}$	Saturation pressure, $P_{\text{sat}}, \text{kPa}$
-10	0.26
-5	0.40
0	0.61
5	0.87
10	1.23
15	1.71
20	2.34
25	3.17
30	4.25
40	7.39
50	12.35
100	101.4
150	476.2
200	1555
250	3976
300	8588

$T_{\text{saturation}}$ en $P_{\text{saturation}}$

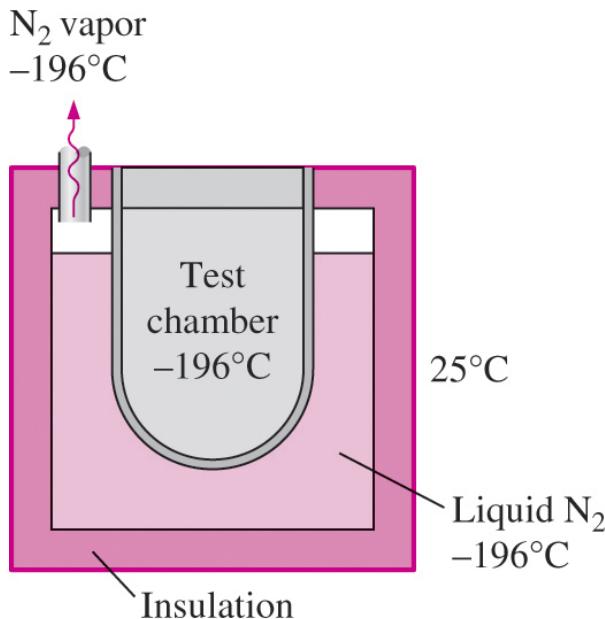
- **Latente warmte:** De hoeveelheid energie die wordt geabsorbeerd of vrijkomt tijdens een faseveranderingsproces.
- **Latente fusiewarmte:** De hoeveelheid energie die wordt geabsorbeerd tijdens het smelten. Dit is gelijk aan de hoeveelheid energie die vrijkomt tijdens het bevriezen.
- **Latente verdampingswarmte:** De hoeveelheid energie die geabsorbeerd wordt tijdens verdamping en gelijk is aan de energie die vrijkomt tijdens condensatie.
- *De grootte van de latente warmte hangt af van de temperatuur of druk waarbij de faseverandering plaatsvindt.*
- De atmosferische druk, en dus de kooktemperatuur van water, neemt af met de hoogte.

TABLE 3–2

Variation of the standard atmospheric pressure and the boiling (saturation) temperature of water with altitude

Elevation, m	Atmospheric pressure, kPa	Boiling temperature, °C
0	101.33	100.0
1,000	89.55	96.5
2,000	79.50	93.3
5,000	54.05	83.3
10,000	26.50	66.3
20,000	5.53	34.7

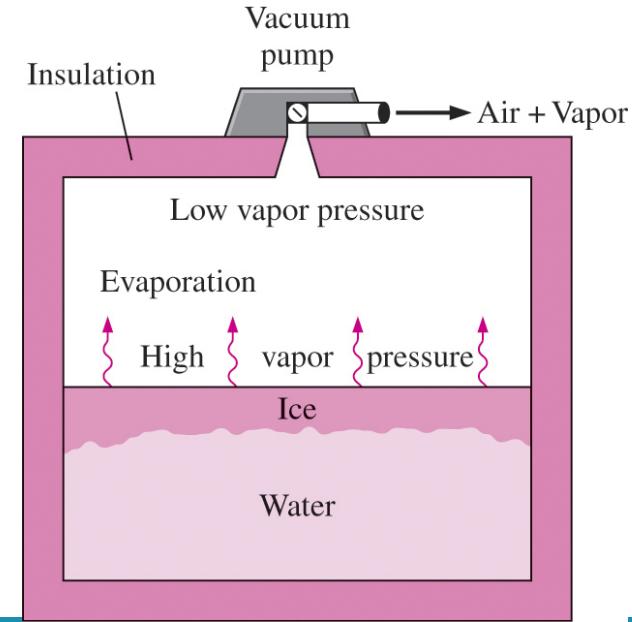
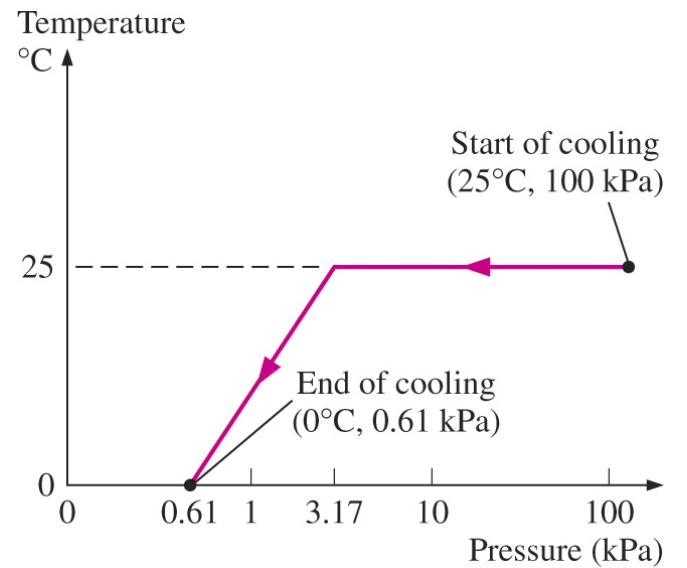
Gevolgen van T_{sat} en P_{sat} afhankelijkheid



De temperatuur van vloeibare stikstof blootgesteld aan de atmosfeer blijft constant op -196°C, waardoor de testkamer op -196°C wordt gehouden.

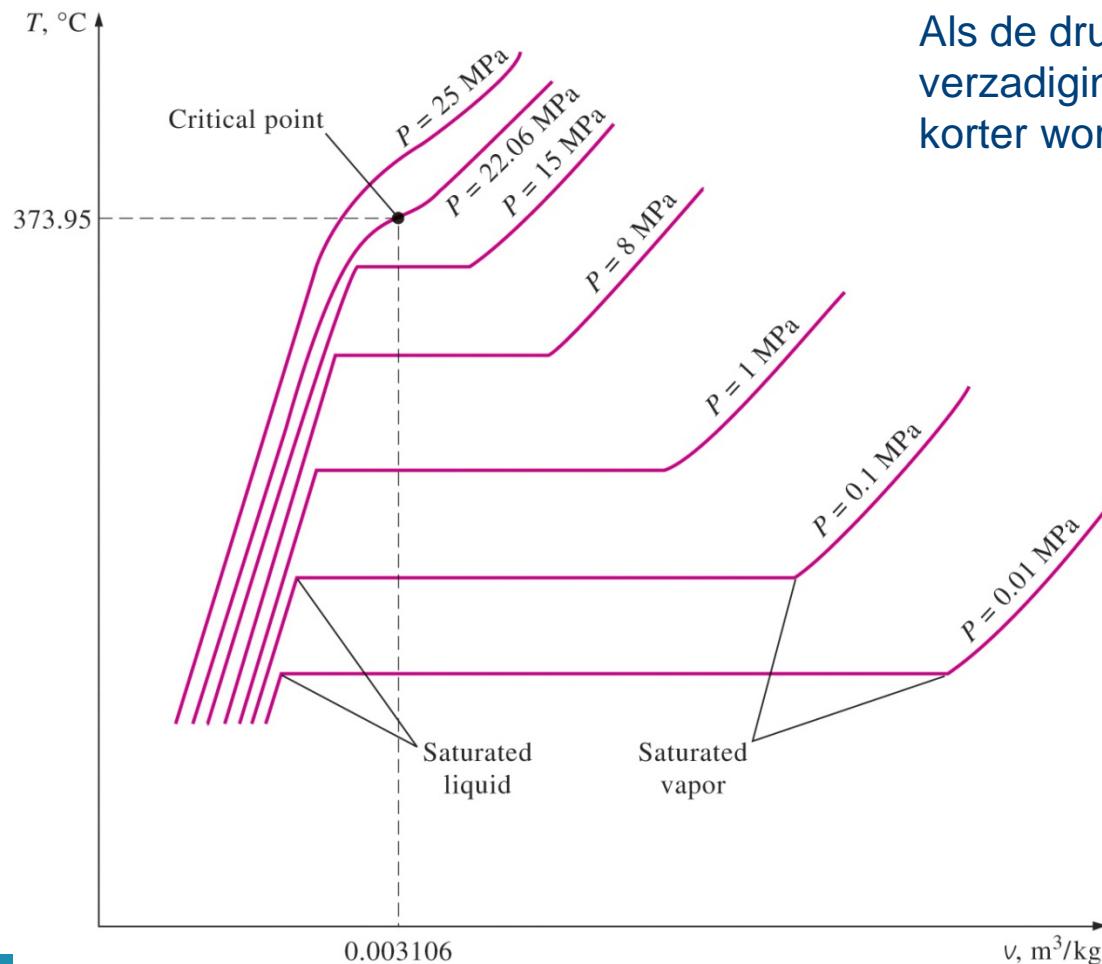
De variatie van de temperatuur van fruit en groenten met de druk tijdens het vacuümkoelen van 25°C naar 0°C.

In 1775, werd ijs gemaakt door de lucht in een watertank te evacueren.



Eigenschappen diagrammen voor fase-veranderingsprocessen

- De variaties van eigenschappen tijdens faseveranderingsprocessen kunnen het best worden bestudeerd en begrepen met behulp van eigenschappendiagrammen zoals de T - v , P - v en P - T diagrammen voor zuivere stoffen.



Als de druk verder wordt verhoogd, zal de verzadigingslijn van het proces steeds korter worden en een punt worden.

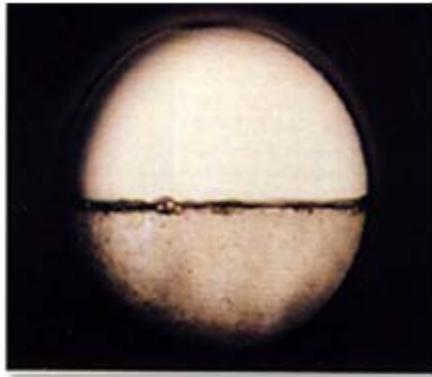
(Thermodynamisch) kritisch punt: Het punt waarop de verzadigde vloeistof- en verzadigde dampstoestand identiek zijn.

T - v diagram van faseveranderingsprocessen onder constante druk van een zuivere stof bij verschillende drukken (numerieke waarden zijn voor water).

Hoe ziet een superkritische vloeistof eruit?

- Geen grensvlak tussen vloeistof- en gasfase; d.w.z. er is geen onderscheid tussen vloeistof en gas en dus een superkritische vloeistof is in wezen een dicht gas.

Subcritical



Transcritical



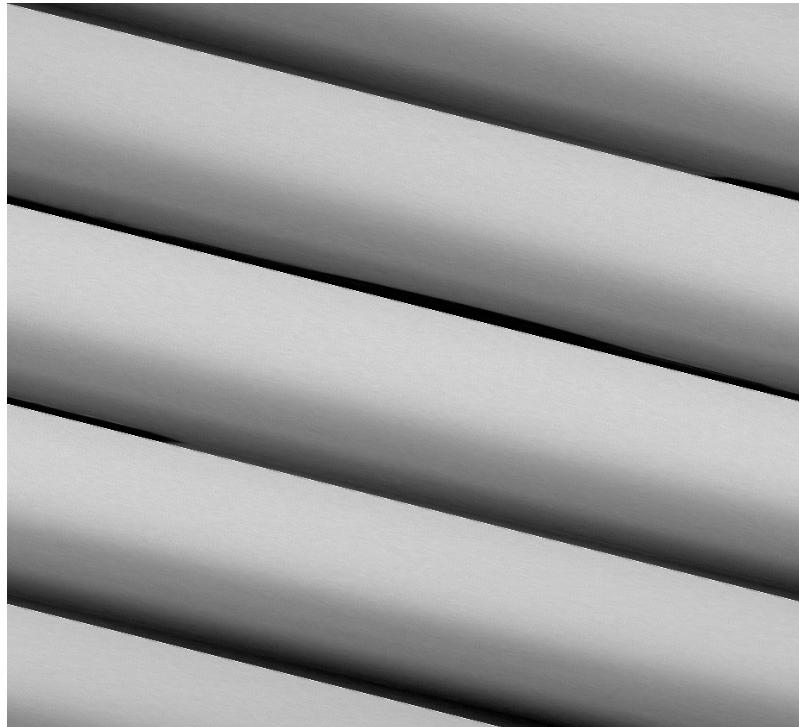
Supercritical



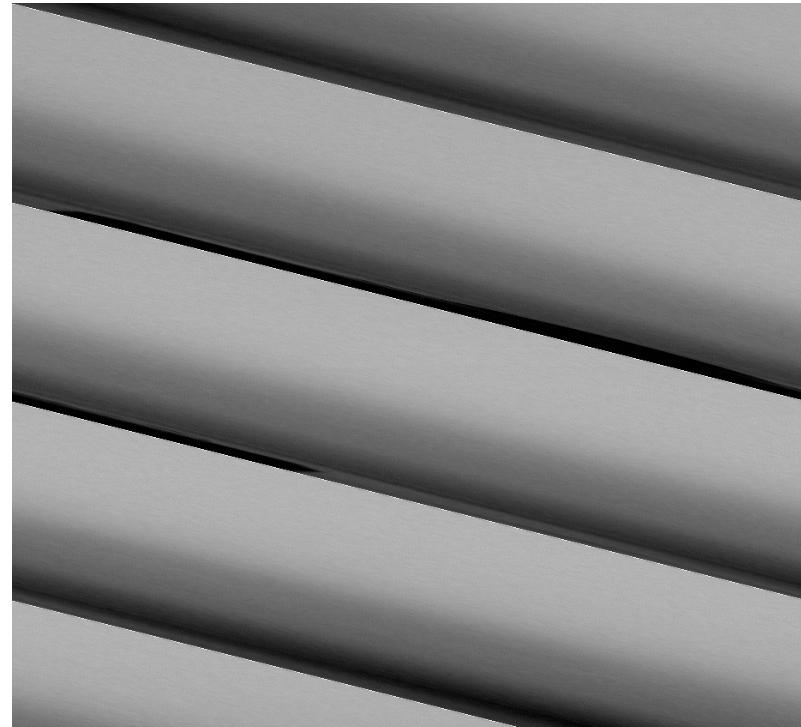
Superkritische injectie van brandstof

- Een superkritische vloeistof kan zich onmiddellijk vermengen met achtergrondgas (het is gewoon een dichte fluïdum)
- Vloeistof moet eerst opbreken en verdampen voordat het zich kan mengen met achtergrondgas

Subkritisch propaan

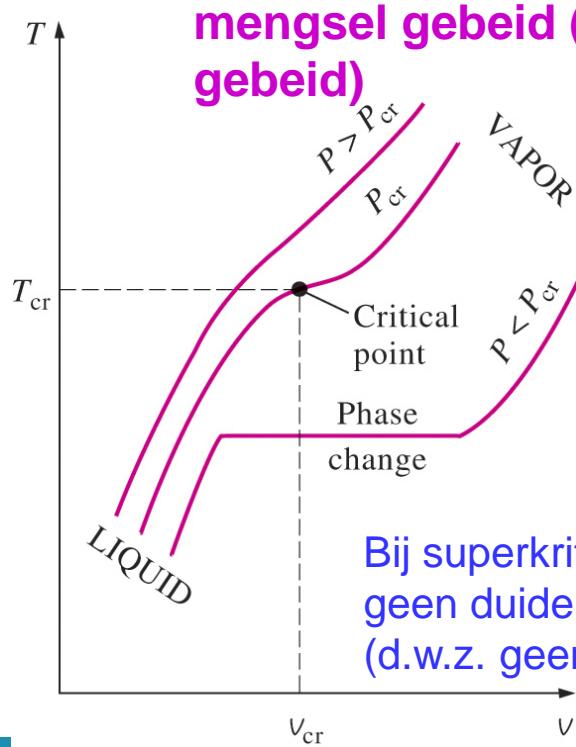


Superkritisch propaan

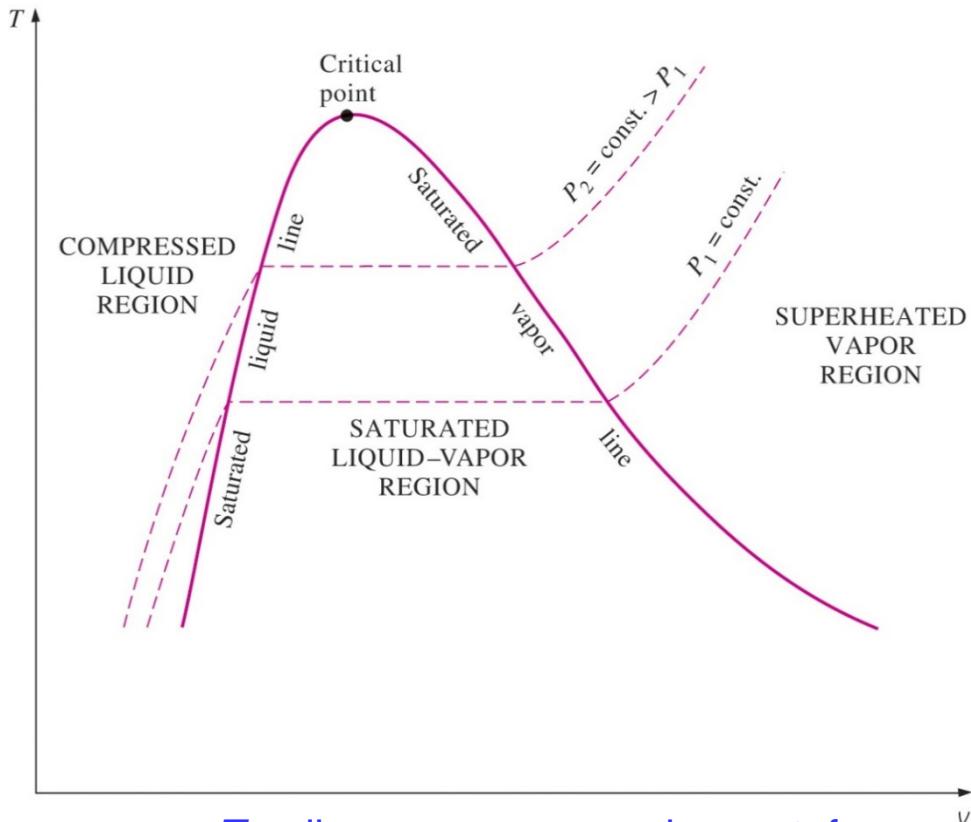


Eigenschappen diagrammen voor fase-veranderingsprocessen

- **verzadigde vloeistoflijn**
- **verzadigde damplijn**
- **samengedrukte vloeistofgebeid**
- **oververhit dampgebeid**
- **verzadigd vloeistof-damp mengsel gebeid (nat gebeid)**

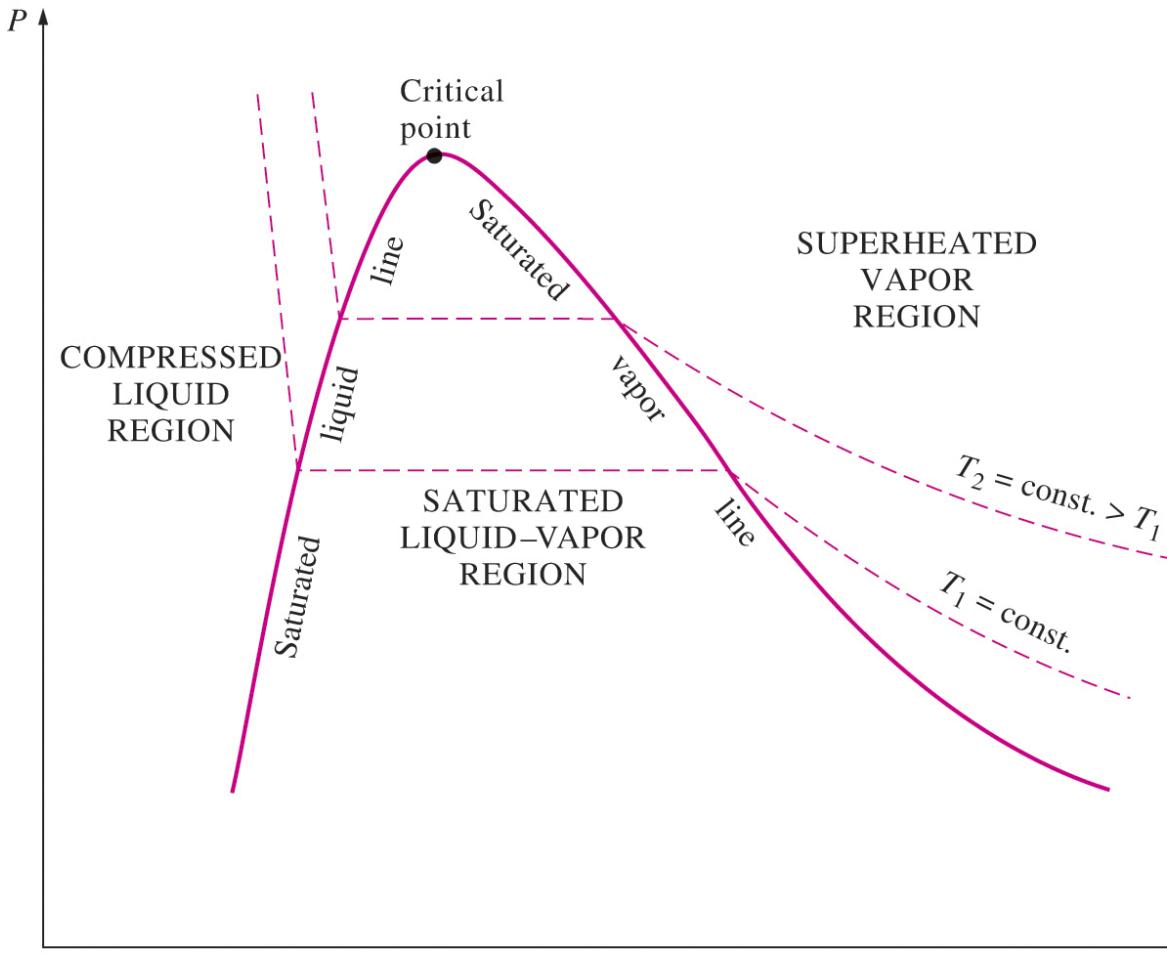


Bij superkritische drukken ($P > P_{cr}$), is er geen duidelijk proces van faseverandering (d.w.z. geen kookproces).



T-v diagram van een zuivere stof.

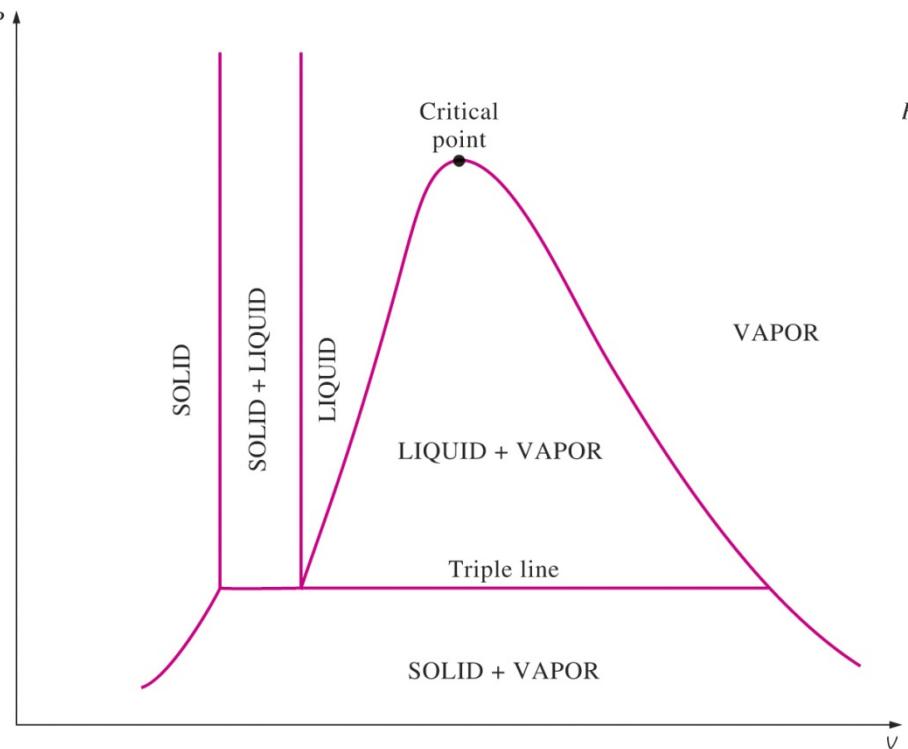
Eigenschappen diagrammen voor fase-veranderingsprocessen



P - v diagram van een zuivere stof.

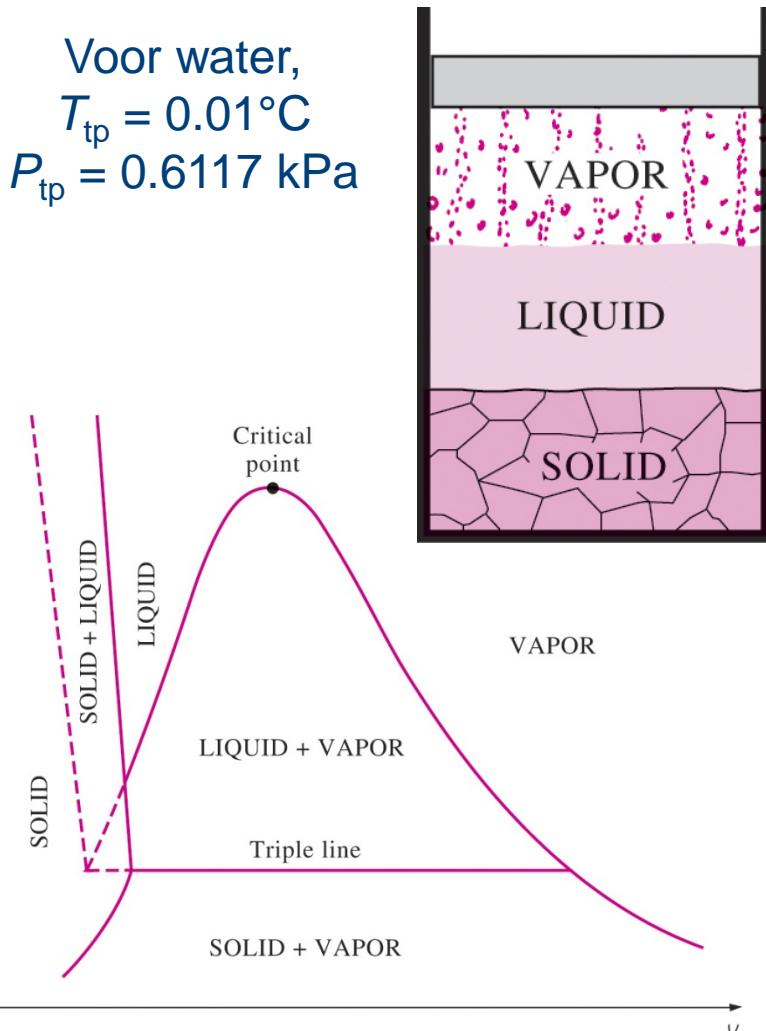
Diagrammen inclusief de vaste fase

Bij tripelpuntsdruk en -temperatuur bestaat een stof in evenwicht in drie fasen.



$P\text{-}v$ diagram van een stof die samentrekt bij bevriezing.

Voor water,
 $T_{tp} = 0.01^\circ\text{C}$
 $P_{tp} = 0.6117 \text{ kPa}$



$P\text{-}v$ diagram van een stof die uitzet bij bevriezing (zoals water).

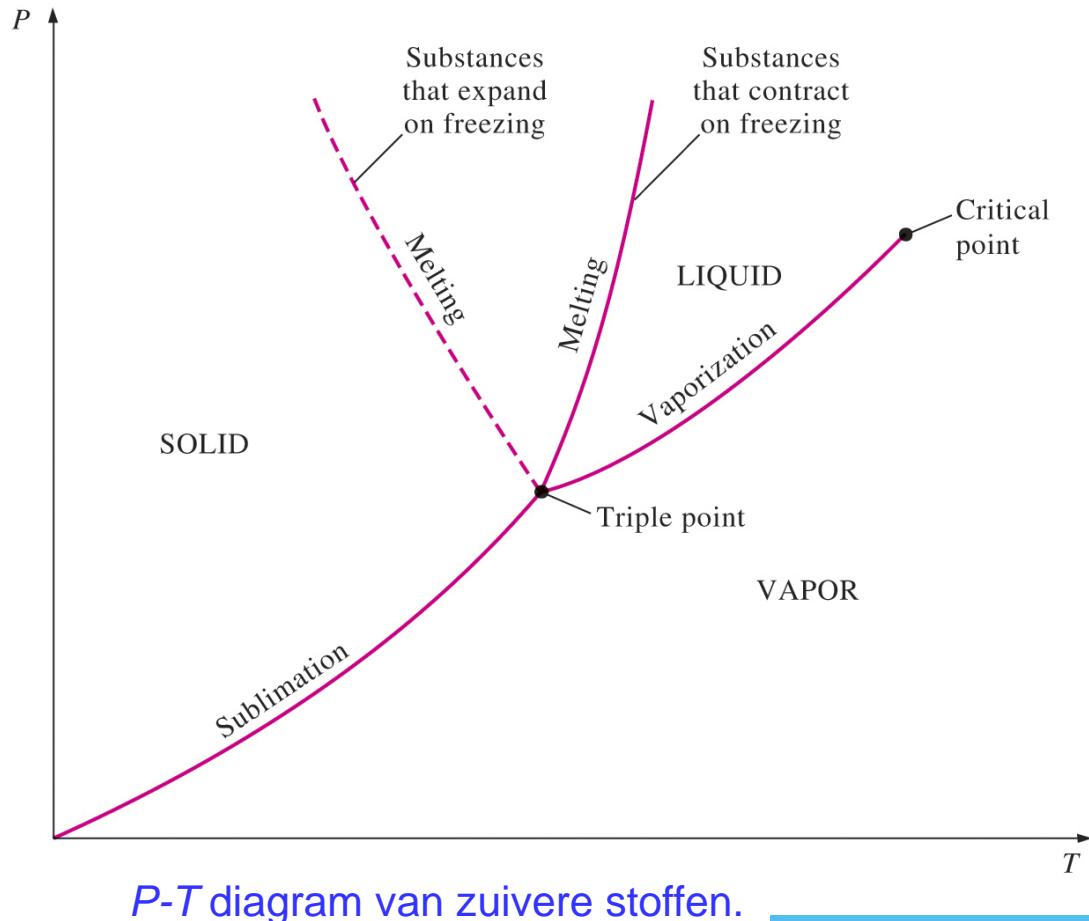
Diagrammen inclusief de vaste fase

Sublimatie:

Van de vaste fase direct overgaan in de dampfase.

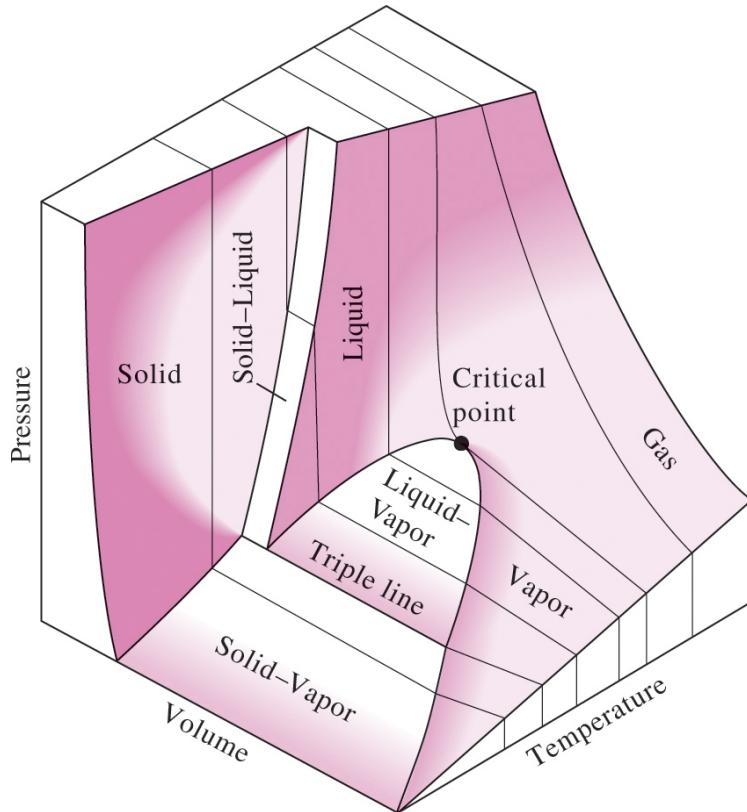


Bij lage drukken (onder de tripelpuntswaarde) verdampen vaste stoffen zonder eerst te smelten (sublimatie).

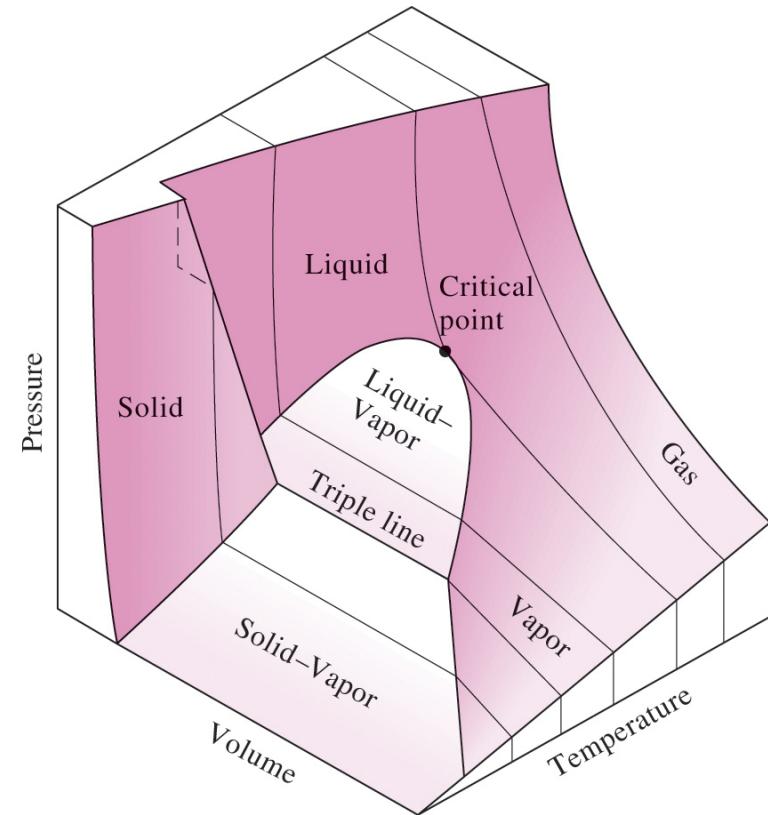


Diagrammen inclusief de vaste fase

De P - v - T oppervlakken geven in één keer veel informatie, maar in een thermodynamische analyse is het handiger om met 2D diagrammen te werken, zoals de P - v en T - v diagrammen.



P - v - T oppervlak van een stof die samentrekt bij bevriezing.



P - v - T oppervlak van een stof die uitzet bij bevriezing (zoals water).

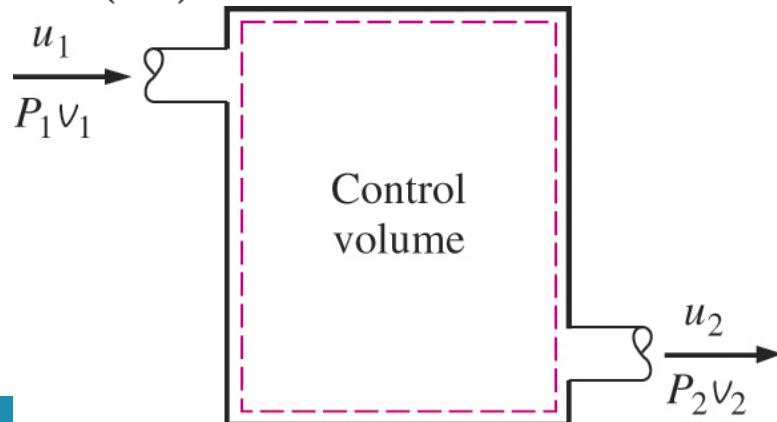
Eigenschapstabellen

- Voor de meeste stoffen zijn de relaties tussen thermodynamische eigenschappen te complex om te worden uitgedrukt in eenvoudige vergelijkingen, daarom worden eigenschappen vaak gepresenteerd in de vorm van tabellen.
- Sommige thermodynamische eigenschappen kunnen gemakkelijk worden gemeten, maar andere niet en worden berekend aan de hand van de relaties tussen deze eigenschappen en meetbare eigenschappen.
- De resultaten van deze metingen en berekeningen worden overzichtelijk gepresenteerd in tabellen.

Enthalpie – een combinatie-eigenschap

$$h = u + Pv \quad (\text{kJ/kg})$$

$$H = U + PV \quad (\text{kJ})$$



$\text{kPa} \cdot \text{m}^3 \equiv \text{kJ}$
$\text{kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \equiv \text{kJ/kg}$
$\text{bar} \cdot \text{m}^3 \equiv 100 \text{ kJ}$
$\text{MPa} \cdot \text{m}^3 \equiv 1000 \text{ kJ}$
$\text{psi} \cdot \text{ft}^3 \equiv 0.18505 \text{ Btu}$

Toestanden van verzadigde vloeistof en verzadigde damp

- **Table A–4:** Verzadigde eigenschappen van water onder temperatuur.
- **Table A–5:** Verzadigde eigenschappen van water onder druk.

A partial list of Table A–4.

Sat. Temp. °C <i>T</i>	press. kPa <i>P_{sat}</i>	Specific volume m ³ /kg	
		Sat. liquid <i>v_f</i>	Sat. vapor <i>v_g</i>
85	57.868	0.001032	2.8261
90	70.183	0.001036	2.3593
95	84.609	0.001040	1.9808

↑ Specific temperature ↑ Specific volume of saturated liquid ↑ Corresponding saturation pressure ↑ Specific volume of saturated vapor

v_f = specific volume of saturated liquid

v_g = specific volume of saturated vapor

v_{fg} = difference between v_g and v_f (that is, $v_{fg} = v_g - v_f$)

Enthalpie van verdamping, h_{fg}
(latente verdampingswarmte):

De hoeveelheid energie die nodig is om een massa verzadigde vloeistof bij een bepaalde temperatuur of druk te verdampen.

$$h_{fg} = h_g - h_f$$

Toestanden van verzadigde vloeistof en verzadigde damp

EXAMPLE 3-1 Pressure of Saturated Liquid in a Tank

A rigid tank contains 50 kg of saturated liquid water at 90°C. Determine the pressure in the tank and the volume of the tank.

SOLUTION A rigid tank contains saturated liquid water. The pressure and volume of the tank are to be determined.

Analysis The state of the saturated liquid water is shown on a T - v diagram in Fig. 3-28. Since saturation conditions exist in the tank, the pressure must be the saturation pressure at 90°C:

$$P = P_{\text{sat}} @ 90^\circ\text{C} = 70.183 \text{ kPa} \quad (\text{Table A-4})$$

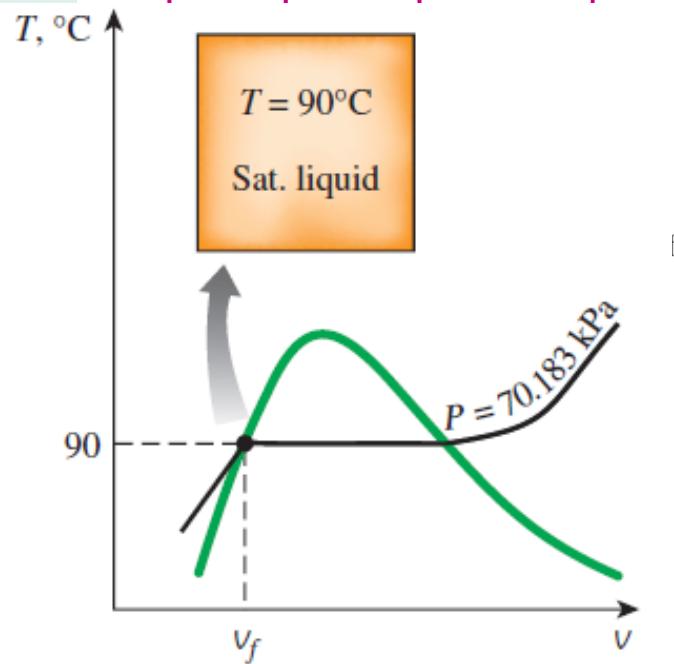
The specific volume of the saturated liquid at 90°C is

$$v = v_f @ 90^\circ\text{C} = 0.001036 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{Table A-4})$$

Then the total volume of the tank becomes

$$V = mv = (50 \text{ kg})(0.001036 \text{ m}^3/\text{kg}) = 0.0518 \text{ m}^3$$

Temp. °C <i>T</i>	Sat. press. kPa <i>P_{sat}</i>	Specific volume m ³ /kg	
		Sat. liquid <i>v_f</i>	Sat. vapor <i>v_g</i>
85	57.868	0.001032	2.8261
90	70.183	0.001036	2.3593
95	84.609	0.001040	1.9808



Toestanden van verzadigde vloeistof en verzadigde damp

Examples: Saturated liquid and saturated vapor states of water on *T-v* and *P-v* diagrams.

A mass of 200 g of saturated liquid water is completely vaporized at a constant pressure of 100 kPa. Determine (a) the volume change and (b) the amount of energy transferred to the water.

SOLUTION Saturated liquid water is vaporized at constant pressure. The volume change and the energy transferred are to be determined.

Analysis (a) The process described is illustrated on a *P-v* diagram in Fig. 3–30. The volume change per unit mass during a vaporization process is v_{fg} , which is the difference between v_g and v_f . Reading these values from Table A–5 at 100 kPa and substituting yield

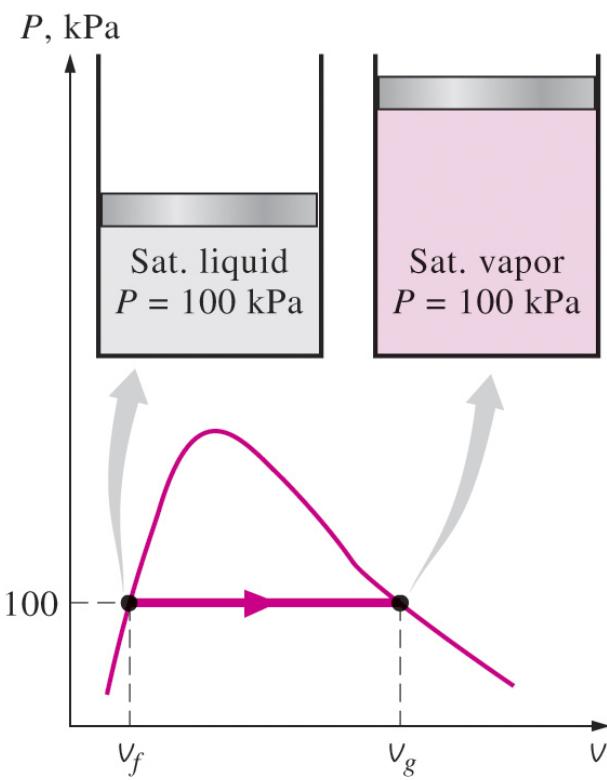
$$v_{fg} = v_g - v_f = 1.6941 - 0.001043 = 1.6931 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Thus,

$$\Delta V = mv_{fg} = (0.2 \text{ kg})(1.6931 \text{ m}^3/\text{kg}) = 0.3386 \text{ m}^3$$

(b) The amount of energy needed to vaporize a unit mass of a substance at a given pressure is the enthalpy of vaporization at that pressure, which is $h_{fg} = 2257.5 \text{ kJ/kg}$ for water at 100 kPa. Thus, the amount of energy transferred is

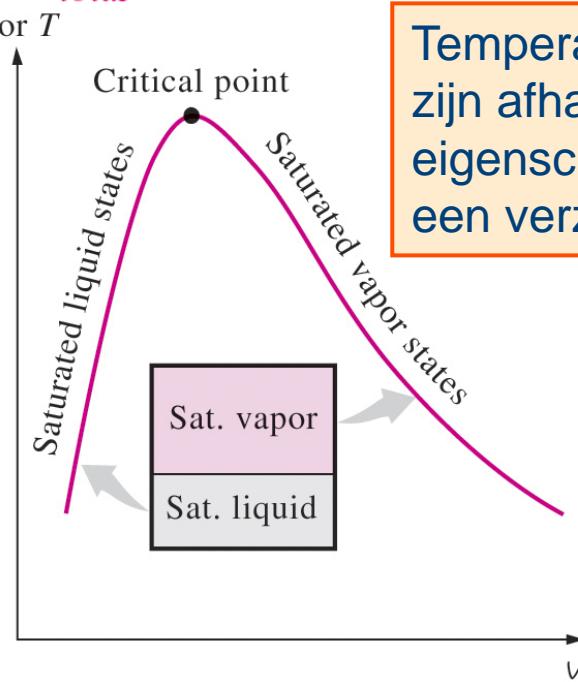
$$mh_{fg} = (0.2 \text{ kg})(2257.5 \text{ kJ/kg}) = 451.5 \text{ kJ}$$



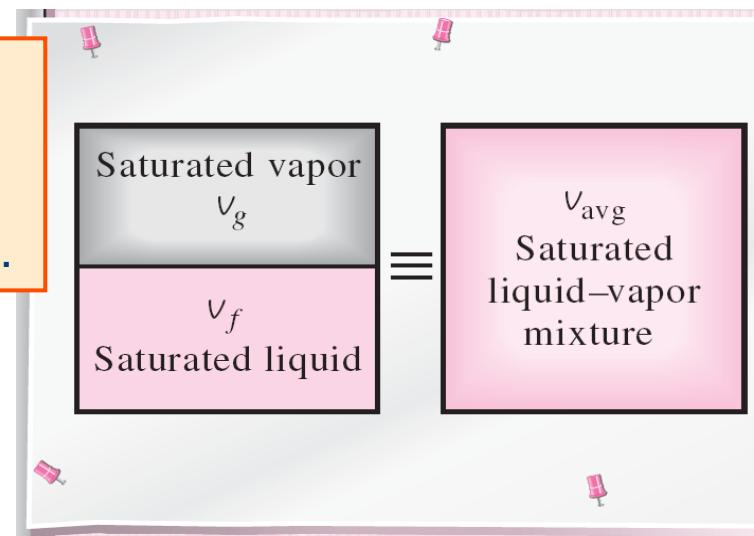
Verzadigd vloeistof-damp mengsel

- **Dampfractie (kwaliteit), x** : De verhouding van de massa van de damp tot de totale massa van het mengsel.
- **Kwaliteit is tussen 0 en 1 → 0: ver. vloeistof, 1: ver. damp.**
- *De eigenschappen van de verzadigde vloeistof zijn hetzelfde, of deze nu alleen bestaat of in een mengsel met verzadigde damp.*

$$x = \frac{m_{\text{vapor}}}{m_{\text{total}}} \quad m_{\text{total}} = m_{\text{liquid}} + m_{\text{vapor}} = m_f + m_g$$



Temperatuur en druk
zijn afhankelijke
eigenschappen voor
een verzadigd mengsel.



Een twee-fase systeem kan gemakshalve worden behandeld als een homogeen mengsel.

Verzadigd vloeistof-damp mengsel

$$v_{\text{avg}} = v_f + xv_{fg} \quad (\text{m}^3/\text{kg}) \quad x = \frac{v_{\text{avg}} - v_f}{v_{fg}}$$

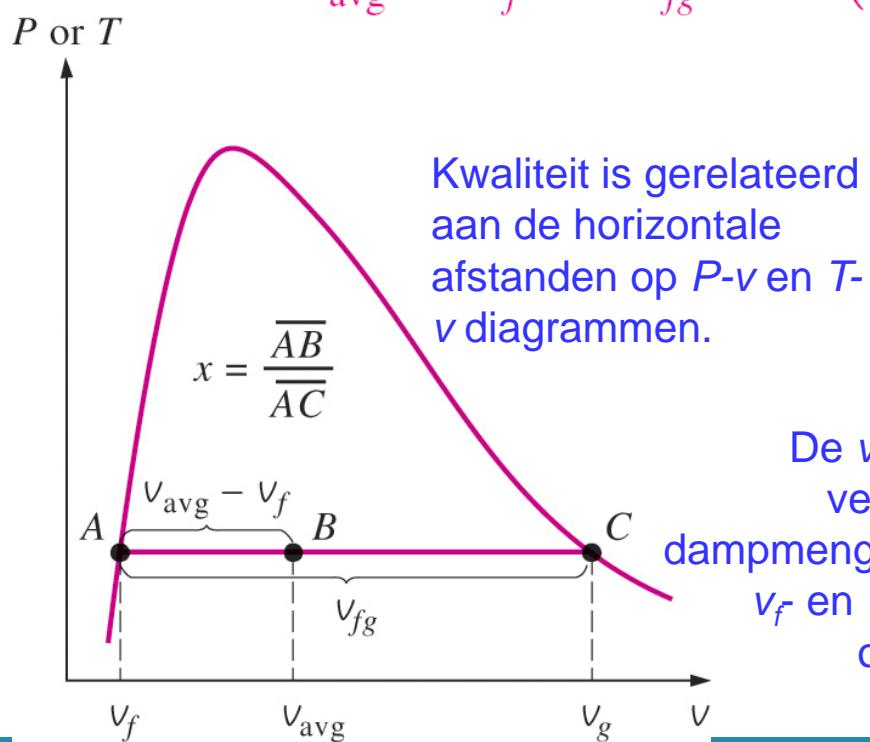
$$x = m_g/m_t \quad u_{\text{avg}} = u_f + xu_{fg} \quad (\text{kJ/kg})$$

$y \rightarrow v, u, \text{ or } h.$

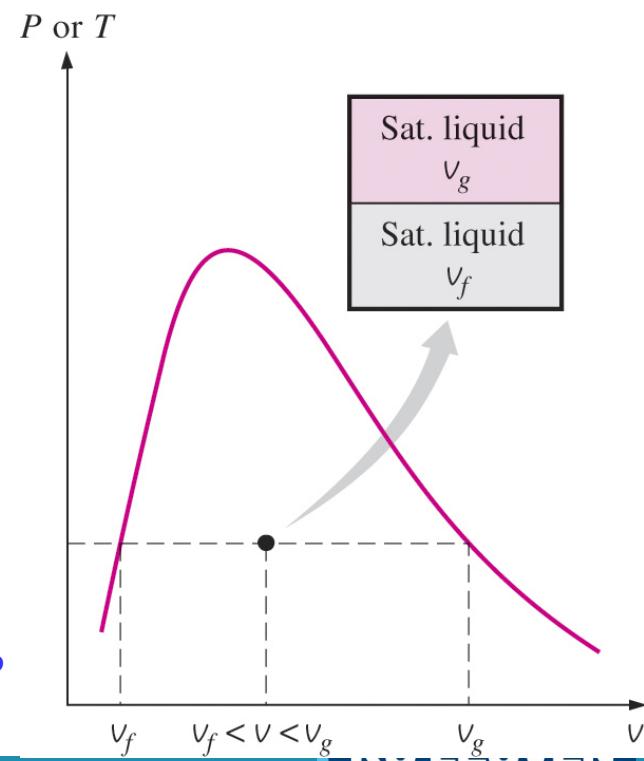
$$y_{\text{avg}} = y_f + xy_{fg}$$

$$y_f \leq y_{\text{avg}} \leq y_g$$

$$h_{\text{avg}} = h_f + xh_{fg} \quad (\text{kJ/kg})$$



De v -waarde van een verzadigd vloeistof-dampmengsel ligt tussen de v_f en v_g -waarden bij de opgegeven T of P



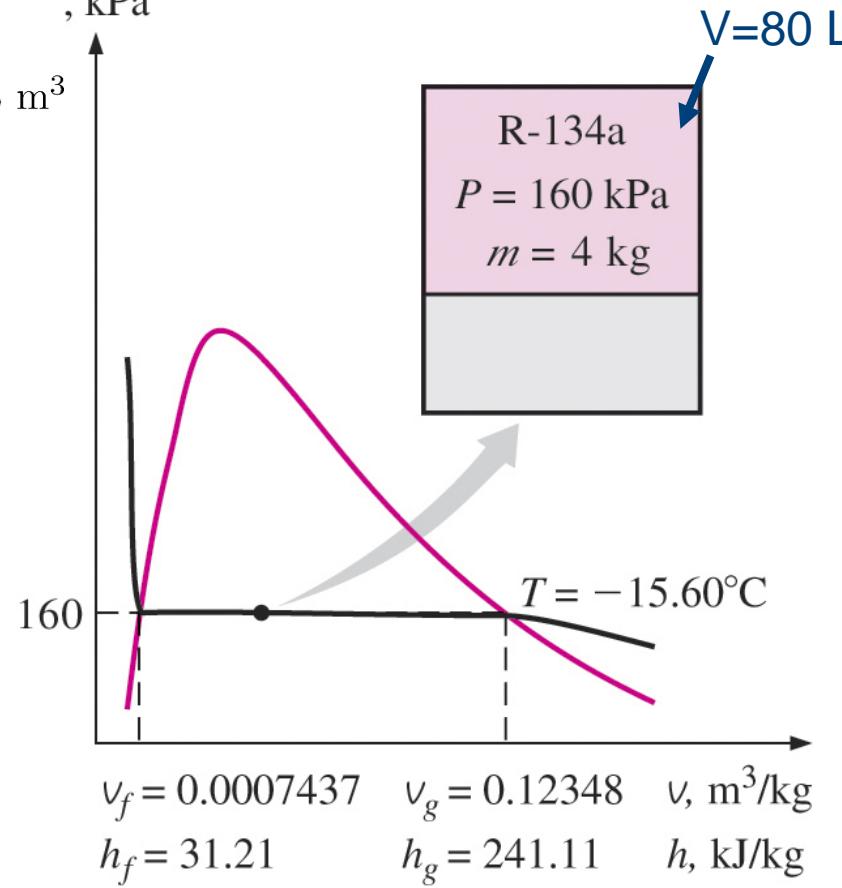
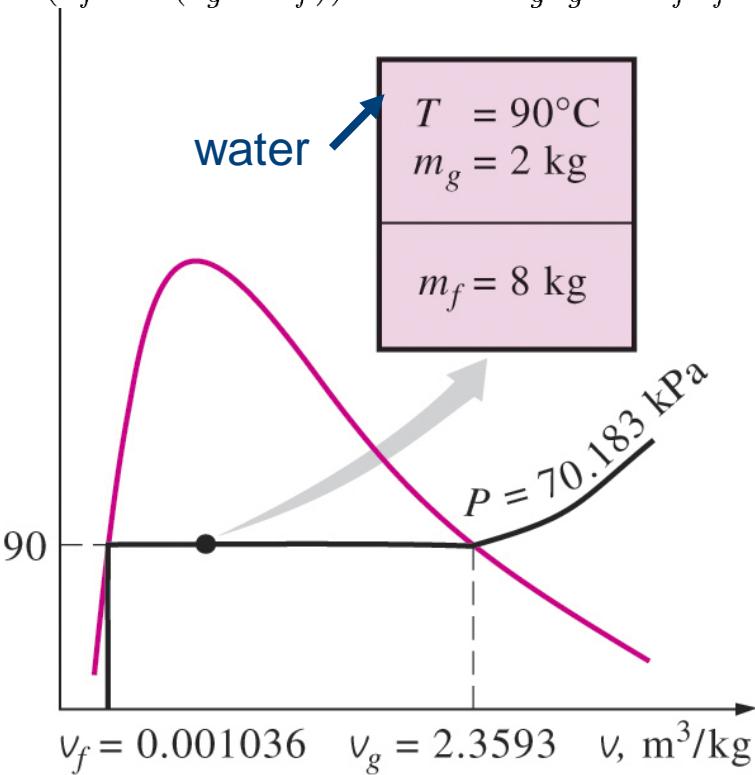
Verzadigd vloeistof-damp mengsel

Table A-12 $v = V/m \rightarrow v_f < v < v_g \rightarrow$ Sat mixture
 $x = (v - v_f)/v_{fg} = 0,157 \quad h = h_f + xh_{fg} = 64,1 \text{ kJ/kg}$

$x = 0,2$

From table A-4

$$V = m(v_f + x(v_g - v_f)) \text{ or } V = m_g v_g + m_f v_f = 4,73 \text{ m}^3$$



Wat is de volume van de tank?

Wat is h ?

Oververhitte damp

In het gebied rechts van de verzadigde-damplijn en bij temperaturen boven de verzadigingstemperatuur bestaat een stof als oververhitte damp. In dit gebied zijn temperatuur en druk onafhankelijke eigenschappen.

T, °C	v	u	h
	m³/kg	kJ/kg	kJ/kg
$P = 0.1 \text{ MPa} (99.61^\circ\text{C})$			
Sat.	1.6941	2505.6	2675.0
100	1.6959	2506.2	2675.8
150	1.9367	2582.9	2776.6
⋮	⋮	⋮	⋮
1300	7.2605	4687.2	5413.3
$P = 0.5 \text{ MPa} (151.83^\circ\text{C})$			
Sat.	0.37483	2560.7	2748.1
200	0.42503	2643.3	2855.8
250	0.47443	2723.8	2961.0

Een deel
van Tabel A-6.

Vergeleken met verzadigde damp wordt oververhitte damp gekenmerkt door

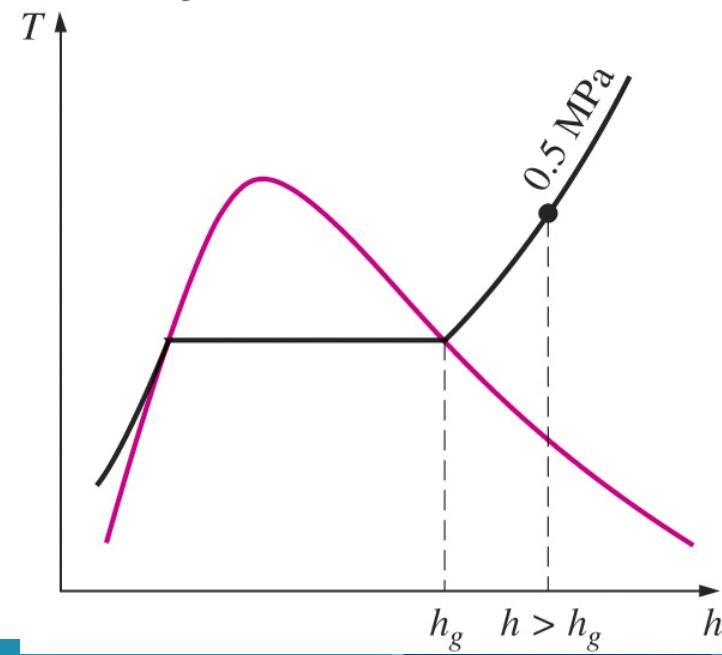
Lower pressures ($P < P_{\text{sat}}$ at a given T)

Higher temperatures ($T > T_{\text{sat}}$ at a given P)

Higher specific volumes ($v > v_g$ at a given P or T)

Higher internal energies ($u > u_g$ at a given P or T)

Higher enthalpies ($h > h_g$ at a given P or T)



Samengedrukte vloeistof

De eigenschappen van samengedrukte vloeistoffen zijn veel sterker afhankelijk van de temperatuur dan van de druk.

$$y \approx y_f @ T \quad y \rightarrow v, u, \text{ or } h$$

Een alternatieve relatie voor h

$$h \approx h_f @ T + v_f @ T (P - P_{\text{sat}} @ T)$$

Given: P and T

$$v \approx v_f @ T$$

$$u \approx u_f @ T$$

$$h \approx h_f @ T$$

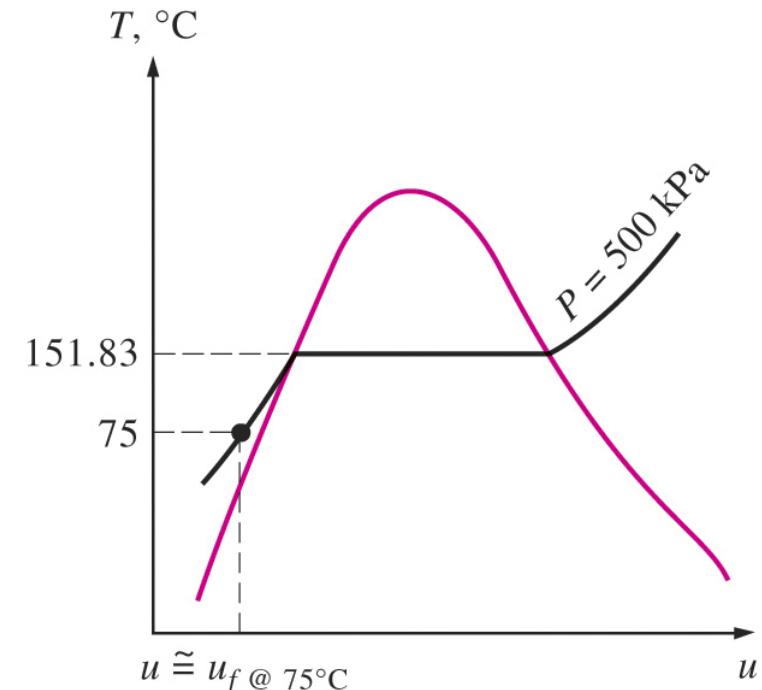
Bij een gegeven P en T zal een zuivere stof bestaan als samengeperste vloeistof als

$$T < T_{\text{sat}} @ P$$

Een samengedrukte vloeistof kan worden benaderd als een verzedigde vloeistof bij de gegeven temperatuur.

Samengedrukte vloeistof wordt gekenmerkt door:

- Higher pressures ($P > P_{\text{sat}}$ at a given T)
- Lower temperatures ($T < T_{\text{sat}}$ at a given P)
- Lower specific volumes ($v < v_f$ at a given P or T)
- Lower internal energies ($u < u_f$ at a given P or T)
- Lower enthalpies ($h < h_f$ at a given P or T)



Referentietoestand en referentiewaarden

- De waarden van u , h en s kunnen niet direct worden gemeten en worden berekend uit meetbare eigenschappen met behulp van de relaties tussen eigenschappen.
- Deze relaties geven echter de veranderingen in eigenschappen, niet de waarden van eigenschappen in gespecificeerde toestanden.
- Daarom moeten we een handige *referentietoestand* kiezen en een waarde nul toekennen aan een handige eigenschap of eigenschappen in die toestand.
- De referentietoestand voor water is $0,01^{\circ}\text{C}$ en voor R-134a is -40°C in tabellen.
- Sommige eigenschappen kunnen negatieve waarden hebben als gevolg van de gekozen referentietoestand.
- Soms geven verschillende tabellen verschillende waarden voor sommige eigenschappen bij dezelfde status als gevolg van het gebruik van een verschillende referentietoestand.
- In de thermodynamica houden we ons echter bezig met de *veranderingen* in eigenschappen, en de gekozen referentietoestand is niet van belang voor de berekeningen.

Referentietoestand en referentiewaarden

Saturated water—Temperature table

Temp., <i>T</i> °C	Sat. press., <i>P_{sat}</i> kPa	Specific volume, m ³ /kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg · K		
		Sat. liquid, <i>v_f</i>	Sat. vapor, <i>v_g</i>	Sat. liquid, <i>u_f</i>	Evap., <i>u_{fg}</i>	Sat. vapor, <i>u_g</i>	Sat. liquid, <i>h_f</i>	Evap., <i>h_{fg}</i>	Sat. vapor, <i>h_g</i>	Sat. liquid, <i>s_f</i>	Evap., <i>s_{fg}</i>	Sat. vapor, <i>s_g</i>
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249

Saturated refrigerant-134a—Temperature table

Temp., <i>T</i> °C	Sat. press., <i>P_{sat}</i> kPa	Specific volume, m ³ /kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg · K		
		Sat. liquid, <i>v_f</i>	Sat. vapor, <i>v_g</i>	Sat. liquid, <i>u_f</i>	Evap., <i>u_{fg}</i>	Sat. vapor, <i>u_g</i>	Sat. liquid, <i>h_f</i>	Evap., <i>h_{fg}</i>	Sat. vapor, <i>h_g</i>	Sat. liquid, <i>s_f</i>	Evap., <i>s_{fg}</i>	Sat. vapor, <i>s_g</i>
-40	51.25	0.0007054	0.36081	-0.036	207.40	207.37	0.000	225.86	225.86	0.00000	0.96866	0.96866

Ideale gasvergelijking

- **Toestandsvergelijking:** Een vergelijking die de druk, de temperatuur en het specifieke volume in verband brengt.
- De eenvoudigste en bekendste toestandsvergelijking voor stoffen in de gasfase is de ideale-gasvergelijking. Deze vergelijking voorspelt het *P-v-T* gedrag van een gas vrij nauwkeurig binnen een goed gekozen gebied.

$$P = R \left(\frac{T}{v} \right) \quad PV = RT \quad \text{Ideal gas equation of state}$$

$$R = \frac{R_u}{M} \quad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K or kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})$$

R: gas constant

M: molar mass (kg/kmol)

R_u: universal gas constant

$$R_u = \begin{cases} 8.31447 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K} \\ 8.31447 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kmol} \cdot \text{K} \\ 0.0831447 \text{ bar} \cdot \text{m}^3/\text{kmol} \cdot \text{K} \\ 1.98588 \text{ Btu/lbmol} \cdot \text{R} \\ 10.7316 \text{ psia} \cdot \text{ft}^3/\text{lbf} \cdot \text{R} \\ 1545.37 \text{ ft} \cdot \text{lbf}/\text{lbf} \cdot \text{R} \end{cases}$$

Substance	R, kJ/kg.K
Air	0.2870
Helium	2.0769
Argon	0.2081
Nitrogen	0.2968

Ideale gasvergelijking bij twee toestanden voor een vaste massa

Mass = Molar mass × Mole number

$$m = MN \quad (\text{kg}) \quad \frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$$

$$V = mV \longrightarrow PV = mRT$$

$$mR = (MN)R = NR_u \longrightarrow PV = NR_u T$$

$$V = N\bar{V} \longrightarrow P\bar{V} = R_u T$$

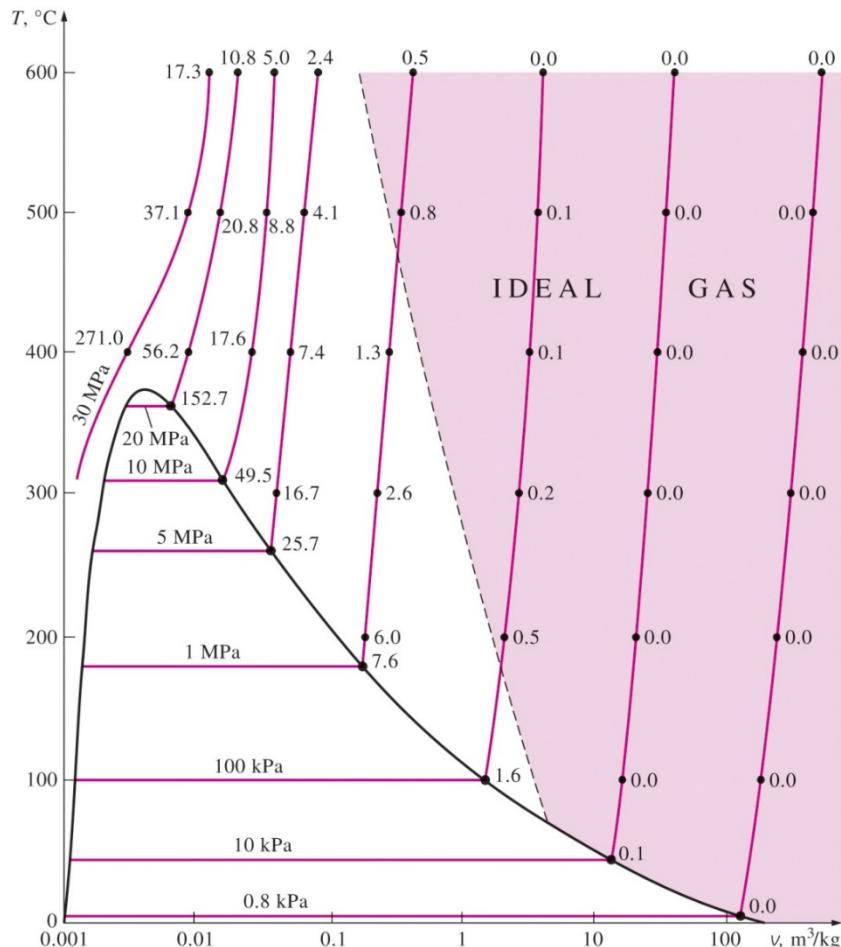
Per unit mass	Per unit mole
$v, \text{m}^3/\text{kg}$	$\bar{v}, \text{m}^3/\text{kmol}$
$u, \text{kJ/kg}$	$\bar{u}, \text{kJ/kmol}$
$h, \text{kJ/kg}$	$\bar{h}, \text{kJ/kmol}$

De ideale-gasrelatie is vaak niet toepasbaar op echte gassen; voorzichtigheid is dus geboden bij het gebruik ervan.

Echte gassen gedragen zich als een ideaal gas bij lage dichthesen (d.w.z. lage druk, hoge temperatuur).



Is waterdamp een ideaal gas?



- Bij drukken lager dan 10 kPa kan waterdamp worden behandeld als een ideaal gas, ongeacht de temperatuur, met een verwaarloosbare fout (minder dan 0,1%).
- Bij hogere drukken levert de aanname van ideaal gas echter onaanvaardbare fouten op, vooral in de buurt van het kritieke punt en de verzadigde damplijn.
- In airconditioningstoepassingen kan de waterdamp in de lucht worden behandeld als een ideaal gas. Waarom?
- In stoomcentrales zijn de betrokken drukken echter meestal erg hoog; daarom moeten ideale gasrelaties niet worden gebruikt.

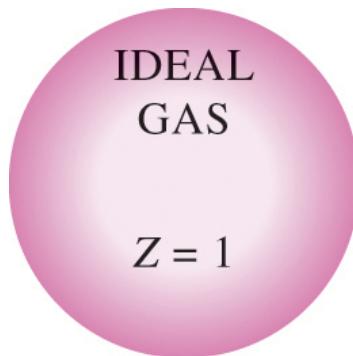
Samendrukbaarheidsfactor (compressibility factor)

Samendrukbaarheidsfactor Z

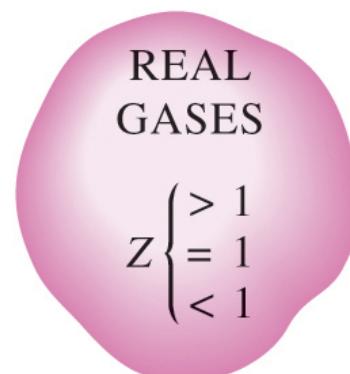
Een factor die rekening houdt met de afwijking van echte gassen van het ideale gasgedrag bij een bepaalde temperatuur en druk.

$$Pv = ZRT$$

$$Z = \frac{Pv}{RT} \quad Z = \frac{V_{\text{actual}}}{V_{\text{ideal}}}$$



$Z = 1$ voor ideale gassen

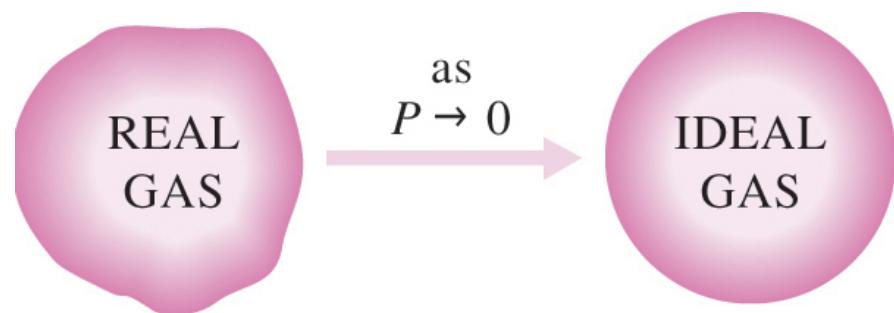


Hoe verder Z van de eenheid verwijderd is, hoe meer het gas afwijkt van het ideale gasgedrag.

Gassen gedragen zich als een *ideaal gas* bij lage dichthesden (d.w.z. lage druk, hoge temperatuur).

Wat zijn de criteria voor lage druk en hoge temperatuur?

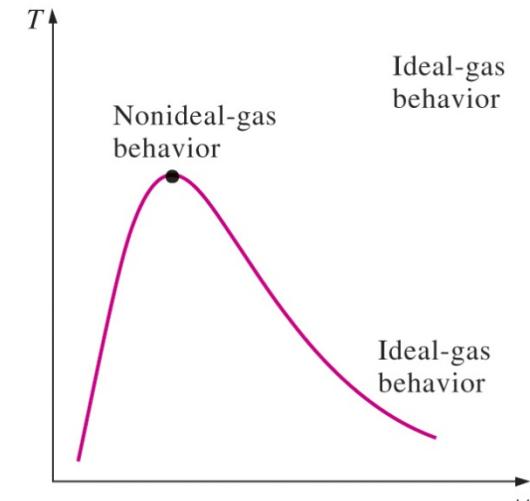
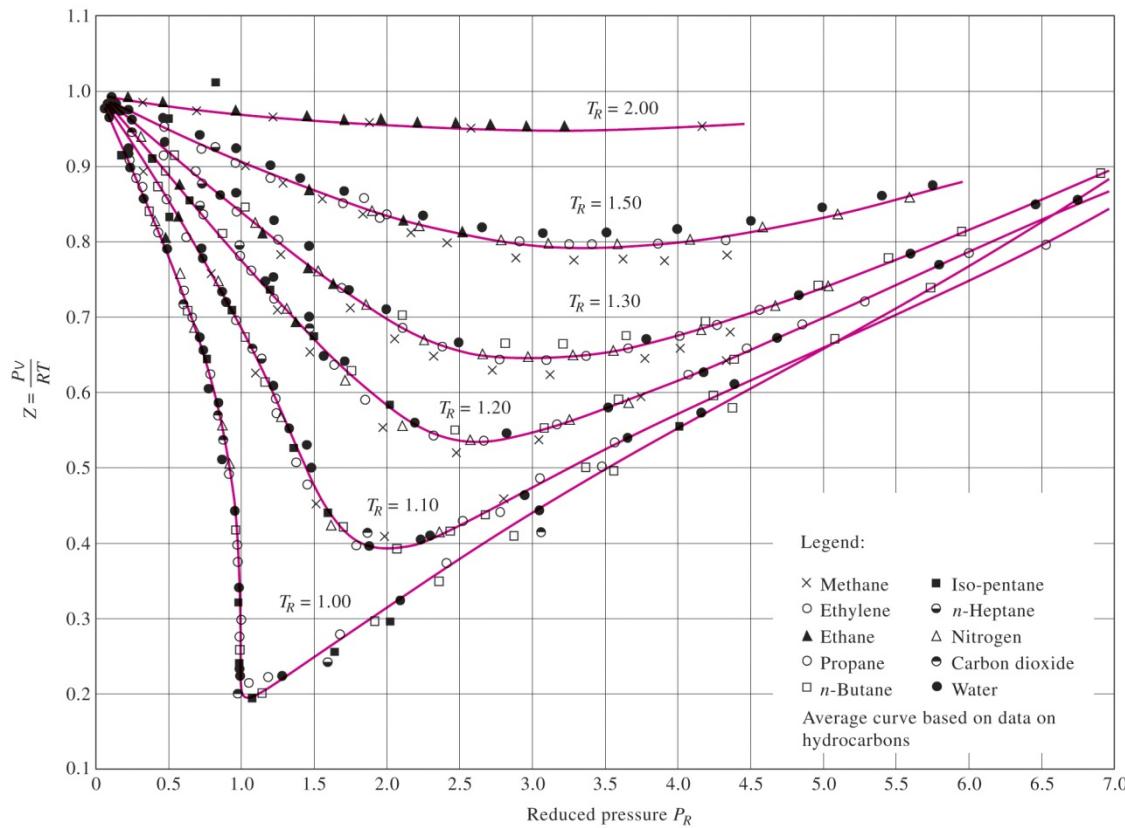
De druk of temperatuur van een gas is hoog of laag ten opzichte van zijn kritieke temperatuur of druk.



Bij zeer lage druk benaderen alle gassen het ideale gasgedrag (ongeacht hun temperatuur).

Vergelijking van Z-factoren voor verschillende gassen

Verlaagde druk $P_R = \frac{P}{P_{\text{cr}}}$ $T_R = \frac{T}{T_{\text{cr}}}$ Verlaagde temperatuur



Gassen wijken het meest af van het ideale gasgedrag in de buurt van het kritische punt.

Voorbeeld:

Lucht @ 200 K, 132 bar,

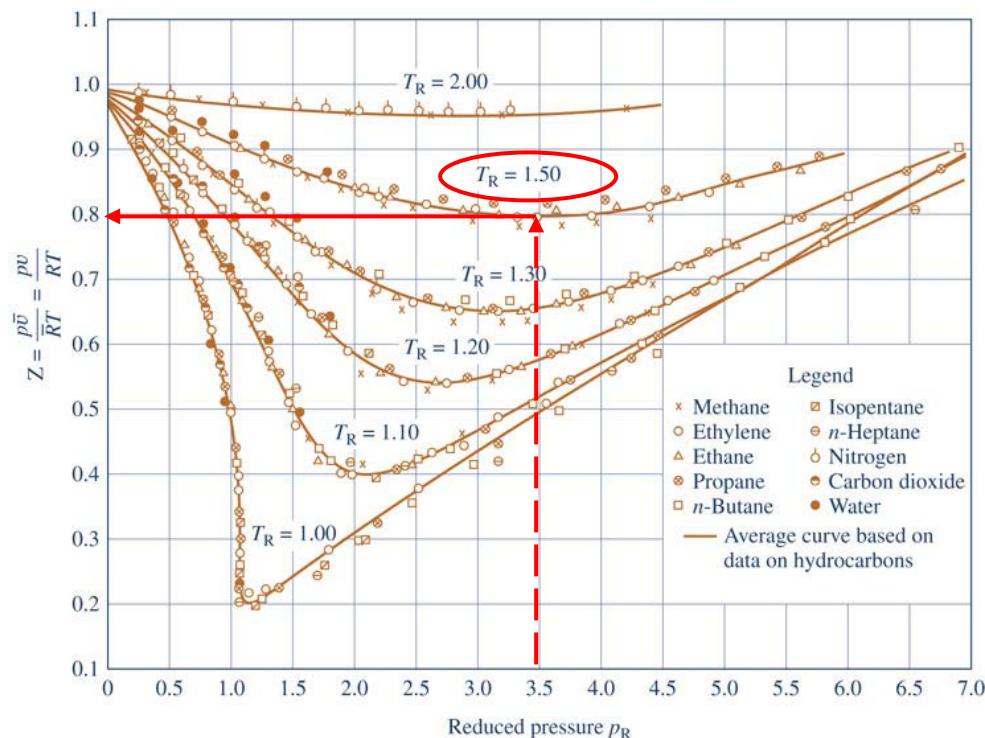
$$T_R = 200 \text{ K} / 132.5 \text{ K} = 1,5,$$

$$p_R = 132 \text{ bar} / 37.7 \text{ bar} = 3,5$$

waar T_c en p_c voor lucht uit **Tabel A-1** komen.

Met deze T_R , p_R waarden geeft de gegeneraliseerde samendrukbaarheidstabel **Z = 0.8.**

Substance	Critical-point properties		
	Temperature, K	Pressure, MPa	Volume, m ³ /kmol
Air	132.5	3.77	0.0883



Andere vergelijkingen van de staat

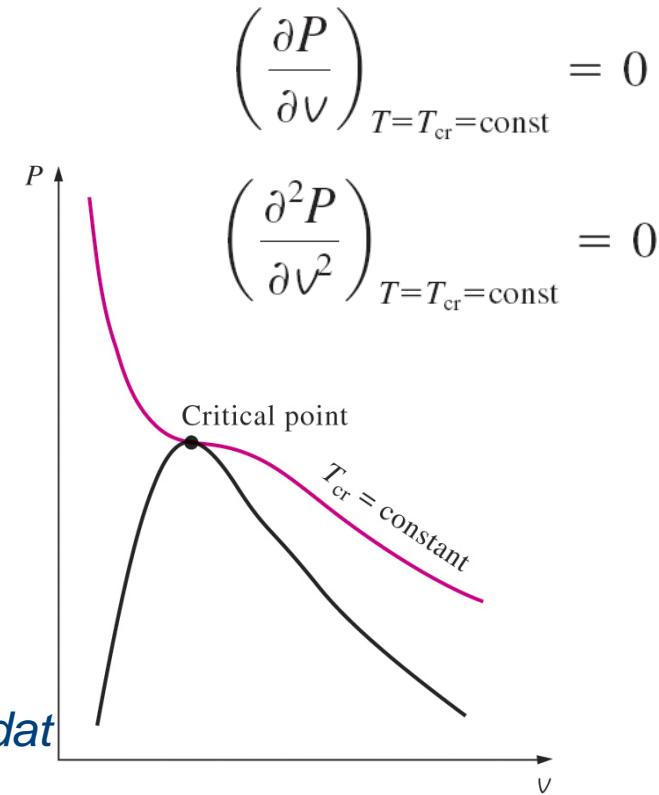
Er zijn verschillende vergelijkingen voorgesteld om het P-v-T gedrag van stoffen nauwkeurig weer te geven over een groter gebied zonder beperkingen.

Van der Waals Staatsvergelijking

$$\left(P + \frac{a}{v^2} \right) (v - b) = RT$$

$$a = \frac{27R^2 T_{\text{cr}}^2}{64P_{\text{cr}}} \quad b = \frac{RT_{\text{cr}}}{8P_{\text{cr}}}$$

Dit model omvat twee effecten die in het ideale gasmodel buiten beschouwing blijven: *de intermoleculaire aantrekkrachten en het volume dat door de moleculen zelf wordt ingenomen*. De nauwkeurigheid van de van der Waals toestandsvergelijking is vaak onvoldoende.



Andere vergelijkingen van de staat

Beattie-Bridgeman

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}^2} \left(1 - \frac{c}{\bar{v} T^3} \right) (\bar{v} + B) - \frac{A}{\bar{v}^2}$$
$$A = A_0 \left(1 - \frac{a}{\bar{v}} \right) \quad B = B_0 \left(1 - \frac{b}{\bar{v}} \right)$$

De constanten worden gegeven in Tabel 3-4 voor verschillende stoffen. Het is bekend dat het redelijk nauwkeurig is voor dichthesen tot ongeveer $0,8 \rho_{cr}$.

Benedict-Webb-Rubin

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}} + \left(B_0 R_u T - A_0 - \frac{C_0}{T^2} \right) \frac{1}{\bar{v}^2} + \frac{b R_u T - a}{\bar{v}^3} + \frac{a\alpha}{\bar{v}^6} + \frac{c}{\bar{v}^3 T^2} \left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2} \right) e^{-\gamma/\bar{v}^2}$$

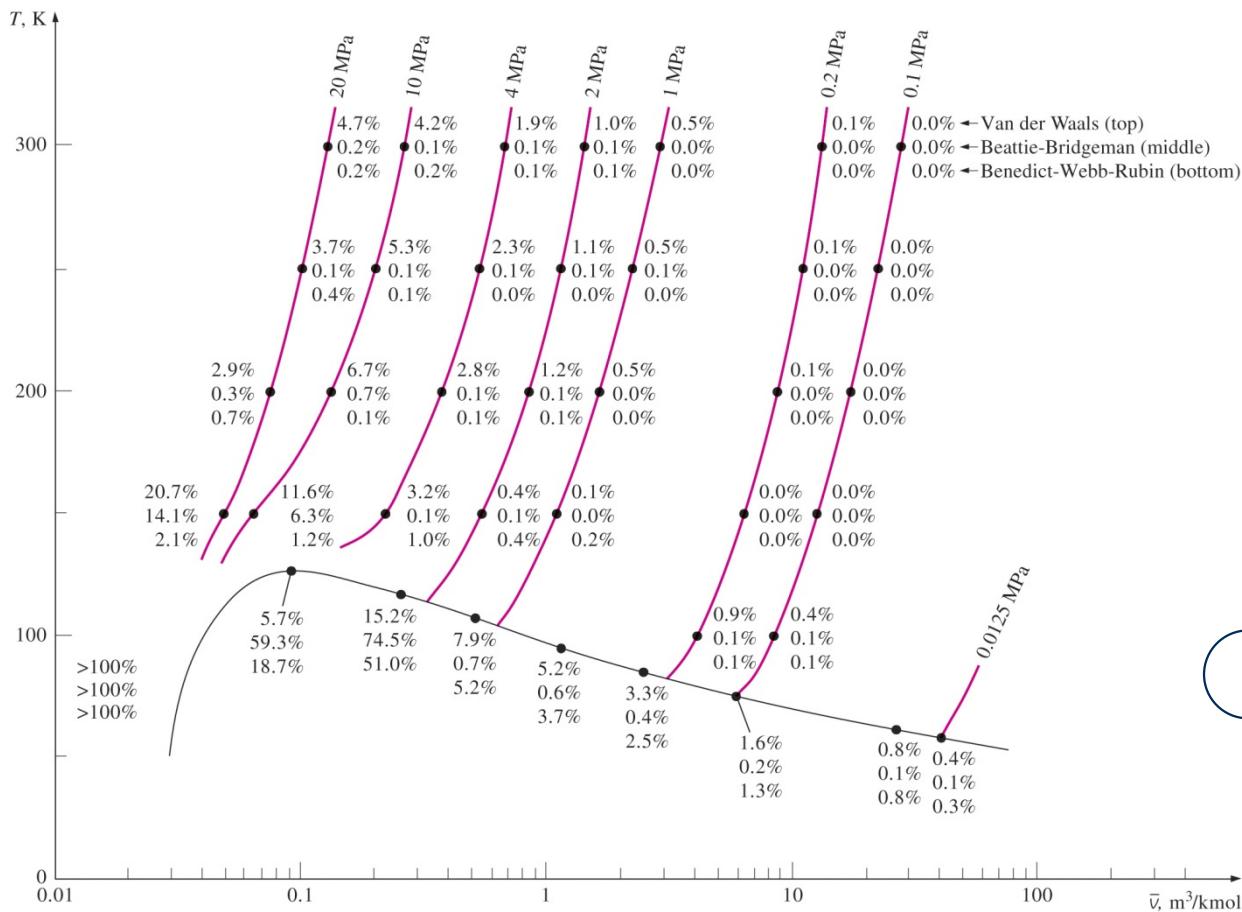
De constanten worden gegeven in Tabel 3-4. Deze vergelijking is geschikt voor stoffen met een dichtheid tot ongeveer $2,5 \rho_{cr}$.

Virial

$$P = \frac{RT}{v} + \frac{a(T)}{v^2} + \frac{b(T)}{v^3} + \frac{c(T)}{v^4} + \frac{d(T)}{v^5} + \dots$$

De coëfficiënten $a(T)$, $b(T)$, $c(T)$, enzovoort, die functies zijn van alleen de temperatuur worden viriale coëfficiënten genoemd.

Andere vergelijkingen van de staat: nauwkeurigheid



Van der Waals: 2 constants.
Nauwkeurig over een beperkt bereik

Beattie-Bridgeman: 5 constants.
Nauwkeurig voor $\rho \leq 0.8\rho_{cr}$

Benedict-Webb-Rubin: 8 constants.
Nauwkeurig voor $\rho \leq 2.5\rho_{cr}$

Strobridge: 16 constants.
Meer geschikt voor computerberekeningen

Virial: kan variëren,
Nauwkeurigheid is afhankelijk van het aantal gebruikte termen

Complexe
toestandsvergelijkingen geven
het P-v-T gedrag van gassen
nauwkeuriger weer over een
groter bereik.



ENERGIETRANSFER EN ALGEMENE ANALYSE



Vormen van energie

- Energie kan in talloze vormen bestaan, zoals thermisch, mechanisch, kinetisch, potentieel, elektrisch, magnetisch, chemisch en nucleair, en hun som vormt de **totale energie, E** van een systeem.
- Thermodynamica houdt zich alleen bezig met de verandering van de totale energie.
- **Macroscopische energievormen:** Die een systeem als geheel bezit ten opzichte van een extern referentiekader, zoals kinetische en potentiële energieën.
- **Microscopische energievormen:** Deze hebben betrekking op de moleculaire structuur van een systeem en de mate van moleculaire activiteit.
- **Inwendige energie, U :** De som van alle microscopische vormen van energie.
- **Kinetische energie, KE en potentiële energie, PE**

Vormen van energie

$$KE = m \frac{V^2}{2} \quad (\text{kJ}) \quad \text{Kinetische energie}$$

$$ke = \frac{V^2}{2} \quad (\text{kJ/kg}) \quad \text{Kinetische energie per massa-eenheid}$$

$$PE = mgz \quad (\text{kJ}) \quad \text{Potentiële energie}$$

$$pe = gz \quad (\text{kJ/kg}) \quad \text{Potentiële energie per massa-eenheid}$$

Totale energie van een systeem

$$E = U + KE + PE = U + m \frac{V^2}{2} + mgz \quad (\text{kJ})$$

Systeem energie per massa-eenheid

$$e = u + ke + pe = u + \frac{V^2}{2} + gz \quad (\text{kJ/kg})$$

$$e = \frac{E}{m} \quad (\text{kJ/kg}) \quad \text{Totale energie per massa-eenheid}$$

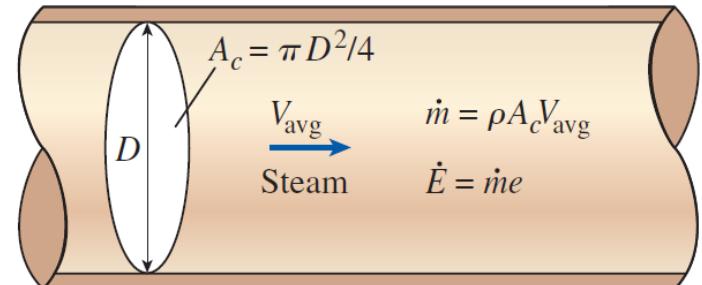


FIGURE 2–5

Mass and energy flow rates associated with the flow of steam in a pipe of inner diameter D with an average velocity of V_{avg} .

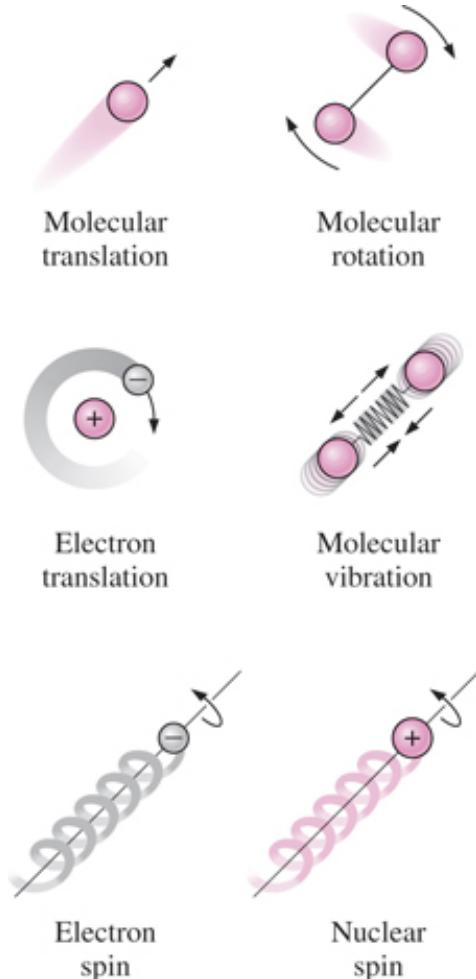
Massadebiet

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \rho A_c V_{\text{avg}} \quad (\text{kg/s})$$

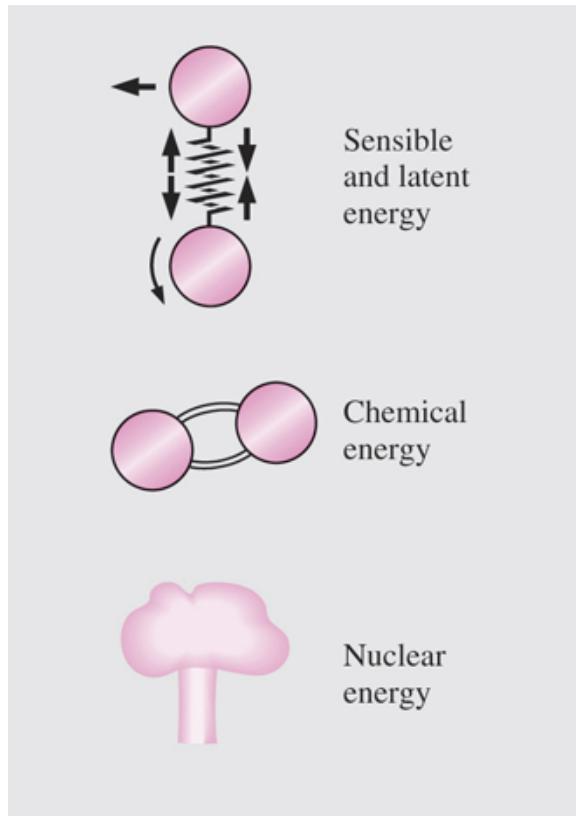
Energiedebiet

$$\dot{E} = \dot{m} e \quad (\text{kJ/s or kW})$$

Fysiek inzicht in inwendige energie



De verschillende vormen van microscopische energieën die samen zinnige energie vormen.



De interne energie van een systeem is de som van alle vormen van microscopische energie.

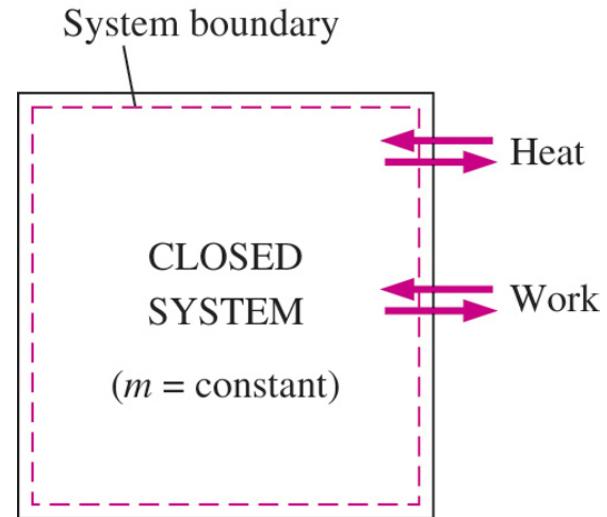
Het is gerelateerd aan de moleculaire structuur en de mate van moleculaire activiteit en kan worden gezien als de som van de kinetische en potentiële energieën van de moleculen.

Thermal = Sensible + Latent

Internal = Sensible + Latent + Chemical + Nuclear

Vormen van energie

- De totale energie van een systeem kan worden opgenomen of opgeslagen in een systeem en kan dus worden gezien als de **statische vorm van energie**.
- De vorm van energie die niet is opgeslagen in een systeem kan worden gezien als de dynamische vorm van energie of als energie-interacties.
 - Herkend aan de systeemgrens wanneer ze die overschrijden.
 - Gesloten systeem → **Warmtetransport**
→ **Arbeid**
- **Het verschil tussen warmtetransport en arbeid:** Een energie-interactie is warmtetransport als de drijvende kracht een temperatuurverschil is. Anders is het arbeid.



Mechanische energie

Mechanische energie: De vorm van energie die volledig en direct kan worden omgezet in mechanische arbeid door een ideaal mechanisch apparaat zoals een ideale turbine.

Kinetische en potentiële energieën

$$e_{\text{mech}} = \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \quad \text{Mechanische energie van een stromende vloeistof per massa-eenheid}$$

$$\dot{E}_{\text{mech}} = \dot{m}e_{\text{mech}} = \dot{m}\left(\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz\right) \quad \text{Snelheid van mechanische energie van een stromende vloeistof}$$

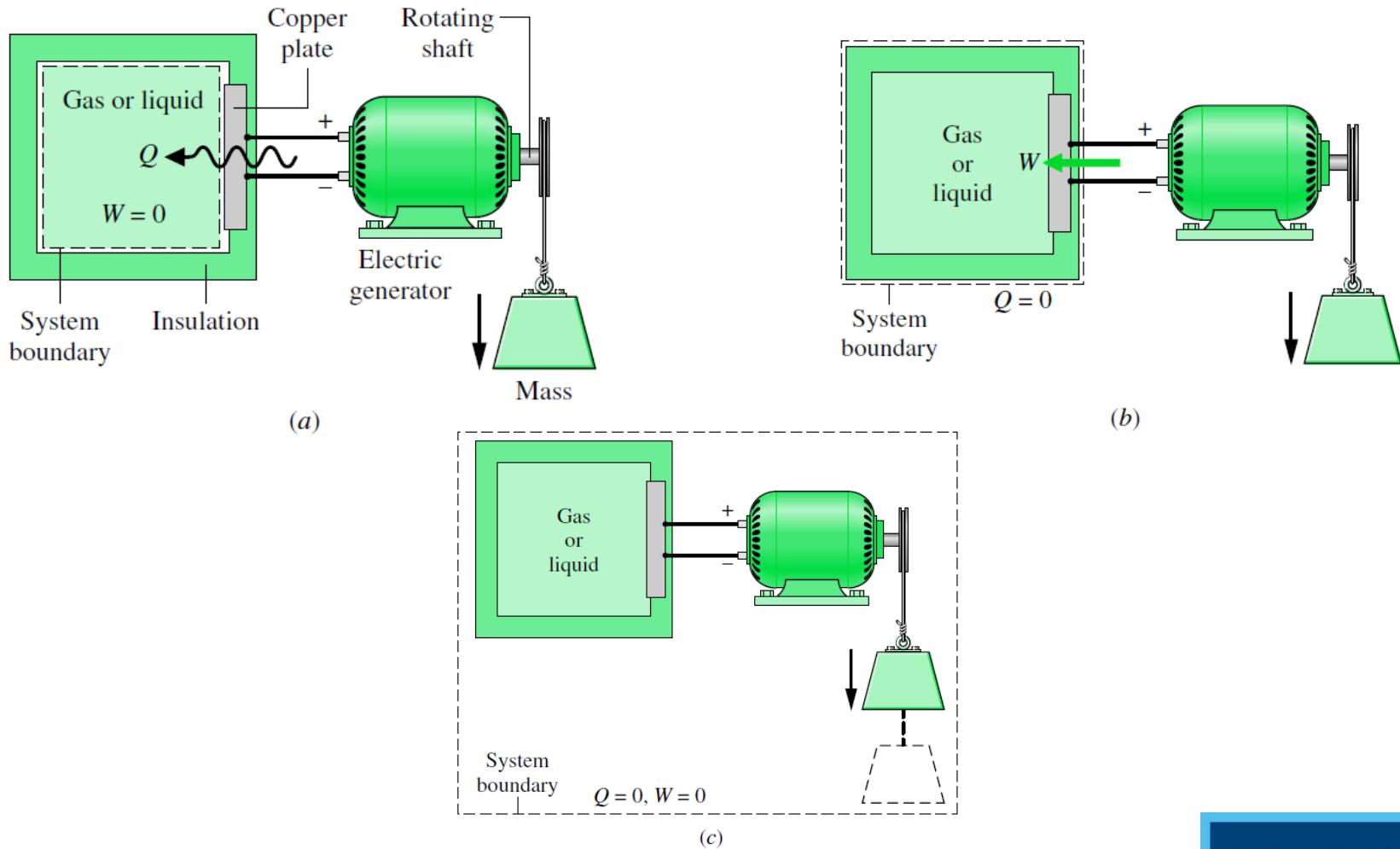
Verandering in mechanische energie van een vloeistof tijdens onsamendrukbare stroming per massa-eenheid

$$\Delta e_{\text{mech}} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (\text{kJ/kg})$$

Veranderingsnelheid van mechanische energie van een vloeistof tijdens onsamendrukbare stroming

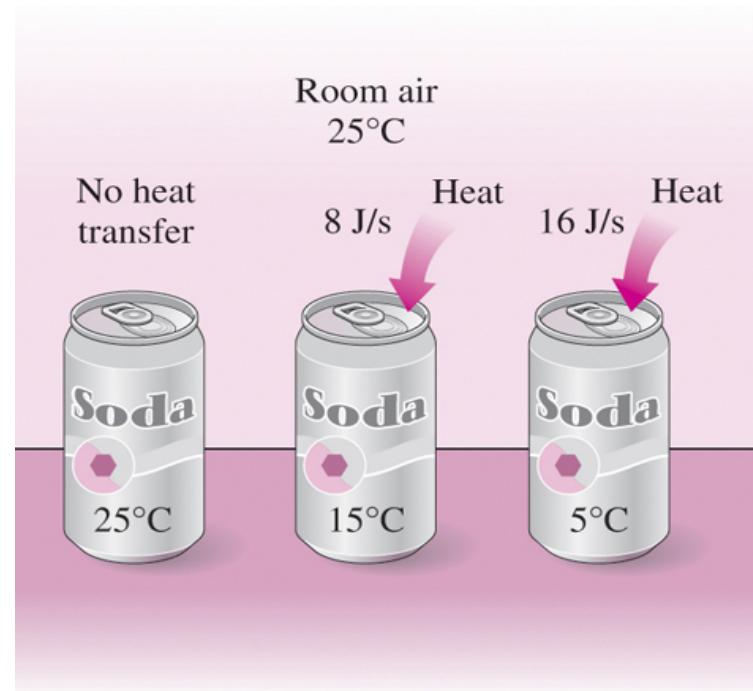
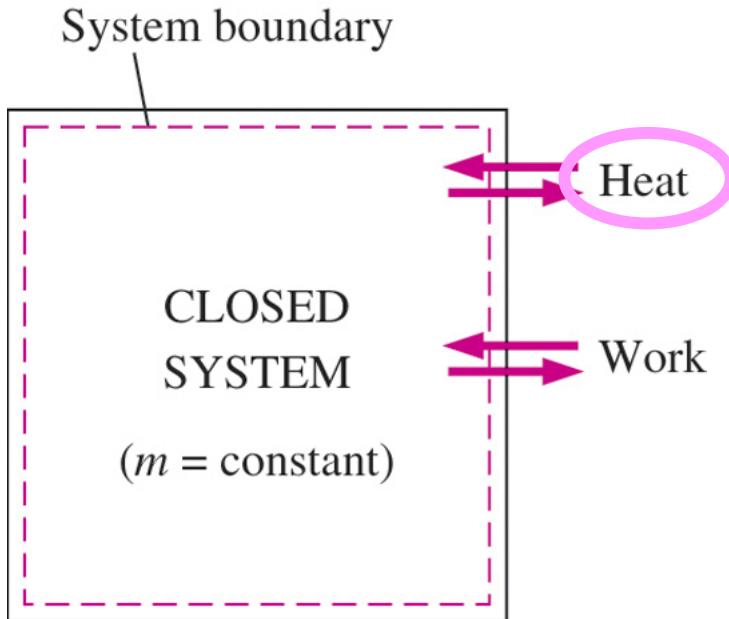
$$\Delta \dot{E}_{\text{mech}} = \dot{m}\Delta e_{\text{mech}} = \dot{m}\left(\frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right) \quad (\text{kW})$$

Energietransfer in gesloten systemen



Energietransfer door warmte

- Energie kan de grenzen van een gesloten systeem overschrijden in de vorm van warmte en arbeid.



Warmte: De vorm van energie die wordt overgedragen tussen twee systemen (of een systeem en zijn omgeving) door middel van een temperatuurverschil.

Temperatuurverschil is de drijvende kracht achter warmtetransport. Hoe groter het temperatuurverschil, hoe hoger de snelheid van de warmtetransport.

Energietransfer door warmte

$$q = \frac{Q}{m}$$

(kJ/kg)

Warmtetransfer per massa-eenheid

$$Q = \dot{Q} \Delta t$$

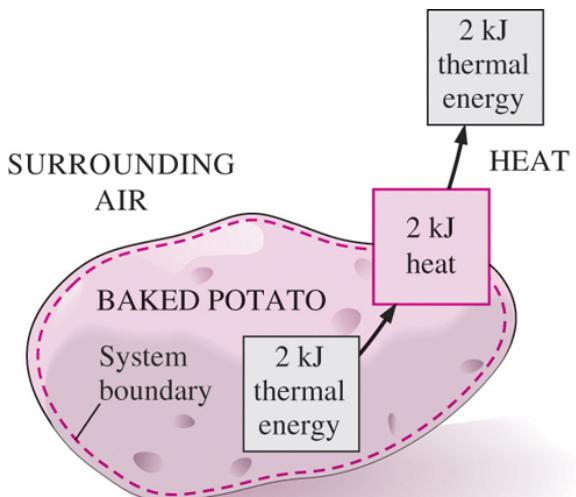
(kJ)

Hoeveelheid warmtetransport wanneer de warmtetransportsnelheid constant is

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q} dt$$

(kJ)

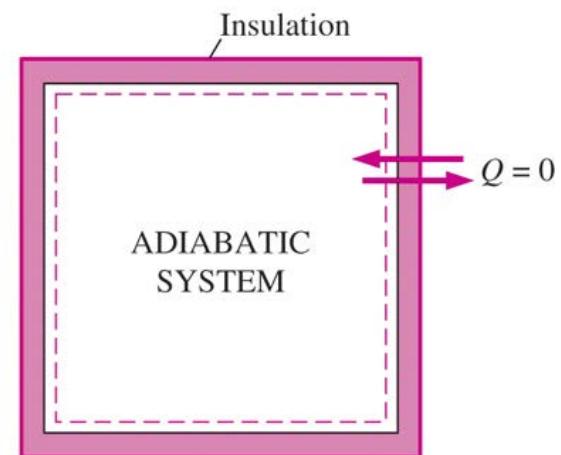
Hoeveelheid warmtetransport wanneer de warmtetransportsnelheid verandert met de tijd



Energie wordt alleen herkend als warmtetransfer wanneer het de systeemgrens overschrijdt.

$$\begin{aligned} Q &= 30 \text{ kJ} \\ m &= 2 \text{ kg} \\ \Delta t &= 5 \text{ sec} \\ \downarrow \\ \dot{Q} &= 6 \text{ kW} \\ q &= 15 \text{ kJ} \end{aligned}$$

30 kJ
heat



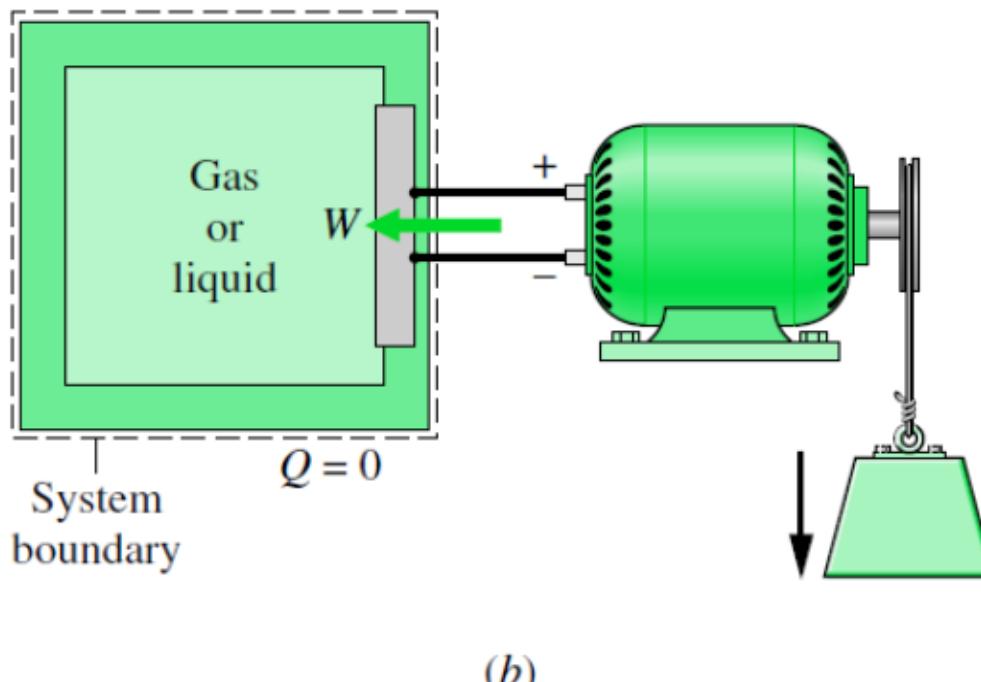
Tijdens een adiabatisch proces wisselt een systeem geen warmte uit met de omgeving.

Mechanismen voor warmtetransport

- **Conductie:** De transport van energie van de meer energetische deeltjes van een stof naar de aangrenzende minder energetische deeltjes als gevolg van interactie tussen deeltjes.
- **Convectie:** De transport van energie tussen een vast oppervlak en de aangrenzende vloeistof die in beweging is, en het gaat om de gecombineerde effecten van geleiding en vloeistofbeweging.
- **Straling:** De transport van energie door de emissie van elektromagnetische golven (of fotonen).

Energietransfer door arbeid

- **Arbeid:** De energietransport die gepaard gaat met een kracht die over een afstand werkt.
- Een stijgende zuiger, een draaiende as en een elektrische draad die de systeemgrenzen overschrijdt, worden allemaal geassocieerd met werkinteracties.



(b)

Arbeid om een lichaam omhoog te brengen of te versnellen

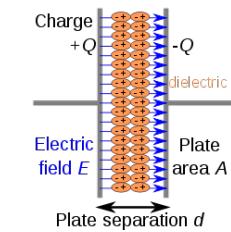
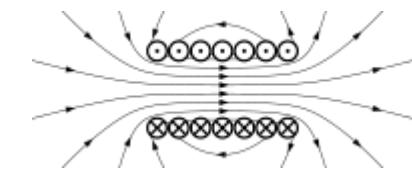
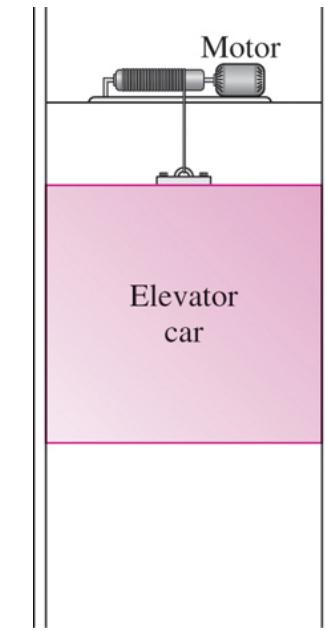
1. De arbeidstransfer die nodig is om een lichaam omhoog te brengen is gelijk aan de verandering in de potentiële energie van het lichaam.
2. De werktransfer die nodig is om een lichaam te versnellen is gelijk aan de verandering in de kinetische energie van het lichaam.

Niet-mechanische vormen van arbeid

Electrische arbeid: De gegeneraliseerde kracht is de spanning (de elektrische potentiaal) en de gegeneraliseerde verplaatsing is de elektrische lading.

Magnetische arbeid: De gegeneraliseerde kracht is de magnetische veldsterkte en de gegeneraliseerde verplaatsing is het totale magnetische dipoolmoment.

Electrische polarisatiearbeid: De gegeneraliseerde kracht is de elektrische veldsterkte en de gegeneraliseerde verplaatsing is de polarisatie van het medium.



Mechanische arbeidvormen

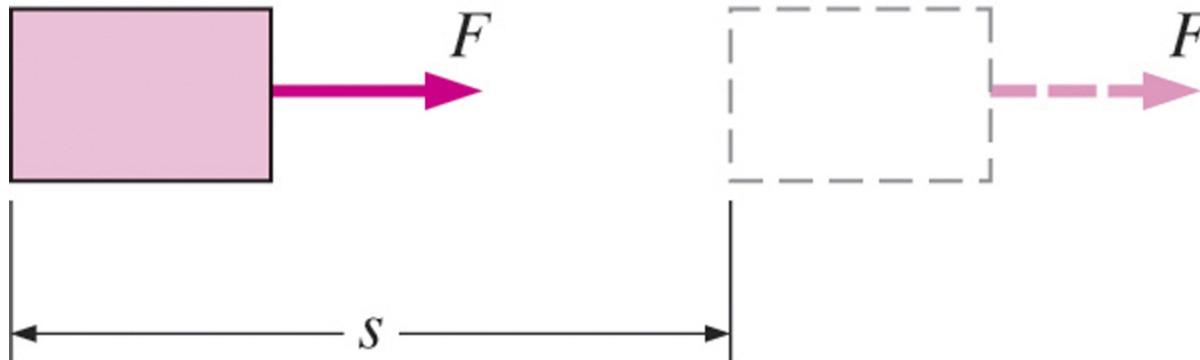
- Er zijn twee vereisten voor een werkinteractie tussen een systeem en zijn omgeving :
 - er moet een **kracht** op de grens werken.
 - de grens moet **verschuiven**.

Work = Force \times Distance

$$W = F s \quad (\text{kJ})$$

When force is not constant

$$W = \int_1^2 F \, ds \quad (\text{kJ})$$



De verrichte arbeid is evenredig met de uitgeoefende kracht (F) en de afgelegde afstand (s). 13



Als er geen beweging is,
wordt er geen werk gedaan.

Asarbeid

Een kracht F die door een momentarm r werkt, genereert een koppel T

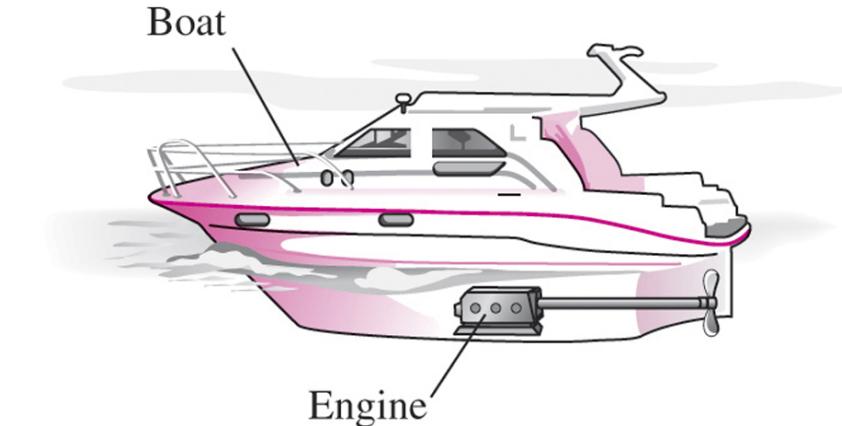
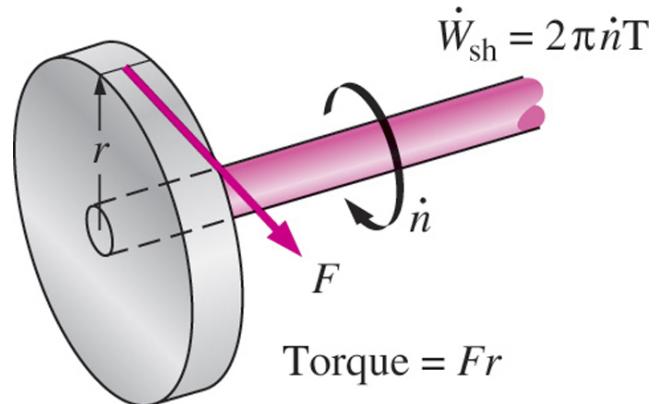
$$T = Fr \quad \rightarrow \quad F = \frac{T}{r}$$

Deze kracht werkt over een afstand s $s = (2\pi r)n$

Asarbeid $W_{sh} = Fs = \left(\frac{T}{r}\right)(2\pi rn) = 2\pi nT$ (kJ)

Het vermogen dat door de as wordt overgedragen is de arbeid die de as per tijdseenheid verricht

$$\dot{W}_{sh} = 2\pi nT$$
 (kW)



Energieoverdracht via roterende assen komt in de
praktijk vaak voor.

Asarbeid is evenredig met het toegepaste koppel en het aantal omwentelingen van de as

Veerarbeid

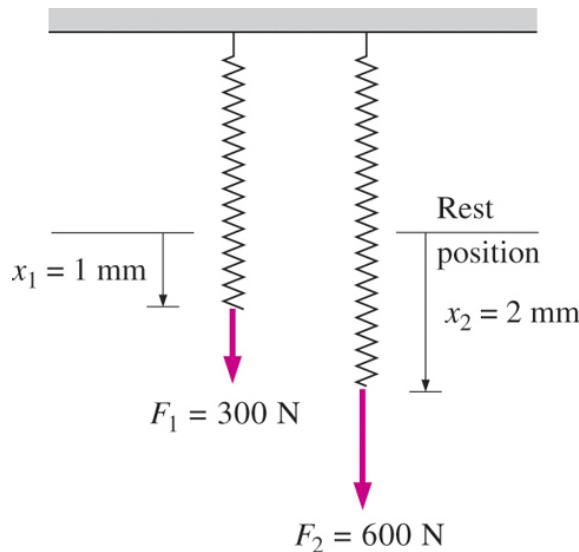
Als de lengte van de veer verandert met dx onder invloed van een kracht F , is de verrichte arbeid

$$\delta W_{\text{spring}} = F dx$$

Voor lineair elastische veren is de verplaatsing x evenredig met de uitgeoefende kracht

$$F = kx \quad (\text{kN})$$

k : veer constant (kN/m)

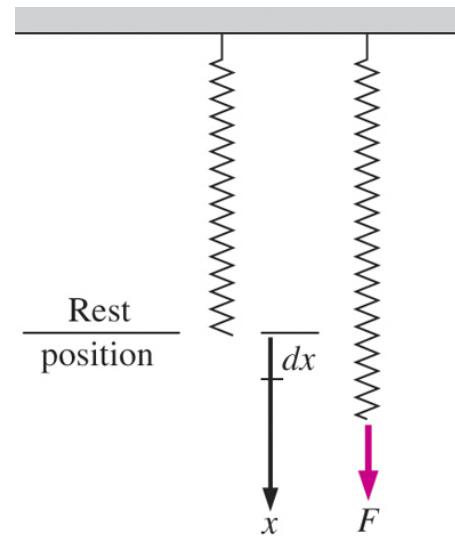


De verplaatsing van een lineaire veer verdubbelt als de kracht verdubbeld wordt.

15

$$W_{\text{spring}} = \frac{1}{2}k(x_2^2 - x_1^2) \quad (\text{kJ})$$

x_1 and x_2 : de begin- en eindverplaatsingen



Electrische arbeid

Wanneer N coulomb elektrische lading door een potentiaalverschil \mathbf{V} bewegen, is de verrichte elektrische arbeid

$$W_e = \mathbf{VN}$$

Electrische vermogen

$$\dot{W}_e = \mathbf{VI} \quad (\text{W})$$

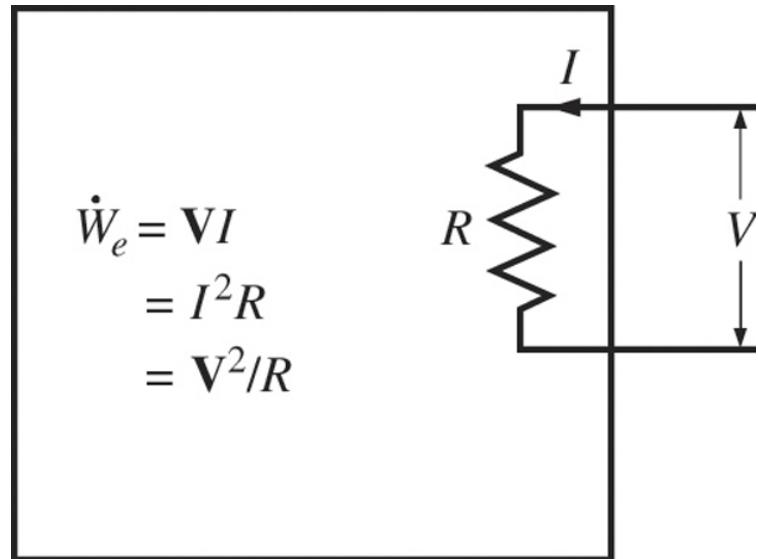
Wanneer potentiaalverschil en stroom veranderen met de tijd

$$W_e = \int_1^2 \mathbf{VI} dt \quad (\text{kJ})$$

Wanneer potentiaalverschil en stroom constant blijven

$$W_e = \mathbf{VI} \Delta t \quad (\text{kJ})$$

$$\begin{aligned}\dot{W}_e &= \mathbf{VI} \\ &= I^2 R \\ &= \mathbf{V}^2 / R\end{aligned}$$



Elektrisch vermogen in termen van weerstand R , stroom I en potentiaalverschil \mathbf{V} .

Warmte i.v.m. Arbeid

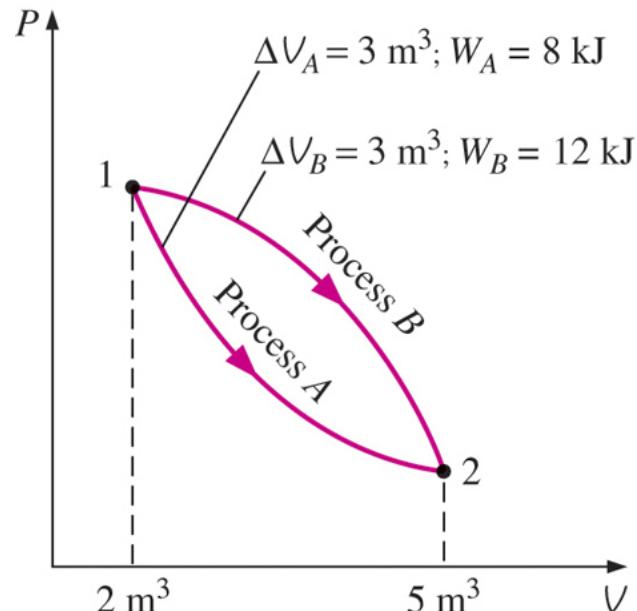
- Beide worden herkend aan de grenzen van een systeem wanneer ze de grenzen overschrijden. D.w.z. dat zowel warmte als arbeid **grensverschijnselen** zijn.
- Systemen bezitten energie, maar geen warmte of arbeid.
- Beide zijn geassocieerd met een proces, niet met een toestand.
- In tegenstelling tot eigenschappen heeft warmte of arbeid geen betekenis bij een toestand.
- Beide zijn **padfuncties** (d.w.z. dat hun grootte afhangt van het pad dat wordt gevuld tijdens een proces en van de eindtoestanden).

Eigenschappen zijn puntfuncties
hebben exacte differentiaLEN (d).

$$\int_1^2 dV = V_2 - V_1 = \Delta V$$

Padfuncties hebben
on nauwkeurige differentiaLEN (δ)

$$\int_1^2 \delta W = W_{12} \quad (\text{not } \Delta W)$$



Eigenschappen zijn puntfuncties, maar warmte en arbeid zijn padfuncties (hun grootte hangt af van het gevuld pad).

Positieve en negatieve warmte- en arbeidstransfer

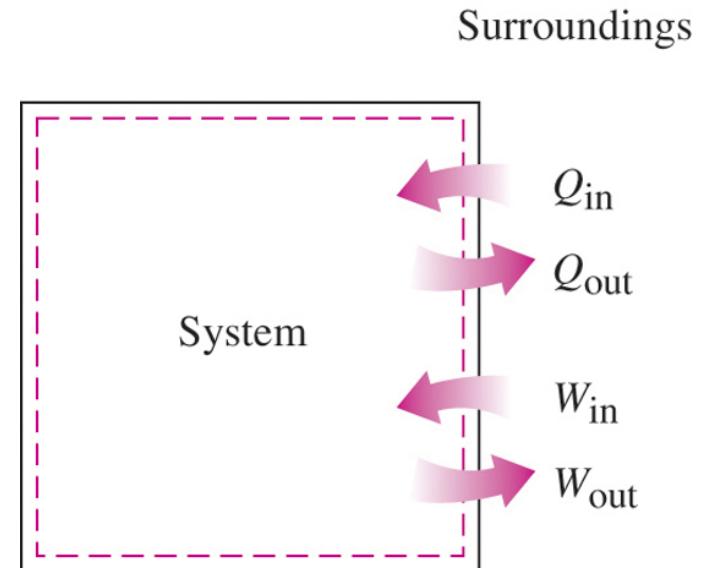
- Warmtetransfer naar een systeem en arbeid verricht door een systeem zijn positief; warmtetransfer van een systeem en arbeid verricht op een systeem zijn negatief.
- Een alternatief voor de tekenconventie is het gebruik van de subscripts **in** en **uit** om de richting aan te geven. Dit is de voornaamste benadering in het tekstboek.

$$w = \frac{W}{m} \quad (\text{kJ/kg})$$

Verrichte arbeid per massa-eenheid

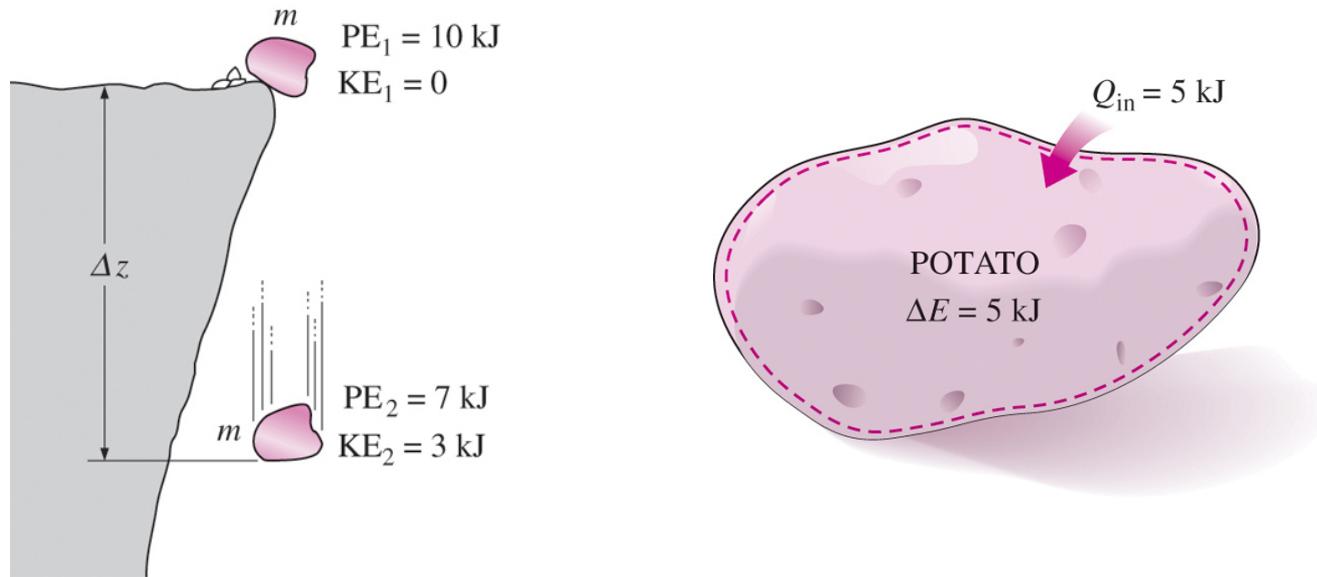
$$\begin{aligned} W &= 30 \text{ kJ} \\ m &= 2 \text{ kg} \\ \Delta t &= 5 \text{ sec} \\ \downarrow \\ \dot{W} &= 6 \text{ kW} \\ w &= 15 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

30 kJ work



Eerste hoofdwet van thermodynamica

- **Eerste hoofdwet van thermodynamica (*het principe van energiebehoud*): energie kan noch gecreëerd noch vernietigd worden tijdens een proces; het kan alleen van vorm veranderen.**
- Voor alle adiabatische processen tussen twee gespecificeerde toestanden van een gesloten systeem is de netto verrichte arbeid hetzelfde, ongeacht de aard van het gesloten systeem en de details van het proces.



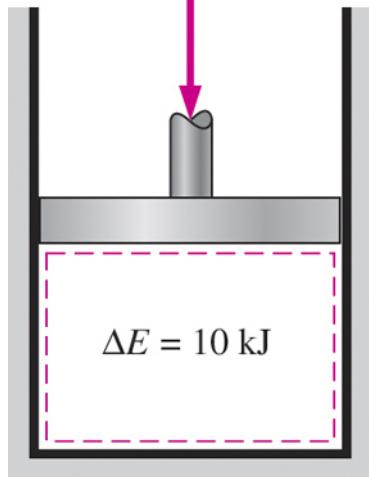
Energiebalans

De nettoverandering (toename of afname) in de totale energie van het systeem tijdens een proces is gelijk aan het verschil tussen de totale energie die het systeem binnenkomt en de totale energie die het systeem verlaat tijdens dat proces.

$$\left(\begin{array}{l} \text{Total energy} \\ \text{entering the system} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{l} \text{Total energy} \\ \text{leaving the system} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} \text{Change in the total} \\ \text{energy of the system} \end{array} \right)$$

$$W_{b,in} = 10 \text{ kJ}$$

$$E_{\text{in}} - E_{\text{out}} = \Delta E_{\text{system}}$$

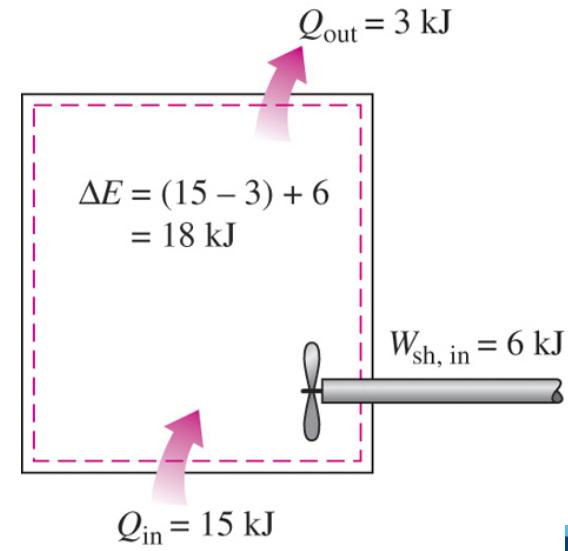


(Adiabatic)

De energieverandering van een systeem tijdens een proces is gelijk aan de *netto* arbeid en warmtetransport tussen het systeem en zijn omgeving.

De arbeid (grens) die aan een adiabatisch systeem wordt verricht, is gelijk aan de toename van de energie van het systeem.

20



Energie verandering van een systeem ΔE_{system}

Energy change = Energy at final state – Energy at initial state

$$\Delta E_{system} = E_{final} - E_{initial} = E_2 - E_1$$

$$\Delta E = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE$$

$$\Delta U = m(u_2 - u_1)$$

$$\Delta KE = \frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2)$$

$$\Delta PE = mg(z_2 - z_1)$$

Stilstaande systemen

$$z_1 = z_2 \rightarrow \Delta PE = 0$$

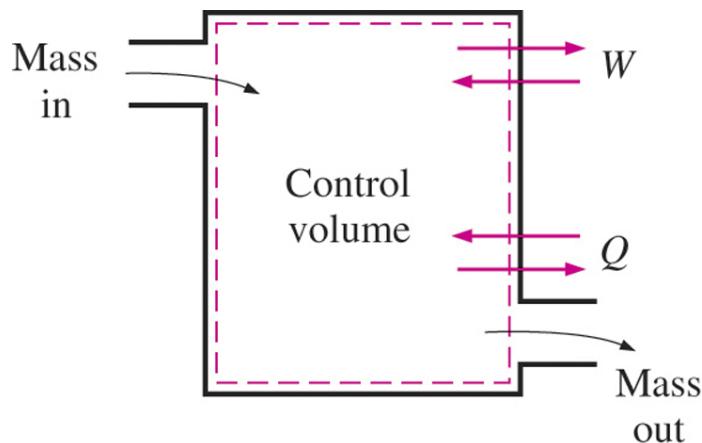
$$V_1 = V_2 \rightarrow \Delta KE = 0$$

$$\Delta E = \Delta U$$

Mechanismen van energietransfer, E_{in} , E_{uit}

$$\underbrace{E_{in} - E_{out}}_{\text{Net energy transfer by heat, work, and mass}} = \underbrace{\Delta E_{\text{system}}}_{\text{Change in internal, kinetic, potential, etc., energies}} \quad (\text{kJ})$$

- De mechanismen van energietransport aan een systeemgrens zijn: *warmte, arbeid, massadebiet*.



De energie-inhoud van open systemen kan worden veranderd door massastromen en warmte- en arbeidinteracties.

Bij een gesloten massa is er alleen sprake van warmtetransport en arbeid.

Mechanismen van energietransfer, E_{in} , E_{uit}

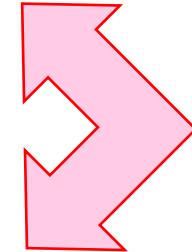
1. Warmtetransport, Q
 - a) Warmte is energietransfer als gevolg van temperatuurverschil tussen systeem en omgeving
 - b) Q is 0 voor adiabatische systemen
2. Arbeid, W
 - a) Arbeid is een grensverschijnsel
 - b) Geen arbeid voor systemen zonder grensarbeid
3. Massadebit, m
 - a) Massadebit in -> systeem energie stijgt, massadebit uit -> systeem energie daalt
 - b) Geen energietransport door massa in gesloten systemen

Energiebalans voor een algemeen systeem:

$$E_{in} - E_{out} = (Q_{in} - Q_{out}) + (W_{in} - W_{out}) + (E_{mass,in} - E_{mass,out}) = \Delta E_{system}$$

Compacter uitgedrukt is de energiebalans

$$\underbrace{E_{in} - E_{out}}_{\text{Net energy transfer by heat, work, and mass}} = \underbrace{\Delta E_{system}}_{\text{Change in internal, kinetic, potential, etc., energies}} \quad (kJ)$$



Of

$$\underbrace{\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}}_{\text{Rate of net energy transfer by heat, work, and mass}} = \underbrace{\Delta \dot{E}_{system}}_{\text{Rate change in internal, kinetic, potential, etc., energies}} \quad (kW)$$

Voor constante snelheden zijn de totale hoeveelheden gedurende het tijdsinterval Δt gerelateerd aan de hoeveelheden per tijdseenheid als

$$Q = \dot{Q} \Delta t, \quad W = \dot{W} \Delta t, \quad \text{and} \quad \Delta E = \dot{\Delta E} \Delta t \quad (kJ)$$

De energiebalans kan per massa-eenheid als volgt worden uitgedrukt

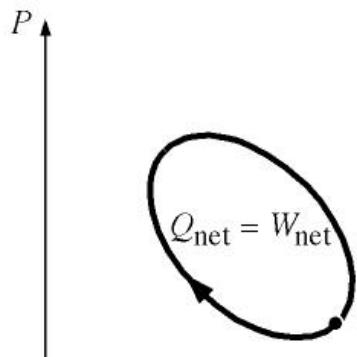
$$e_{in} - e_{out} = \Delta e_{system} \quad (kJ / kg)$$

en in de differentiële vormen als $\delta E_{in} - \delta E_{out} = dE_{system}$

$$\delta e_{in} - \delta e_{out} = de_{system}$$

Eerste hoofdwet voor een cyclus

- Een thermodynamische cyclus bestaat uit processen die ervoor zorgen dat de werkende vloeistof een reeks toestandsveranderingen ondergaat door middel van een proces of een reeks processen.
 - Deze processen vinden zodanig plaats dat de eind- en begintoestand identiek zijn en de verandering in interne energie van de werkende vloeistof nul is voor een geheel aantal cycli.
 - Omdat thermodynamische cycli kunnen worden gezien als systemen waarbij warmte en arbeid (maar geen massa) de grens van het kringloopssysteem overschrijden, wordt de eerste wet voor een gesloten systeem dat in een thermodynamische cyclus werkt



$$Q_{net} - W_{net} = \Delta E_{cycle}$$

$$Q_{net} = W_{net}$$

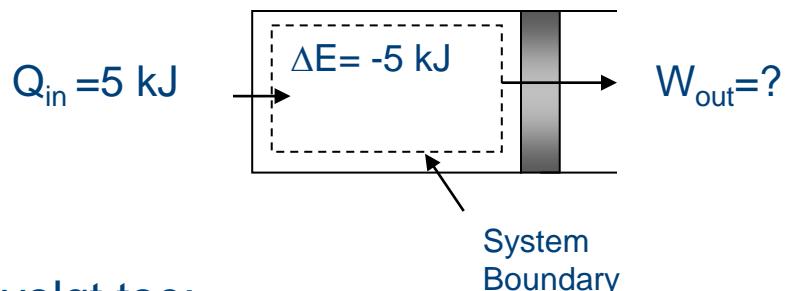
$$Q_{net} = Q_{in} - Q_{out}$$

$$W_{net} = W_{out} - W_{in}$$

$$\begin{aligned} Q_{net} - W_{net} &= (Q_{in} - Q_{out}) - (W_{out} - W_{in}) = \\ (Q_{in} - Q_{out}) + (W_{in} - W_{out}) &= Q_{in} + W_{in} - (Q_{out} + W_{out}) = E_{in} - E_{out} \end{aligned}$$

Voorbeeld

Een systeem ontvangt 5 kJ warmtetransport en ondervindt een afname in energie van 5 kJ. Bepaal de hoeveelheid werk die het systeem heeft verricht.



Pas de 1e wet als volgt toe:

$$E_{in} - E_{out} = \Delta E_{system}$$

← 1e hoofdwet

$$E_{in} = Q_{in} = 5 \text{ kJ}$$

$$E_{out} = W_{out}$$

$$\Delta E_{system} = -5 \text{ kJ}$$

$$E_{out} = E_{in} - \Delta E_{system}$$

$$W_{out} = [5 - (-5)] \text{ kJ}$$

$$W_{out} = 10 \text{ kJ}$$

De arbeid die door het systeem wordt verricht is gelijk aan de energie-input door warmte plus de afname van de energie van de werkende vloeistof.

Voorbeeld

Een stoomcentrale werkt met een thermodynamische cyclus waarin water door een ketel, turbine, condensor, pomp en terug naar de ketel circuleert. Voor elke kilogram stoom (water) die door de cyclus stroomt, ontvangt de cyclus 2000 kJ warmte in de ketel, stoot 1500 kJ warmte af naar de omgeving in de condensor en ontvangt 5 kJ arbeid in de cycluspomp. Bepaal de arbeid die de stoom in de turbine verricht, in kJ/kg.

Vereist door de eerste hoofdwet voor cycli!

$$Q_{net} - W_{net} = \Delta E_{cycle}$$

$$Q_{net} = W_{net}$$

$$Q_{in} - Q_{out} = W_{out} - W_{in}$$

$$W_{out} = Q_{in} - Q_{out} + W_{in}$$

Let $w = \frac{W}{m}$ and $q = \frac{Q}{m}$

$$w_{out} = q_{in} - q_{out} + w_{in}$$

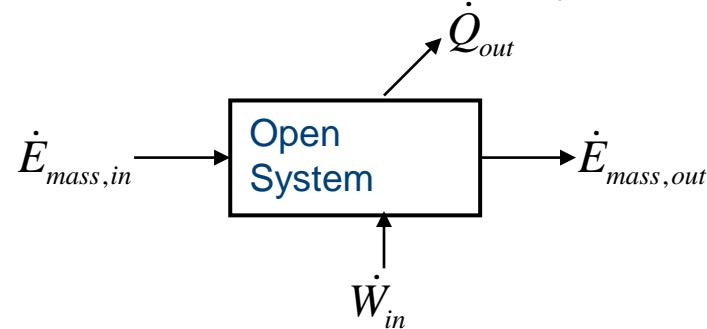
$$w_{out} = (2000 - 1500 + 5) \frac{kJ}{kg}$$

$$w_{out} = 505 \frac{kJ}{kg}$$

Voorbeeld

Lucht stroomt in een open systeem en vervoert energie met een snelheid van 300 kW. Terwijl de lucht door het systeem stroomt, ontvangt het 600 kW arbeid en verliest het 100 kW energie door warmtetransport naar de omgeving. Als het systeem geen energieverandering ondergaat terwijl de lucht er doorheen stroomt, hoeveel energie draagt de lucht dan mee als het systeem verlaat, in kW?

Systeem:



Energiebehoud:

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = \Delta \dot{E}_{system}$$

$$\dot{E}_{mass,in} + \dot{W}_{in} - \dot{E}_{mass,out} - \dot{Q}_{out} = \Delta \dot{E}_{system} = 0$$

$$\dot{E}_{mass,out} = \dot{E}_{mass,in} + \dot{W}_{in} - \dot{Q}_{out}$$

$$\dot{E}_{mass,out} = (300 + 600 - 100) \text{ kW} = 800 \text{ kW}$$

Energie conversie-efficiëntie

Efficiëntie is een van de meest gebruikte termen in thermodynamica en geeft aan hoe goed een energieomzettings- of energietransferproces verloopt.

$$\text{Performance} = \frac{\text{Desired output}}{\text{Required input}}$$

Efficiëntie van een waterverwarmer: De verhouding tussen de energie die door warm water aan het huis wordt geleverd en de energie die aan de boiler wordt geleverd.

Type	Efficiency
Gas, conventional	55%
Gas, high-efficiency	62%
Electric, conventional	90%
Electric, high-efficiency	94%

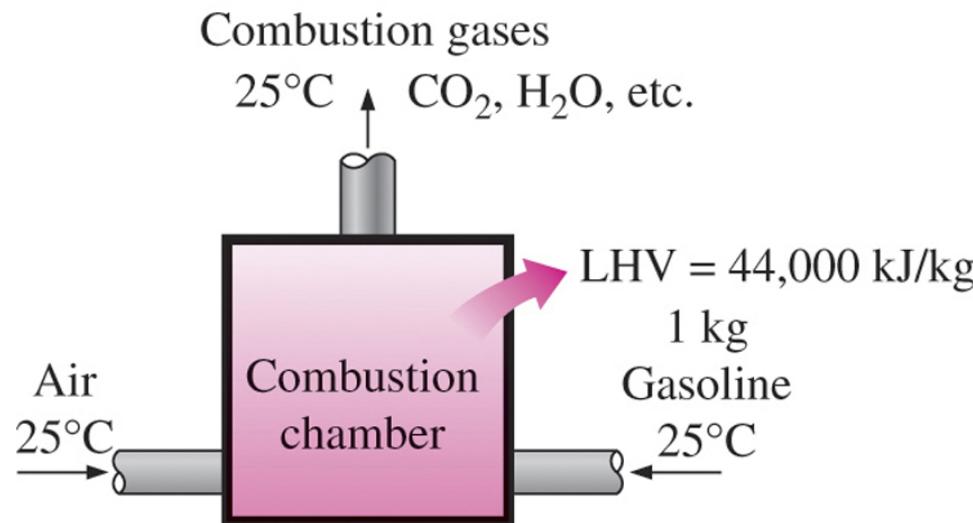
$$\eta_{\text{combustion}} = \frac{Q}{\text{HV}} = \frac{\text{Amount of heat released during combustion}}{\text{Heating value of the fuel burned}}$$

Energie conversie-efficiëntie

Verwarmingswaarde van de brandstof: De hoeveelheid warmte die vrijkomt wanneer een hoeveelheid brandstof op kamertemperatuur volledig wordt verbrand en de verbrandingsproducten worden afgekoeld tot kamertemperatuur.

Lower heating value (LHV): Wanneer het water als damp vertrekt.

Higher heating value (HHV): Wanneer het water in de verbrandingsgassen volledig is gecondenseerd en dus ook de verdampingswarmte wordt teruggewonnen.



Efficiëntie van mechanische en elektrische apparaten

Thermal efficiency of a power plant: The ratio of the net electrical power output to the rate of fuel energy input.

$$\eta_{\text{overall}} = \eta_{\text{combustion}} \eta_{\text{thermal}} \eta_{\text{generator}} = \frac{\dot{W}_{\text{net,electric}}}{\text{HHV} \times \dot{m}_{\text{net}}}$$

Overall efficiency of
a power plant

Mechanical efficiency

$$\eta_{\text{mech}} = \frac{\text{Mechanical energy output}}{\text{Mechanical energy input}} = \frac{E_{\text{mech,out}}}{E_{\text{mech,in}}} = 1 - \frac{E_{\text{mech,loss}}}{E_{\text{mech,in}}}$$

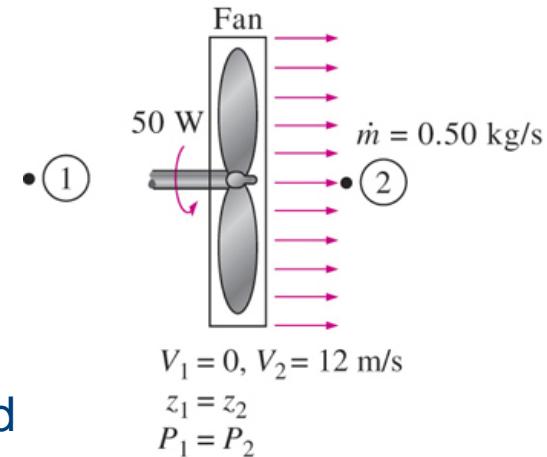
The effectiveness of the conversion process between the mechanical work supplied or extracted and the mechanical energy of the fluid is expressed by the **pump efficiency** and **turbine efficiency**,

$$\eta_{\text{pump}} = \frac{\text{Mechanical energy increase of the fluid}}{\text{Mechanical energy input}} = \frac{\Delta \dot{E}_{\text{mech,fluid}}}{\dot{W}_{\text{shaft,in}}} = \frac{\dot{W}_{\text{pump},u}}{\dot{W}_{\text{pump}}}$$

$$\Delta \dot{E}_{\text{mech,fluid}} = \dot{E}_{\text{mech,out}} - \dot{E}_{\text{mech,in}}$$

$$\eta_{\text{turbine}} = \frac{\text{Mechanical energy output}}{\text{Mechanical energy decrease of the fluid}} = \frac{\dot{W}_{\text{shaft,out}}}{|\Delta \dot{E}_{\text{mech,fluid}}|} = \frac{\dot{W}_{\text{turbine}}}{\dot{W}_{\text{turbine,e}}}$$

$$|\Delta \dot{E}_{\text{mech,fluid}}| = \dot{E}_{\text{mech,in}} - \dot{E}_{\text{mech,out}}$$



$$\begin{aligned}\eta_{\text{mech, fan}} &= \frac{\Delta \dot{E}_{\text{mech,fluid}}}{\dot{W}_{\text{shaft,in}}} = \frac{\dot{m} V_2^2 / 2}{\dot{W}_{\text{shaft,in}}} \\ &= \frac{(0.50 \text{ kg/s})(12 \text{ m/s})^2 / 2}{50 \text{ W}} \\ &= 0.72\end{aligned}$$

The mechanical efficiency of a fan is the ratio of the kinetic energy of air at the fan exit to the mechanical power input.

Efficiëntie van mechanische en elektrische apparaten

$$\eta_{\text{motor}} = \frac{\text{Mechanical power output}}{\text{Electric power input}} = \frac{\dot{W}_{\text{shaft,out}}}{\dot{W}_{\text{elect,in}}}$$

Pompefficiëntie

$$\eta_{\text{generator}} = \frac{\text{Electric power output}}{\text{Mechanical power input}} = \frac{\dot{W}_{\text{elect,out}}}{\dot{W}_{\text{shaft,in}}}$$

Generator efficiëntie

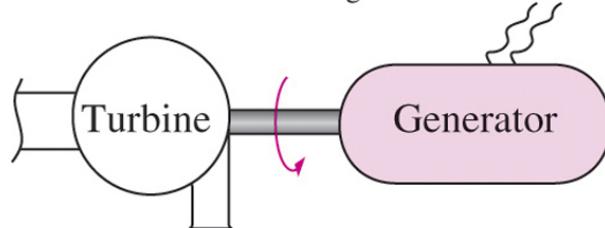
$$\eta_{\text{pump-motor}} = \eta_{\text{pump}} \eta_{\text{motor}} = \frac{\dot{W}_{\text{pump},u}}{\dot{W}_{\text{elect,in}}} = \frac{\Delta \dot{E}_{\text{mech,fluid}}}{\dot{W}_{\text{elect,in}}}$$

Pomp-motor efficiëntie

$$\eta_{\text{turbine-gen}} = \eta_{\text{turbine}} \eta_{\text{generator}} = \frac{\dot{W}_{\text{elect,out}}}{\dot{W}_{\text{turbine,e}}} = \frac{\dot{W}_{\text{elect,out}}}{|\Delta \dot{E}_{\text{mech,fluid}}|}$$

Turbine-Generator
efficiëntie

$$\eta_{\text{turbine}} = 0.75 \quad \eta_{\text{generator}} = 0.97$$



$$\begin{aligned}\eta_{\text{turbine-gen}} &= \eta_{\text{turbine}} \eta_{\text{generator}} \\ &= 0.75 \times 0.97 \\ &= 0.73\end{aligned}$$

MASSA EN ENERGIE ANALYSE VAN CONTROLEVOLUMES

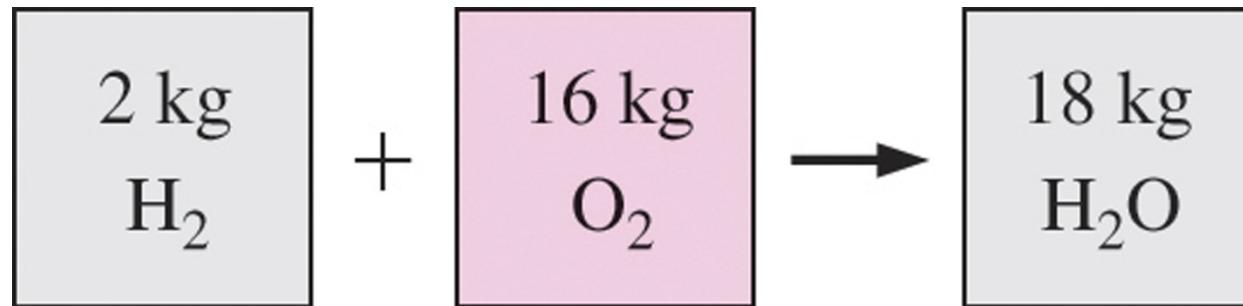


Behoud van massa

Behoud van massa: Massa is, net als energie, een behouden eigenschap en kan niet worden gecreëerd of vernietigd tijdens een proces.

Gesloten systemen: De massa van het systeem blijft constant tijdens een proces.

Controlevolumes (open systemen): Massa kan de grenzen overschrijden en dus moeten we bijhouden hoeveel massa het controlevolume binnenkomt en verlaat.



Massa blijft zelfs tijdens chemische reacties behouden.

Massa m en energie E kunnen in elkaar worden omgezet volgens $E = mc^2$

$$c \text{ (de lichtsnelheid)} = 2.9979 \times 10^8 \text{ m/s.}$$

De massaverandering als gevolg van de energieverandering is absoluut verwaarloosbaar.

Massa- en volumestromen

Het massastroom van een vloeistof over een klein oppervlakte-element dA_c :

$$\delta\dot{m} = \rho V_n dA_c$$

$$\dot{m} = \int_{A_c} \delta\dot{m} = \int_{A_c} \rho V_n dA_c \quad \text{Massastroom}$$

$$V_{\text{avg}} = \frac{1}{A_c} \int_{A_c} V_n dA_c$$

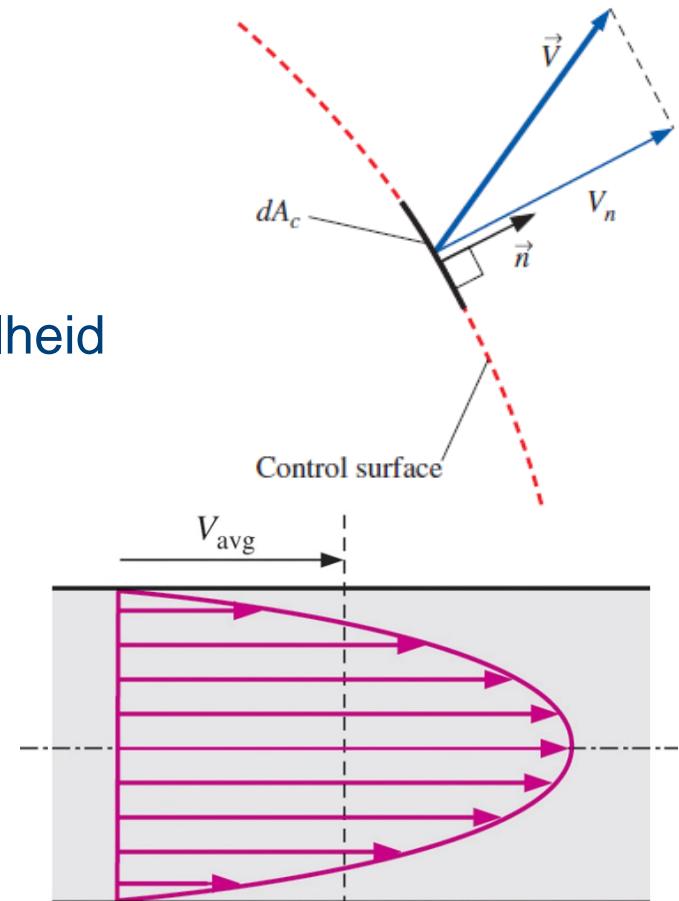
Gemiddelde snelheid

$$\rightarrow \dot{m} = \rho V_{\text{avg}} A_c$$

De volumestroom is het volume vloeistof dat per tijdseenheid door een doorsnede stroomt.

$$\dot{V} = \int_{A_c} V_n dA_c = V_{\text{avg}} A_c = V A_c \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \frac{\dot{V}}{V}$$



De gemiddelde snelheid V_{avg} is gedefinieerd als de gemiddelde snelheid door een dwarsdoorsnede.

Principe van massabehoud

Het principe van behoud van massa voor een controlevolume: De nettomassaoverdracht naar of vanuit een controlevolume gedurende een tijdsinterval Δt is gelijk aan de nettoverandering (toe- of afname) in de totale massa in het controlevolume gedurende Δt .

$$\left(\begin{array}{l} \text{Total mass entering} \\ \text{the CV during } \Delta t \end{array} \right) - \left(\begin{array}{l} \text{Total mass leaving} \\ \text{the CV during } \Delta t \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} \text{Net change in mass} \\ \text{within the CV during } \Delta t \end{array} \right)$$

$$m_{\text{in}} - m_{\text{out}} = \Delta m_{\text{CV}} \quad (\text{kg})$$

$$\dot{m}_{\text{in}} - \dot{m}_{\text{out}} = dm_{\text{CV}}/dt \quad (\text{kg/s})$$

Algemeen massabehoud

$$\frac{d}{dt} \int_{\text{CV}} \rho dV + \int_{\text{CS}} \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA = 0$$

Of

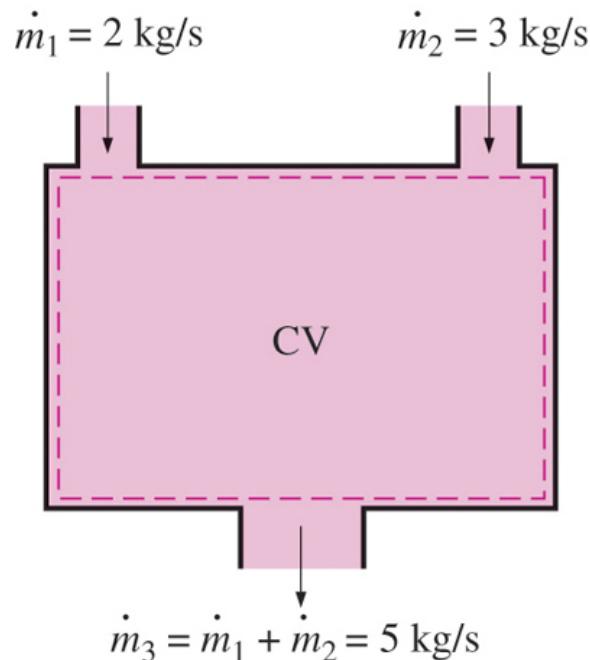
$$\frac{d}{dt} \int_{\text{CV}} \rho dV = \sum_{\text{in}} \dot{m} - \sum_{\text{out}} \dot{m}$$

$$\frac{dm_{\text{CV}}}{dt} = \sum_{\text{in}} \dot{m} - \sum_{\text{out}} \dot{m}$$



Massabalans van processen met constante stroming

Tijdens een proces met constante stroming verandert de totale hoeveelheid massa in een controlevolume niet met de tijd. ($m_{CV} = \text{CTE}$).



$$\sum_{\text{in}} \dot{m} = \sum_{\text{out}} \dot{m} \quad (\text{kg/s})$$

Meerdere in-
en uitlaten

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \rightarrow \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2$$

Enkele
stroming

Veel technische apparaten zoals straalpijpen, diffusors, turbines, compressoren en pompen hebben een enkele stroom (slechts één inlaat en één uitlaat).

Speciaal geval van onsamendrukbare stroming

De massabehoudsrelaties kunnen nog verder vereenvoudigd worden als de vloeistof onsamendrukbaar is, wat meestal het geval is voor vloeistoffen.

$$\sum_{\text{in}} \dot{V} = \sum_{\text{out}} \dot{V} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

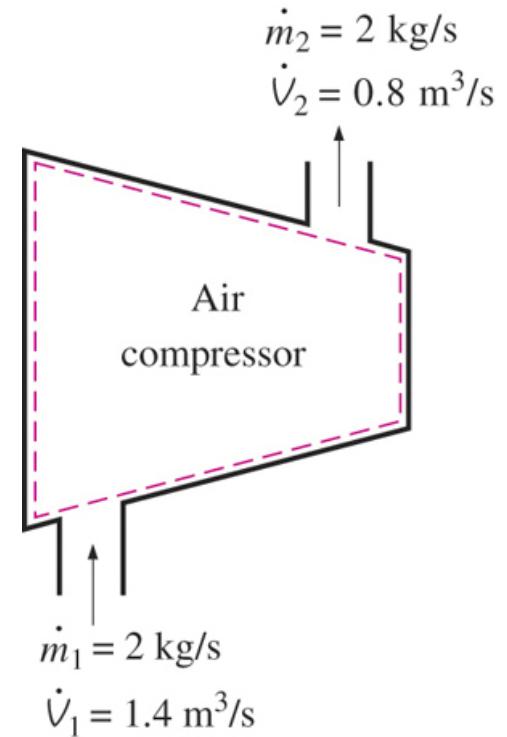
Stationair,
onsamendrukbaar

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_2 \rightarrow V_1 A_1 = V_2 A_2$$

Stationair,
onsamendrukbaar
(enkele stroming)

Volume is geen behouden hoeveelheid (geen behoud van volume!).

Voor een gelijkmataige stroming van vloeistoffen blijven de volumestromen en de massastromen echter constant, omdat vloeistoffen in wezen onsamendrukbare stoffen zijn.



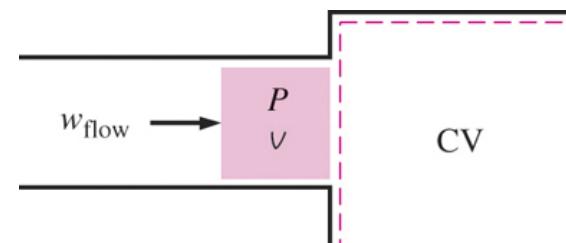
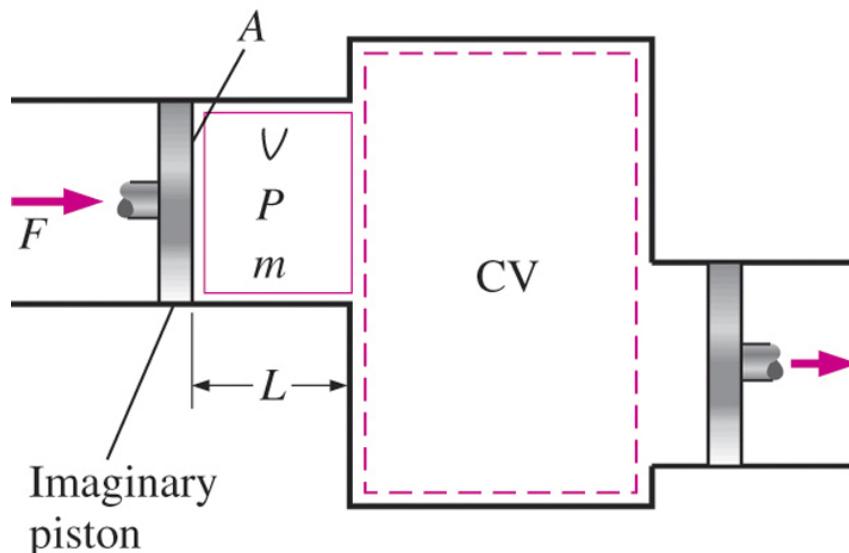
Stromingsarbeid en energie van stroming

Stromingsarbeid: De arbeid (of energie) die nodig is om de massa in of uit het controlevolume te duwen. Deze arbeid is nodig om een continue stroom door een controlevolume te behouden.

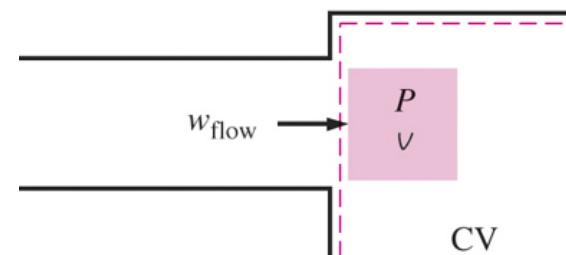
$$F = PA$$

$$W_{\text{flow}} = FL = PAL = PV \quad (\text{kJ})$$

$$w_{\text{flow}} = PV \quad (\text{kJ/kg})$$



(a) Before entering



(b) After entering

Totale energie van een stromende vloeistof

Specifieke energie van een niet-stromende vloeistof:

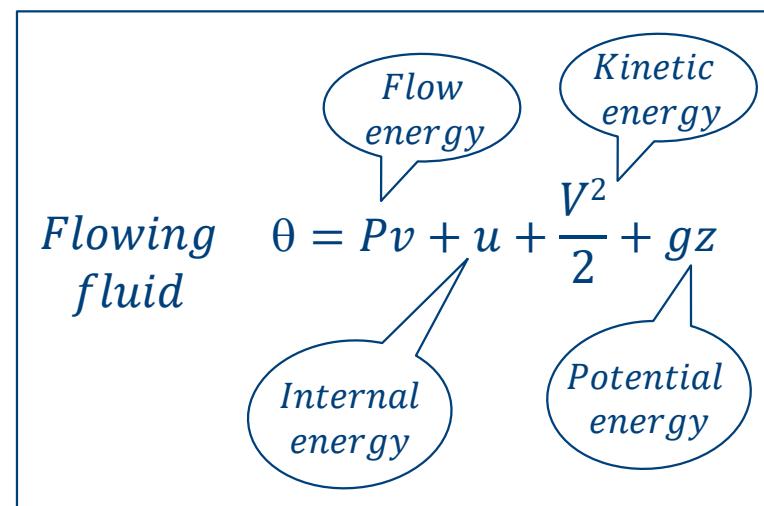
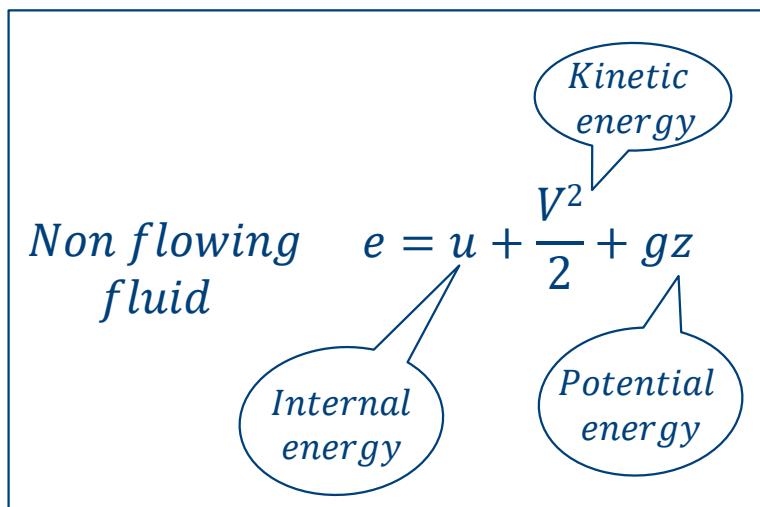
$$e = u + \text{ke} + \text{pe} = u + \frac{V^2}{2} + gz \quad (\text{kJ/kg})$$

Specifieke energie van een stromende vloeistof:

$$\theta = Pv + e = Pv + (u + \text{ke} + \text{pe}) \quad h = u + Pv$$

$$\theta = h + \text{ke} + \text{pe} = h + \frac{V^2}{2} + gz \quad (\text{kJ/kg})$$

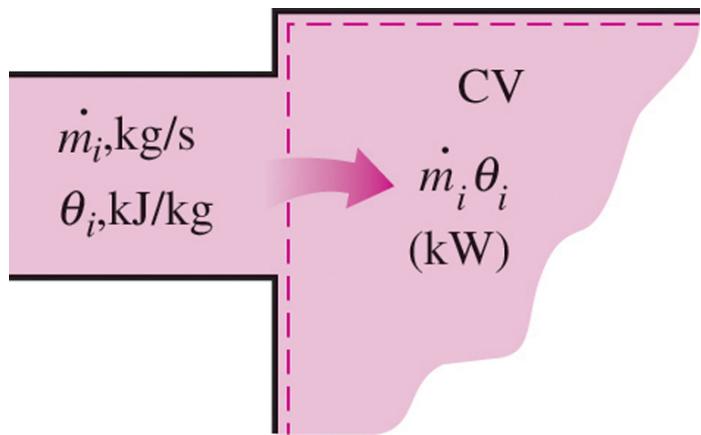
De zogenoemd 'stromingsenergie' wordt **automatisch** opgevangen door enthalpie. Dit is in feite de belangrijkste reden voor het definiëren van de eigenschap enthalpie.



Energietransport door massa

Amount of energy transport: $E_{\text{mass}} = m\theta = m\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)$ (kJ)

Rate of energy transport: $\dot{E}_{\text{mass}} = \dot{m}\theta = \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)$ (kW)



Het product $\dot{m}_i \theta_i$ is de energie die per massa per tijdseenheid in het controlevolume wordt getransporteerd.

Wanneer de kinetische en potentiële energieën van een vloeistofstroom verwaarloosbaar zijn

$$E_{\text{mass}} = mh \quad \dot{E}_{\text{mass}} = \dot{m}h$$

Wanneer de eigenschappen van de massa bij elke inlaat of uitlaat veranderen met de tijd en over de dwarsdoorsnede

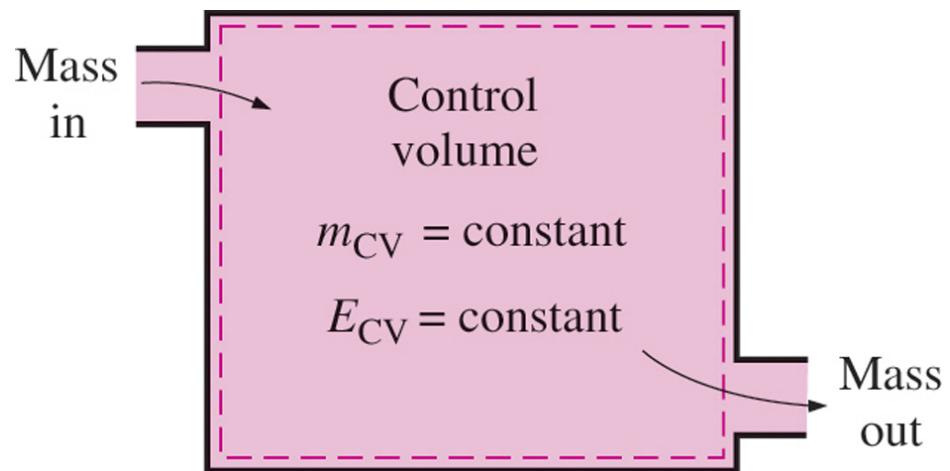
$$E_{\text{in,mass}} = \int_{m_i} \theta_i \delta m_i = \int_{m_i} \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) \delta m_i$$

Energieanalyse van systemen met constante stroming

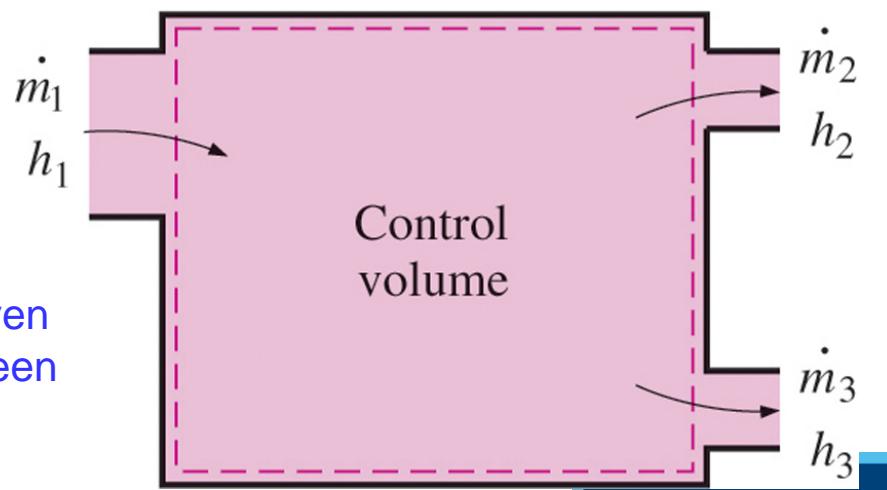


Veel technische systemen zoals energiecentrales werken onder stationaire omstandigheden.

Onder constante stromingsomstandigheden blijven de vloeistofeigenschappen bij een inlaat of uitlaat constant (veranderen niet met de tijd).



Onder constante stromingsomstandigheden blijven de massa en energie-inhoud van een controlevolume constant.



Massa- en energiebalans van processen met constante stroming

Massa balans:

$$\sum_{\text{in}} \dot{m} = \sum_{\text{out}} \dot{m} \quad (\text{kg/s})$$

Massa balans voor enkele stroming:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

$$\rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2$$

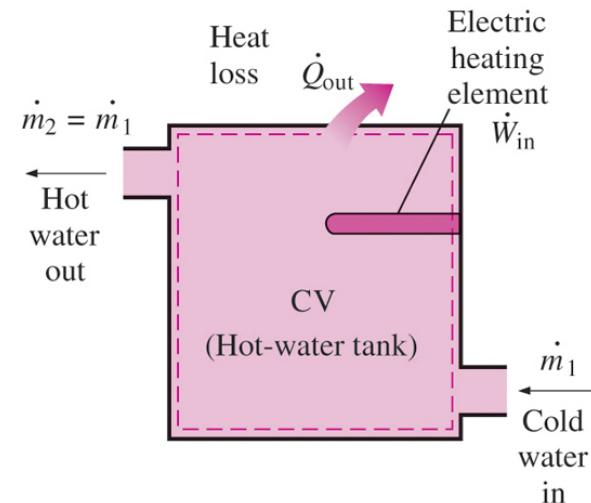
Energiebalans:

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{in}} - \dot{E}_{\text{out}}}_{\substack{\text{Rate of net energy transfer} \\ \text{by heat, work, and mass}}} = \underbrace{\frac{dE_{\text{system}}}{dt}}_{\substack{\rightarrow 0 \text{ (steady)} \\ \text{Rate of change in internal, kinetic,} \\ \text{potential, etc., energies}}} = 0$$

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{in}}}_{\substack{\text{Rate of net energy transfer in} \\ \text{by heat, work, and mass}}} = \underbrace{\dot{E}_{\text{out}}}_{\substack{\text{Rate of net energy transfer out} \\ \text{by heat, work, and mass}}} \quad (\text{kW})$$

$$\dot{Q}_{\text{in}} + \dot{W}_{\text{in}} + \sum_{\text{in}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_{\text{out}} + \dot{W}_{\text{out}} + \sum_{\text{out}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)$$

for each inlet



Merk op dat we “u” niet gebruiken voor een systeem met stroming!

$$\sum_{\text{out}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad \text{for each exit}$$

Energie balans met tekenconventies

Warmte in en arbeid uit zijn positief

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\text{out}} \underbrace{\dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)}_{\text{for each exit}} - \sum_{\text{in}} \underbrace{\dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)}_{\text{for each inlet}}$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right]$$

$$q - w = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$

Verwaarloosbare kinetische en potentiële energie

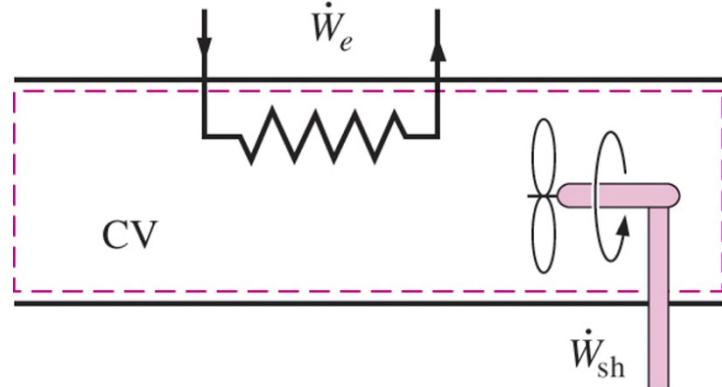
$$q - w = h_2 - h_1$$

$$q = \dot{Q}/\dot{m} \quad w = \dot{W}/\dot{m}$$

$$q_{in} + w_{in} + h_1 = q_{out} + w_{out} + h_2$$

$$q_{in} - q_{out} + w_{in} - w_{out} = h_2 - h_1$$

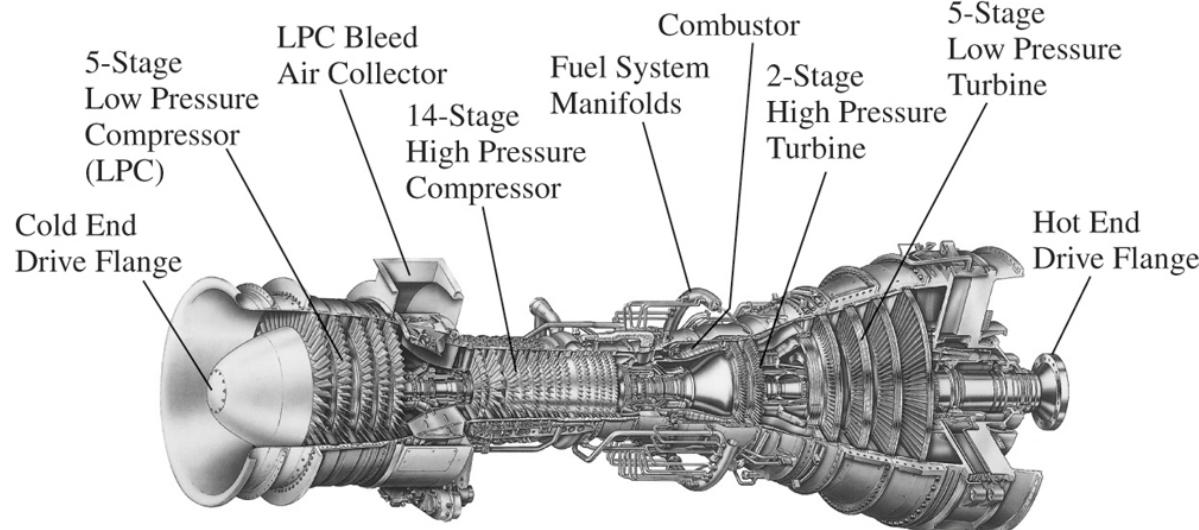
$$(q_{in} - q_{out}) - (w_{out} - w_{in}) = q_{net} - w_{net} = h_2 - h_1$$



Bij een constante werking zijn asarbeid en elektrische arbeid de enige vormen van arbeid die een eenvoudig samendrukbaar systeem kunnen hebben.

Voorbeelden van apparaten met constante stroming

Veel technische apparaten werken in wezen onder dezelfde omstandigheden gedurende lange perioden. Daarom kunnen deze apparaten eenvoudig worden geanalyseerd als apparaten met constante stroming.

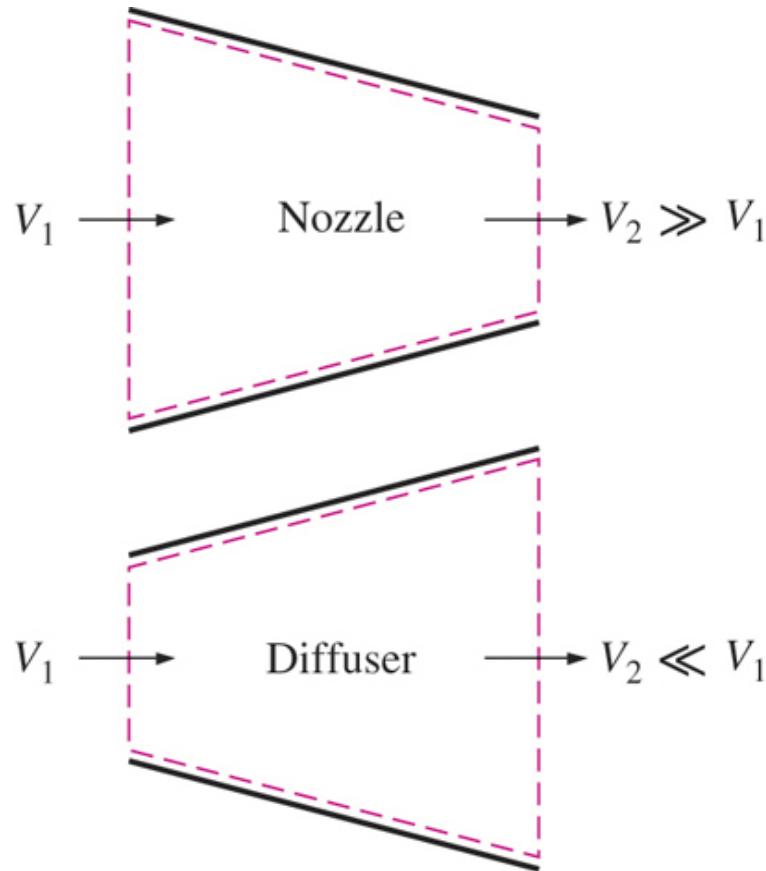


Een moderne gasturbine op land die wordt gebruikt voor de productie van elektriciteit. Dit is een LM5000-turbine van General Electric. Hij heeft een lengte van 6,2 m, weegt 12,5 ton en produceert 55,2 MW bij 3600 rpm met stoominjectie.

V_1 m/s	V_2 m/s	Δke kJ/kg
0	45	1
50	67	1
100	110	1
200	205	1
500	502	1

Bij zeer hoge snelheden kunnen zelfs kleine veranderingen in de snelheid aanzienlijke veranderingen in de kinetische energie van de vloeistof veroorzaken.

Straalpijpen en diffusors



- Straalpijpen en diffusors worden vaak gebruikt in straalmotoren, raketten, ruimtevaartuigen en zelfs tuinslangen.
- Een straalpijp is een apparaat dat de snelheid van een vloeistof verhoogt ten koste van de druk.
- Een diffusor is een apparaat dat de druk van een vloeistof verhoogt door deze te vertragen.

$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$
$$\dot{m} \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} \right) = \dot{m} \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} \right)$$

$$\dot{Q} \approx 0, \dot{W} = 0, \text{ and } \Delta p_e \approx 0$$

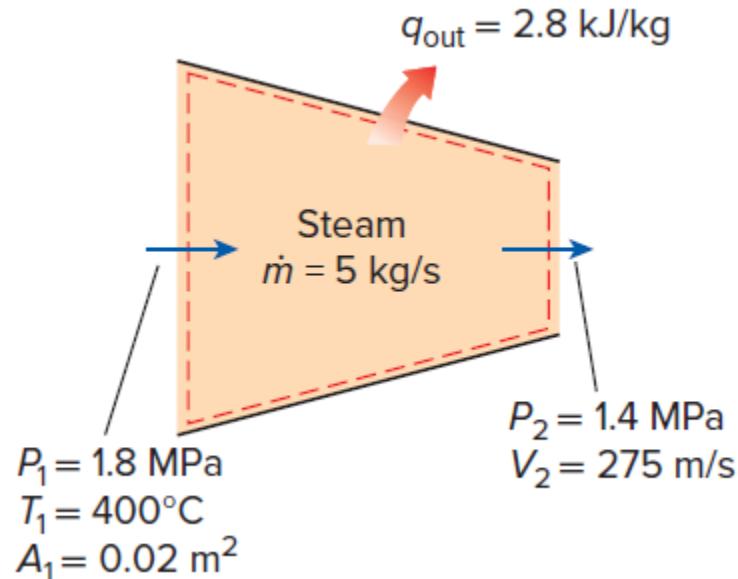
Straalpijpen en diffusors zijn zo gevormd dat ze grote veranderingen in vloeistofsnelheden en dus kinetische energieën veroorzaken.

Luchtvertraging in een diffusor



$$\underbrace{\dot{E}_{\text{in}} - \dot{E}_{\text{out}}}_{\text{Rate of net energy transfer by heat, work, and mass}} = \underbrace{\frac{dE_{\text{system}}}{dt}}_{\text{Rate of change in internal, kinetic, potential, etc., energies}} \xrightarrow{0 \text{ (steady)}} = 0$$
$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$
$$\dot{m} \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} \right) = \dot{m} \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} \right) \quad (\text{since } \dot{Q} \equiv 0, \dot{W} = 0, \text{ and } \Delta p_e \equiv 0)$$
$$h_2 = h_1 - \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

Versnelling van stoom in een straalpijp



$$\underbrace{\dot{E}_{\text{in}} - \dot{E}_{\text{out}}}_{\text{Rate of net energy transfer by heat, work, and mass}} = \underbrace{dE_{\text{system}}/dt}_{\text{Rate of change in internal, kinetic, potential, etc., energies}} \xrightarrow{0 \text{ (steady)}} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$

$$\dot{m} \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} \right) = \dot{Q}_{\text{out}} + \dot{m} \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} \right) \quad (\text{since } \dot{W} = 0, \text{ and } \Delta p e \approx 0)$$

$$h_2 = h_1 - q_{\text{out}} - \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

Turbines en compressoren

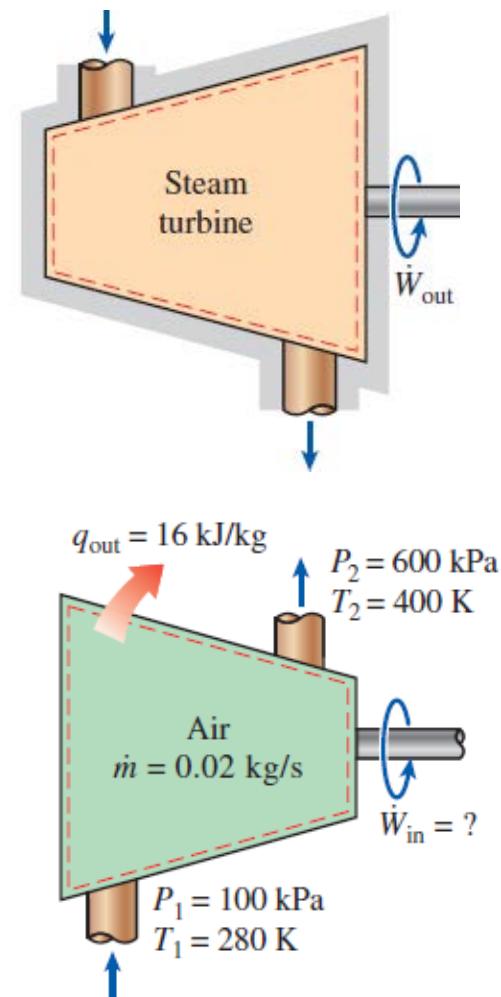
- Turbines drijven de elektrische generators aan in stoom-, gas- of waterkrachtcentrales
 - Terwijl de vloeistof door de turbine stroomt, wordt er arbeid verricht tegen de bladen, die aan de as zijn bevestigd. Hierdoor draait de as en produceert de turbine arbeid.
 - Compressoren, maar ook pompen en ventilatoren, zijn apparaten die worden gebruikt om de druk van een vloeistof te verhogen. Deze apparaten krijgen kracht van een externe bron via een roterende as.

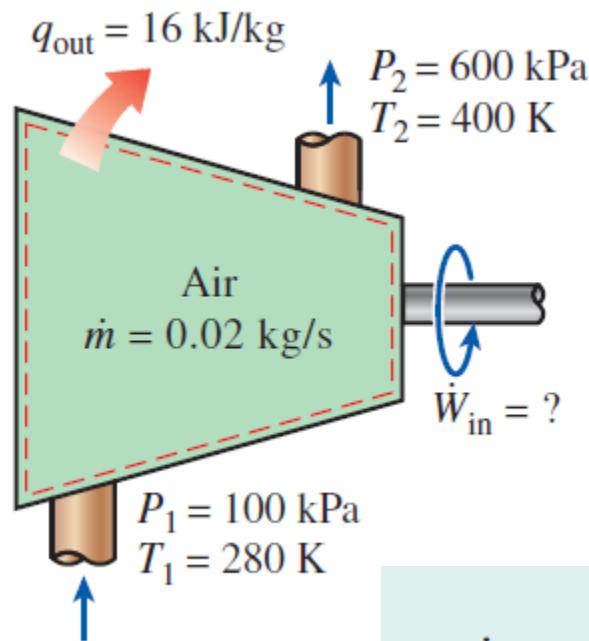
Energiebalans:

$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$

$$\dot{W}_{\text{in}} + \dot{m}h_1 = \dot{Q}_{\text{out}} + \dot{m}h_2$$

(since $\Delta \text{ke} = \Delta \text{pe} \approx 0$)





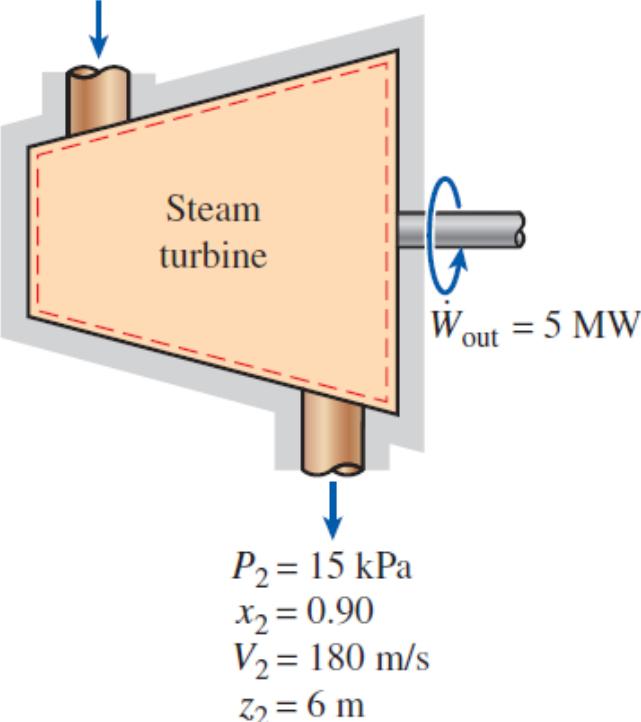
Lucht comprimeren met een compressor

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{in}} - \dot{E}_{\text{out}}}_{\text{Rate of net energy transfer by heat, work, and mass}} = \underbrace{\frac{dE_{\text{system}}}{dt}}_{\text{Rate of change in internal, kinetic, potential, etc., energies}} \xrightarrow{\text{0 (steady)}} = 0$$

$$\begin{aligned}\dot{E}_{\text{in}} &= \dot{E}_{\text{out}} \\ \dot{W}_{\text{in}} + \dot{m}h_1 &= \dot{Q}_{\text{out}} + \dot{m}h_2 \quad (\text{since } \Delta \text{ke} = \Delta \text{pe} \approx 0) \\ \dot{W}_{\text{in}} &= \dot{m}q_{\text{out}} + \dot{m}(h_2 - h_1)\end{aligned}$$

Stroomopwekking door een stoomturbine

$$\begin{aligned}P_1 &= 2 \text{ MPa} \\T_1 &= 400^\circ\text{C} \\V_1 &= 50 \text{ m/s} \\z_1 &= 10 \text{ m}\end{aligned}$$



$$\underbrace{\dot{E}_{\text{in}} - \dot{E}_{\text{out}}}_{\text{Rate of net energy transfer by heat, work, and mass}} = \underbrace{\frac{dE_{\text{system}}}{dt}}_{\substack{\nearrow 0 \text{ (steady)} \\ \text{Rate of change in internal, kinetic, potential, etc., energies}}} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$

$$\dot{m} \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \right) = \dot{W}_{\text{out}} + \dot{m} \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \right) \quad (\text{since } \dot{Q} = 0)$$

$$w_{\text{out}} = - \left[(h_2 - h_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right] = -(\Delta h + \Delta \text{ke} + \Delta \text{pe})$$

Smoorkleppen



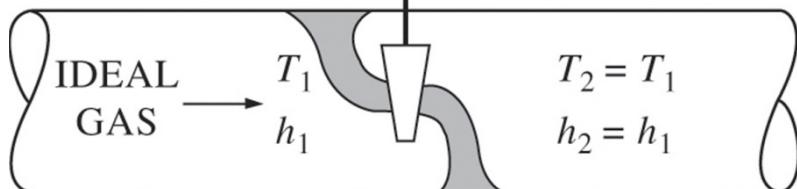
(a) An adjustable valve



(b) A porous plug

(c) A capillary tube

Throttling
valve



De temperatuur van een ideaal gas verandert niet tijdens een smoorproces $h = \text{constant}$, want $h = h(T)$.

Smoorkleppen zijn alle soorten stromingsbeperkende apparaten die een aanzienlijke drukdaling in de vloeistof veroorzaken.

Wat is het verschil tussen een turbine en een smoorklep?

De drukval in de vloeistof gaat vaak gepaard met een grote temperatuurdaling en daarom worden smoorkleppen vaak gebruikt in koel- en airconditioningtoepassingen.

Energy
balans

$$h_2 \approx h_1$$

$$u_1 + P_1v_1 = u_2 + P_2v_2$$

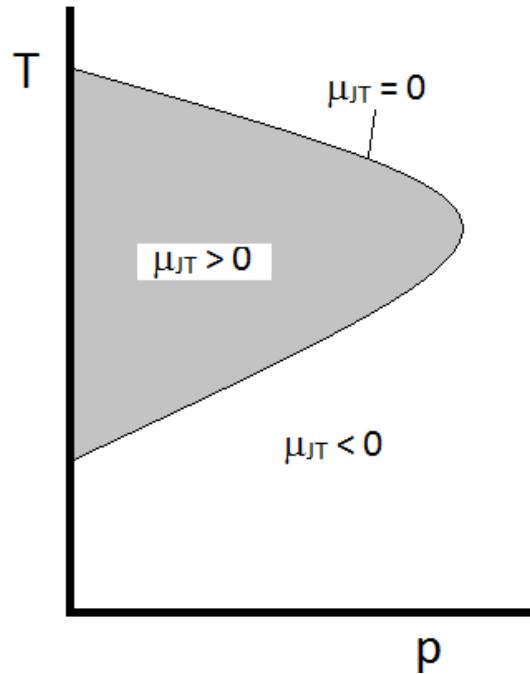
Internal energy + Flow energy = Constant

Throttling

valve

Tijdens een smoorproces blijft de enthalpie van een vloeistof constant (isenthalpisch proces). Maar interne energie en stromingsenergie kunnen in elkaar worden omgezet.

Joule-Thomson effect



Het Joule-Thomson-effect beschrijft het proces dat de temperatuurdaling (of mogelijk -stijging) tijdens een uitzetting bepaalt

$$\mu_{JT} \equiv \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_H$$

Waterstof en helium ondergaan expansieverwarming onder standaardomstandigheden (omgevingstemperatuur en -druk)

Merk op dat (per definitie) een ideaal gas geen temperatuurverandering kan ondergaan tijdens een smoorproces

$$dh = c_p dT$$

Wij leiden hieruit af dat het de afwijking van het gedrag van het ideaal is dat aanleiding geeft tot het JT-effect.

Voor een ideaal gas: als $h_1 = h_2$ dan is $T_1 = T_2$ omdat $h = h(T)$

Uitzetting van koelmiddel-134a in een koelkast

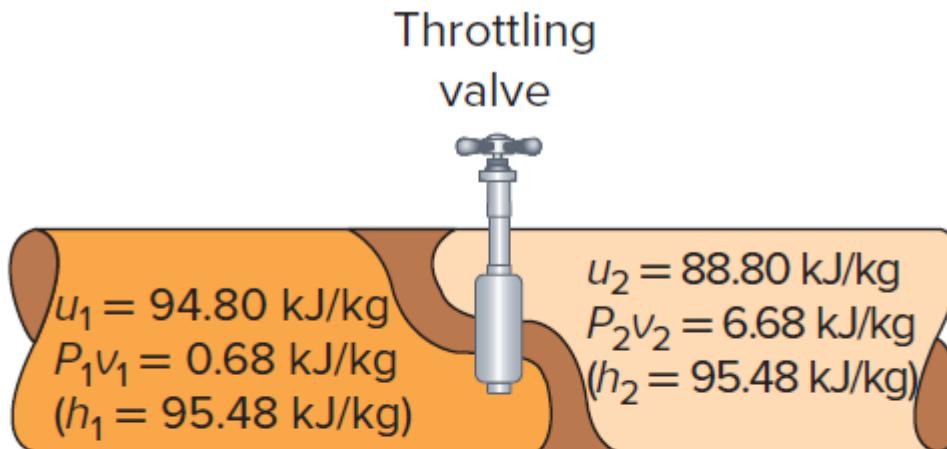


FIGURE 6–34

During a throttling process, the enthalpy (flow energy + internal energy) of a fluid remains constant. But internal and flow energies may be converted to each other.

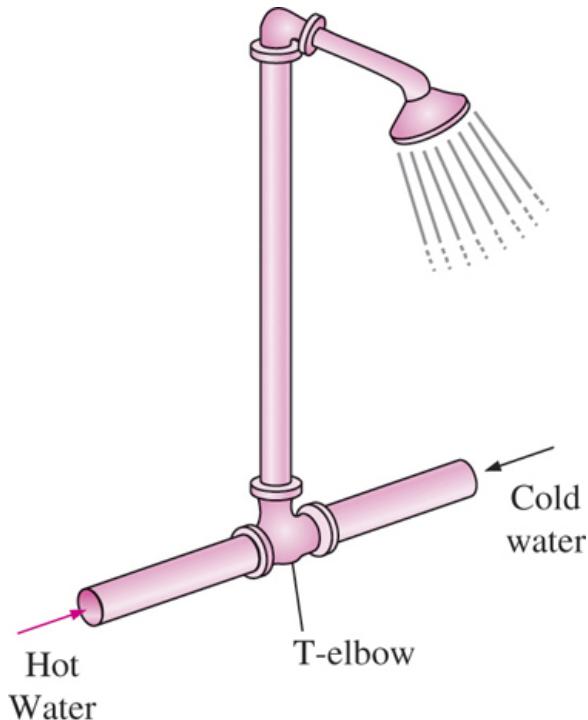
$$h_2 \cong h_1 \quad (\text{kJ/kg})$$

$$u_1 + P_1v_1 = u_2 + P_2v_2$$

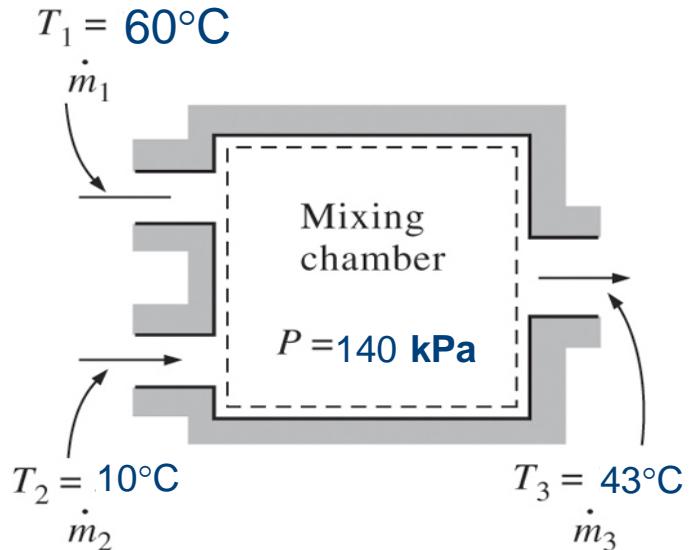
Internal energy + Flow energy = Constant

Mengkamers

In technische toepassingen wordt de sectie waar het mengproces plaatsvindt meestal een mengkamer genoemd.



De T-bocht van een gewone douche dient als mengkamer voor de warm- en koudwaterstromen.

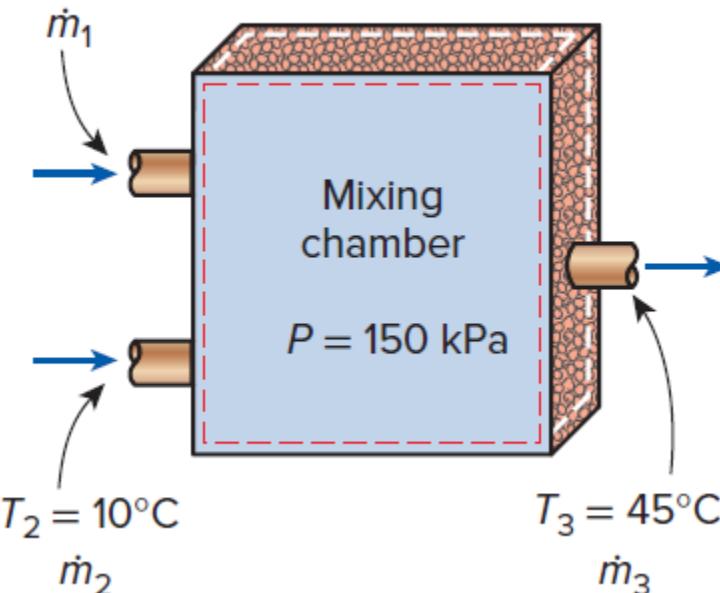


De energiebalans voor de adiabatische mengkamer in de figuur is:

$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$
$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3$$

(since $\dot{Q} \approx 0$, $\dot{W} = 0$, $k_e \approx p_e \approx 0$)

$$T_1 = 60^\circ\text{C}$$



Mengen van warm en koud water in een douche

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{in}} - \dot{E}_{\text{out}}}_{\text{Rate of net energy transfer by heat, work, and mass}} = \underbrace{\frac{dE_{\text{system}}}{dt}}_{\text{Rate of change in internal, kinetic, potential, etc., energies}} \xrightarrow{\text{0 (steady)}} = 0$$

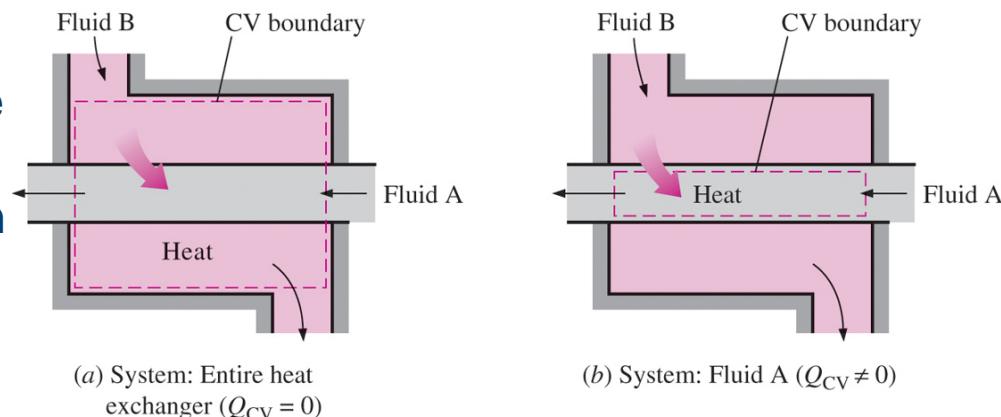
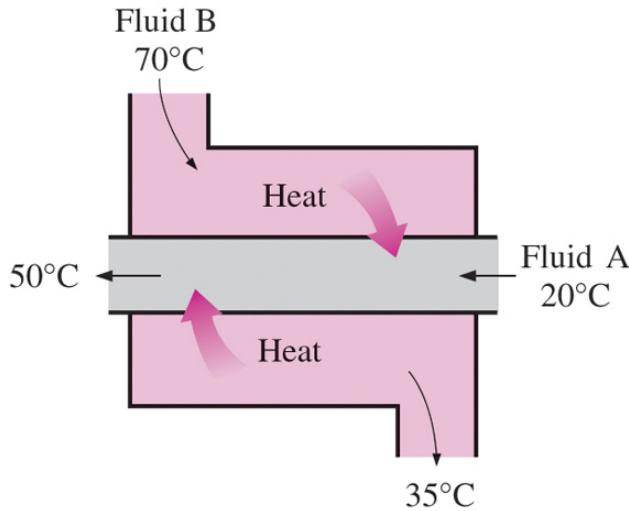
$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 \quad (\text{since } \dot{Q} \approx 0, \dot{W} = 0, \text{ke} \approx \text{pe} \approx 0)$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3$$

Warmtewisselaars

Warmtewisselaars zijn apparaten waarin twee bewegende vloeistofstromen warmte uitwisselen zonder zich te mengen.
Warmtewisselaars worden veel gebruikt in verschillende industrieën en zijn verkrijgbaar in verschillende ontwerpen.



De warmtetransport van een warmtewisselaar kan nul of niet nul zijn, afhankelijk van hoe het regelvolume is geselecteerd.

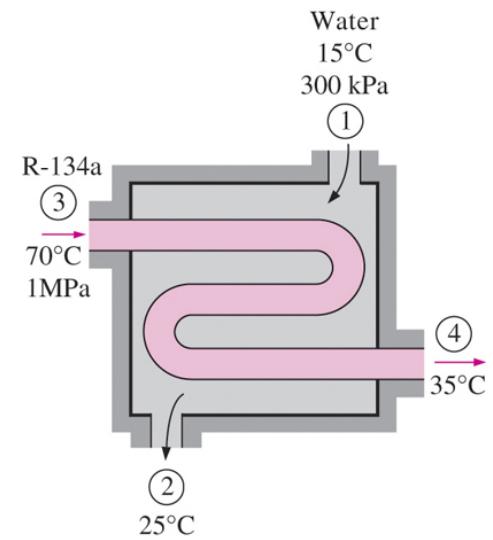
De massa- en energiebalans voor de adiabatische warmtewisselaar in de figuur is:

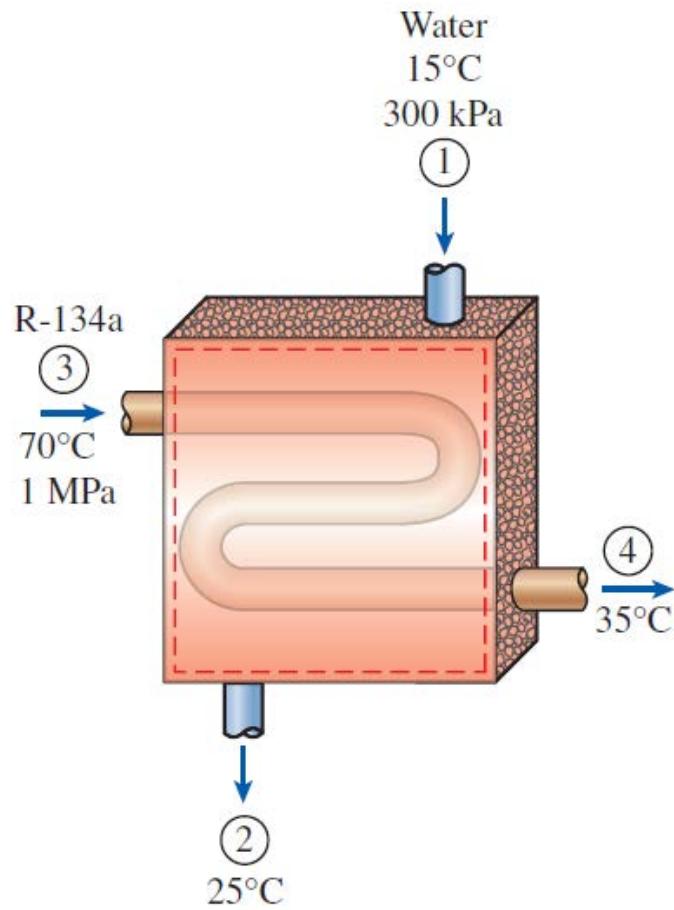
$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_w$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_R$$

$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4$$





Koeling van koelmiddel-134a door water

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_w$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_R$$

Energy balance:

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{in}} - \dot{E}_{\text{out}}}_{\text{Rate of net energy transfer by heat, work, and mass}} = \underbrace{\frac{dE_{\text{system}}}{dt}}_{\text{Rate of change in internal, kinetic, potential, etc., energies}} \xrightarrow{0 \text{ (steady)}} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 \quad (\text{since } \dot{Q} \cong 0, \dot{W} = 0, \text{ke} \cong \text{pe} \cong 0)$$

$$\dot{m}_w(h_1 - h_2) = \dot{m}_R(h_4 - h_3)$$

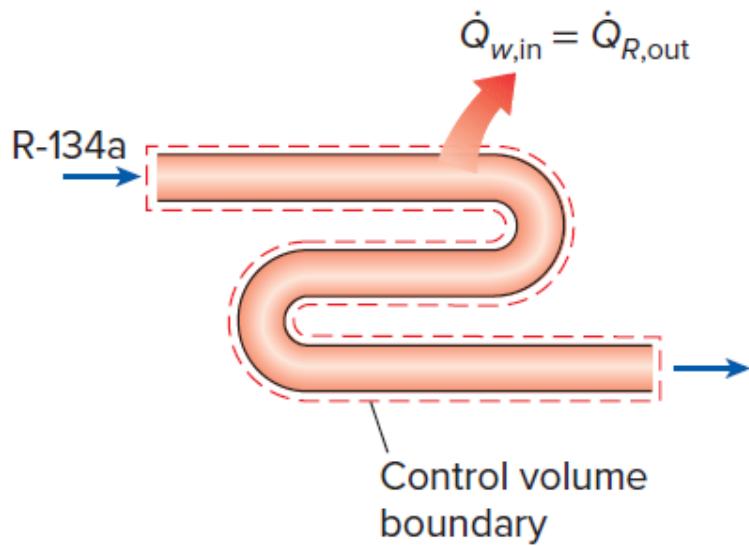


FIGURE 6–41

In a heat exchanger, the heat transfer depends on the choice of the control volume.

$$\underbrace{\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}}_{\text{Rate of net energy transfer by heat, work, and mass}} = \underbrace{\frac{dE_{system}}{dt}}_{\text{Rate of change in internal, kinetic, potential, etc., energies}} = 0 \text{ (steady)}$$

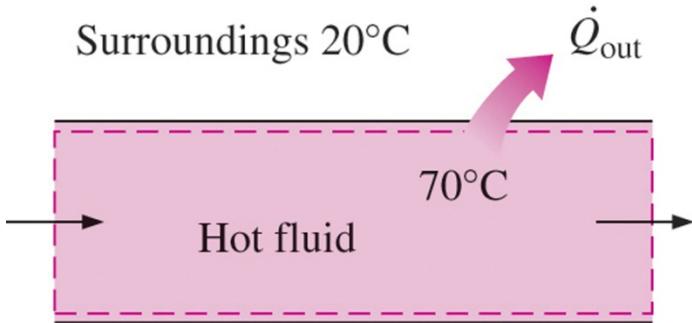
$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

$$\dot{Q}_{w,in} + \dot{m}_w h_1 = \dot{m}_w h_2$$

$$\dot{Q}_{w,in} = \dot{m}_w(h_2 - h_1)$$

Leiding- en kanaalstroming

Het transport van vloeistoffen of gassen in leidingen en kanalen is van groot belang in veel technische toepassingen. Stroming door een pijp of kanaal voldoet meestal aan de voorwaarden voor constante stroming.

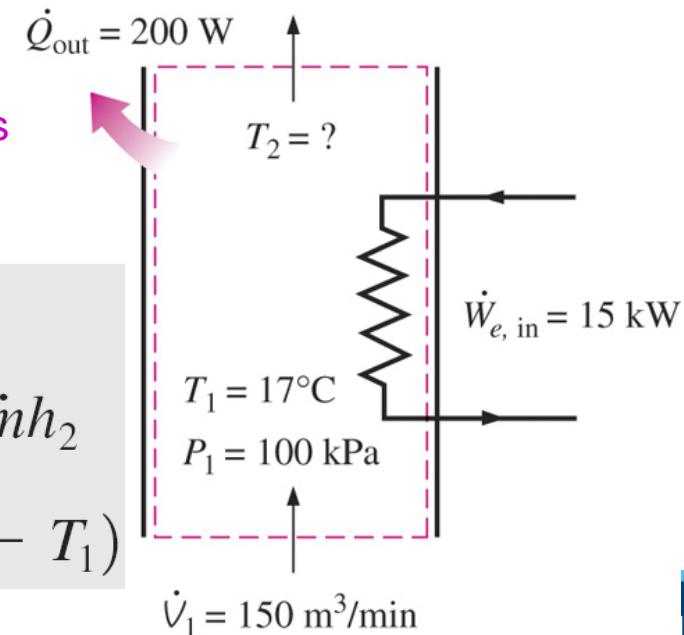
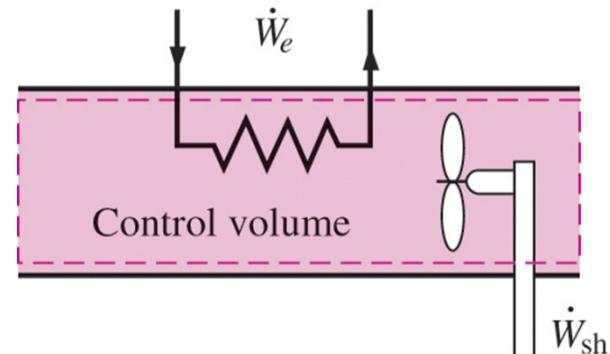


De warmteverliezen van een hete vloeistof die door een niet-geïsoleerde leiding of kanaal naar de koelere omgeving stroomt, kunnen zeer aanzienlijk zijn.

Bij pijp- of kanaalstroming kan er sprake zijn van meer dan één vorm van arbeid tegelijkertijd.

Energiebalans

$$\begin{aligned}\dot{E}_{\text{in}} &= \dot{E}_{\text{out}} \\ \dot{W}_{e,\text{in}} + \dot{m}h_1 &= \dot{Q}_{\text{out}} + \dot{m}h_2 \\ \dot{W}_{e,\text{in}} - \dot{Q}_{\text{out}} &= \dot{m}c_p(T_2 - T_1)\end{aligned}$$



Elektrische verwarming van lucht in een huis

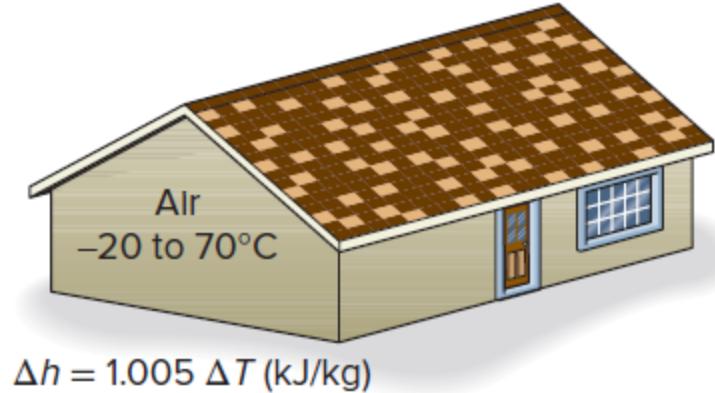
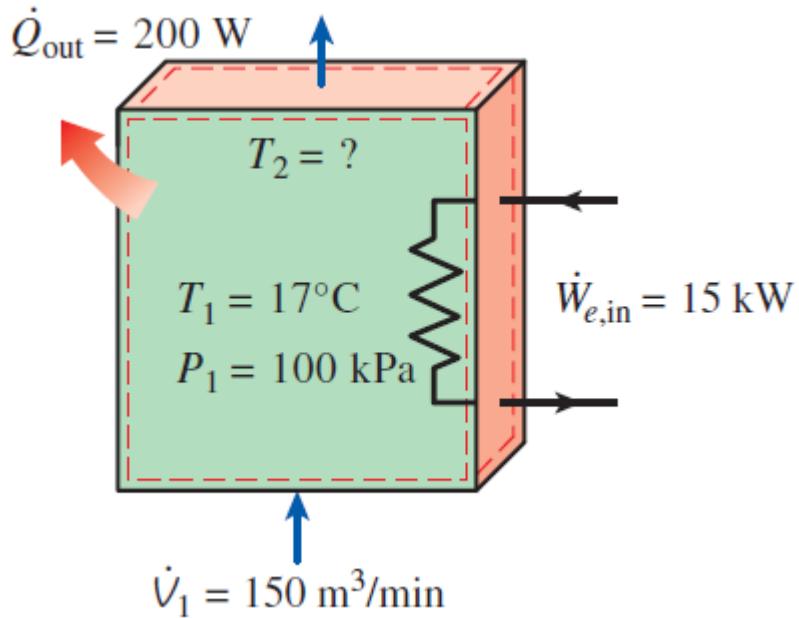


FIGURE 6–45

The error involved in $\Delta h = c_p \Delta T$, where $c_p = 1.005 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$, is less than 0.5 percent for air in the temperature range -20 to 70°C .

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{in}} - \dot{E}_{\text{out}}}_{\text{Rate of net energy transfer by heat, work, and mass}} = \underbrace{\frac{dE_{\text{system}}}{dt}}_{\text{Rate of change in internal, kinetic, potential, etc., energies}} \xrightarrow{0 \text{ (steady)}} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$

$$\dot{W}_{e,\text{in}} + \dot{m}h_1 = \dot{Q}_{\text{out}} + \dot{m}h_2 \quad (\text{since } \Delta \text{ke} \cong \Delta \text{pe} \cong 0)$$

$$\dot{W}_{e,\text{in}} - \dot{Q}_{\text{out}} = \dot{m}c_p(T_2 - T_1)$$

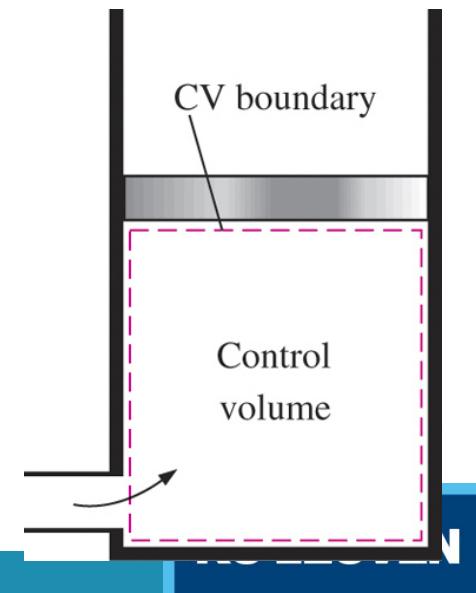
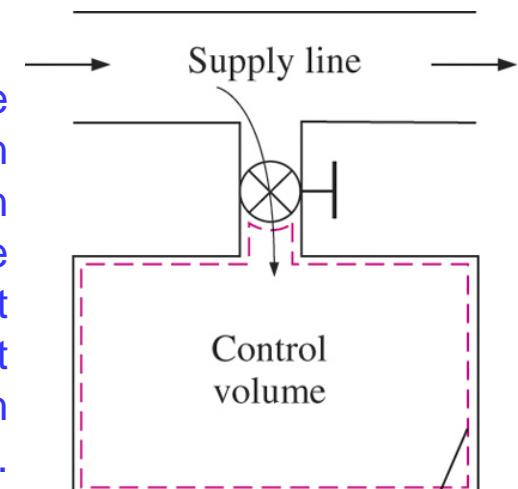
Energieanalyse van onregelmatige stromingsprocessen

Veel interessante processen hebben echter te maken met veranderingen in het regelvolume in de loop van de tijd. Zulke processen worden processen van onregelmatige of voorbijgaande stroming genoemd.

Uniform stromingsproces: De vloeistofstroom bij elke inlaat of uitlaat is uniform en constant, en dus veranderen de vloeistofeigenschappen niet met de tijd of positie over de doorsnede van een inlaat of uitlaat. Als dat wel het geval is, worden ze gemiddeld en behandeld als constanten voor het hele proces.

Het vullen van een stijve tank vanuit een toevoerleiding is een proces met ongelijkmatige stroming, omdat het veranderingen binnen het regelvolume met zich meebrengt.

De vorm en grootte van een controlevolume kunnen veranderen tijdens een proces met ongelijkmatige stroming



Massabalans

$$m_{\text{in}} - m_{\text{out}} = \Delta m_{\text{system}} \quad \Delta m_{\text{system}} = m_{\text{final}} - m_{\text{initial}}$$

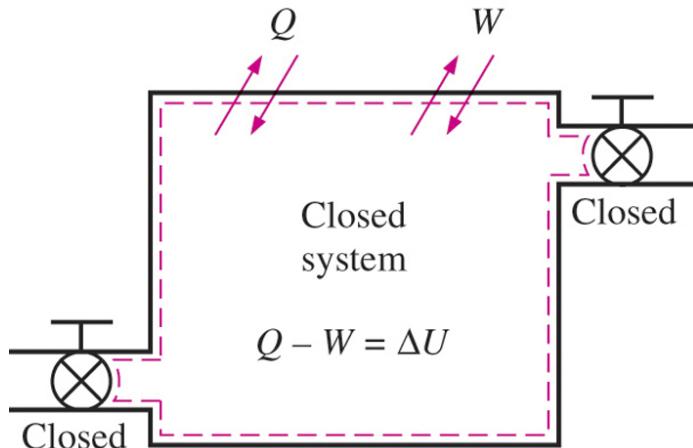
$$m_i - m_e = (m_2 - m_1)_{\text{CV}} \quad i = \text{inlet}, e = \text{exit}, 1 = \text{initial state}, \text{ and } 2 = \text{final state}$$

**Energy
balance**

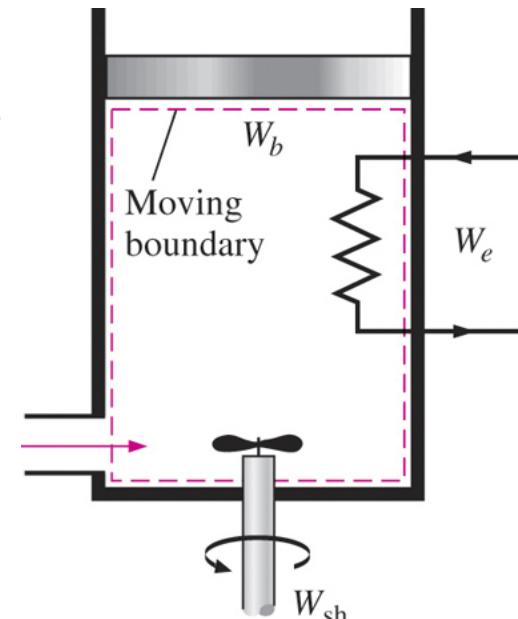
$$\underbrace{E_{\text{in}} - E_{\text{out}}}_{\substack{\text{Net energy transfer} \\ \text{by heat, work, and mass}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{system}}}_{\substack{\text{Change in internal, kinetic,} \\ \text{potential, etc., energies}}}$$

$$\left(Q_{\text{in}} + W_{\text{in}} + \sum_{\text{in}} m\theta \right) - \left(Q_{\text{out}} + W_{\text{out}} + \sum_{\text{out}} m\theta \right) = (m_2 e_2 - m_1 e_1)_{\text{system}}$$

$$\theta = h + \text{ke} + \text{pe} \quad e = u + \text{ke} + \text{pe}$$

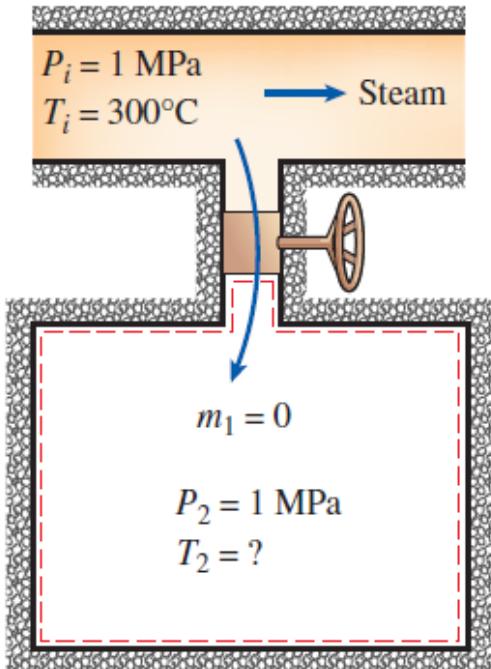


In een systeem met uniforme stroming kan tegelijkertijd elektrisch, as- en grensarbeid plaatsvinden

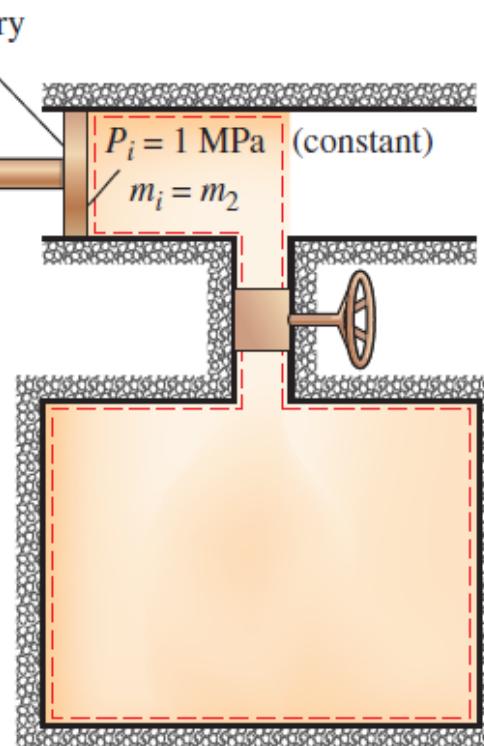


De energievergelijking van een systeem met uniforme stroming wordt gereduceerd tot die van een gesloten systeem als alle in- en uitlaten gesloten zijn.

Opladen van een stijve tank door stoom



(a) Flow of steam into an evacuated tank



(b) The closed-system equivalence

$$\text{Mass balance: } m_{\text{in}} - m_{\text{out}} = \Delta m_{\text{system}} \rightarrow m_i = m_2 - \cancel{m_1}^0 = m_2$$

Energy balance:

$$\underbrace{E_{\text{in}} - E_{\text{out}}}_{\text{Net energy transfer by heat, work, and mass}} = \underbrace{\Delta E_{\text{system}}}_{\text{Change in internal, kinetic, potential, etc., energies}}$$

$$m_i h_i = m_2 u_2 \quad (\text{since } W = Q = 0, \text{ke} \equiv \text{pe} \equiv 0, m_1 = 0)$$

$$u_2 = h_i$$

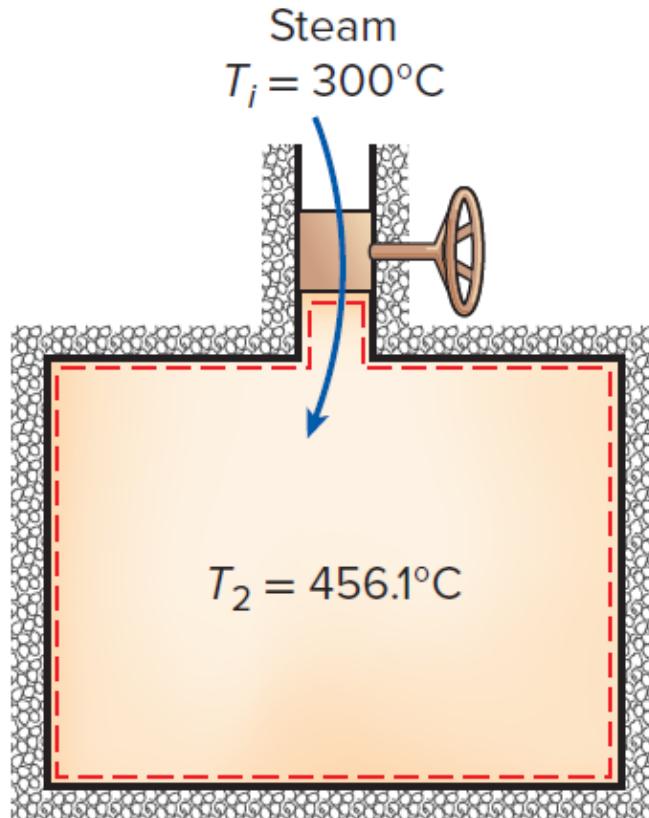
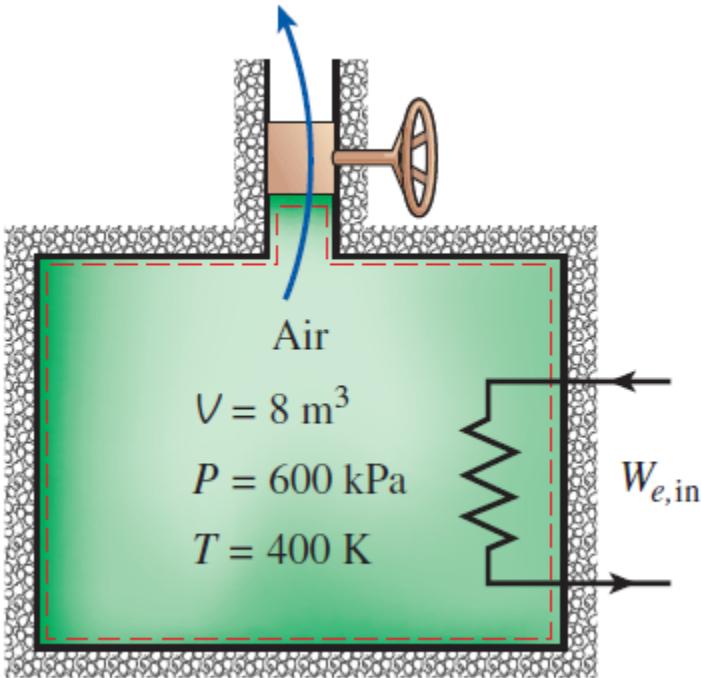


FIGURE 6–51

The temperature of steam rises from 300 to 456.1°C as it enters a tank as a result of flow energy being converted to internal energy.



Afvoer van verwarmde lucht bij constante temperatuur

Mass balance: $m_{\text{in}} - m_{\text{out}} = \Delta m_{\text{system}} \rightarrow m_e = m_1 - m_2$

Energy balance: $\underbrace{E_{\text{in}} - E_{\text{out}}}_{\text{Net energy transfer by heat, work, and mass}} = \underbrace{\Delta E_{\text{system}}}_{\text{Change in internal, kinetic, potential, etc., energies}}$

$$W_{e,\text{in}} - m_e h_e = m_2 u_2 - m_1 u_1 \quad (\text{since } Q \cong \text{ke} \cong \text{pe} \cong 0)$$

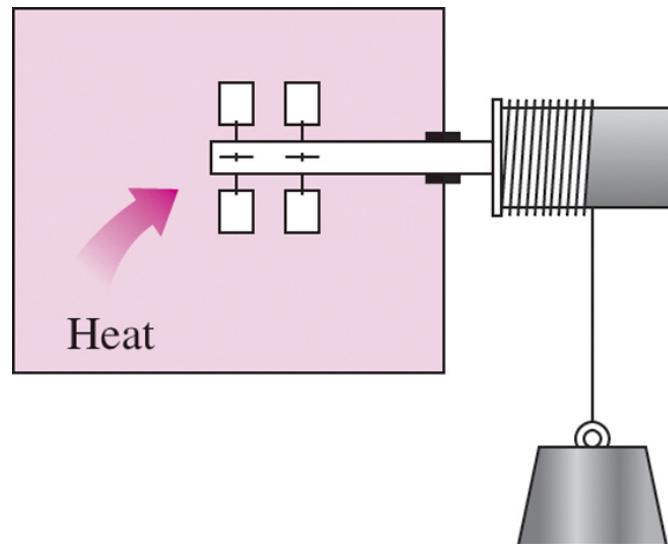
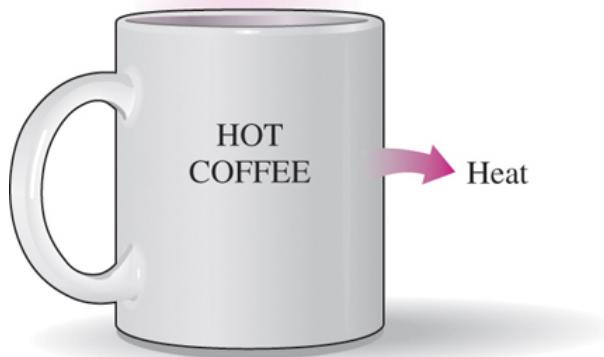


TWEEDE HOOFDWET VAN THERMODYNAMICA

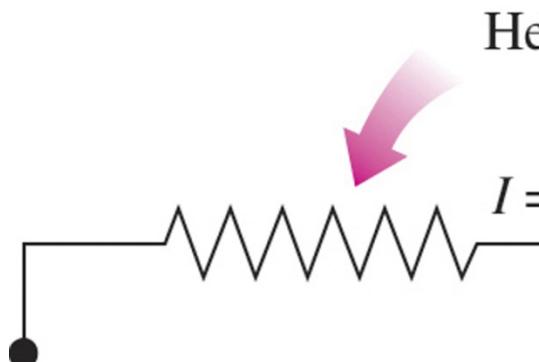


Tweede hoofdwet

Een kop hete koffie wordt niet heter in een koelere kamer.



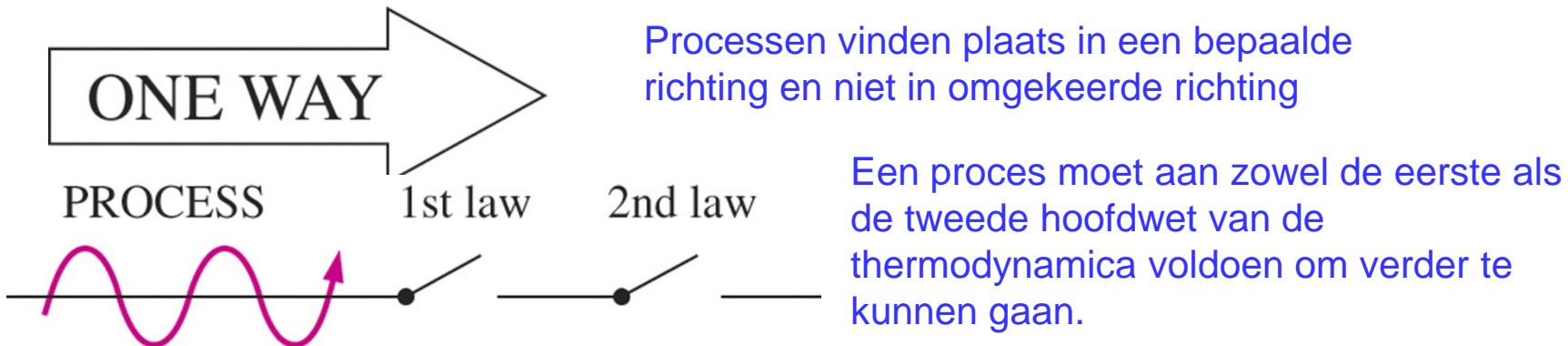
Het overbrengen van warmte naar een schoopenrad zorgt er niet voor dat het draait.



Warmte overbrengen naar een draad genereert geen elektriciteit.

- Deze processen kunnen niet spontaan optreden, ook al zijn ze niet in strijd met de eerste hoofdwet.

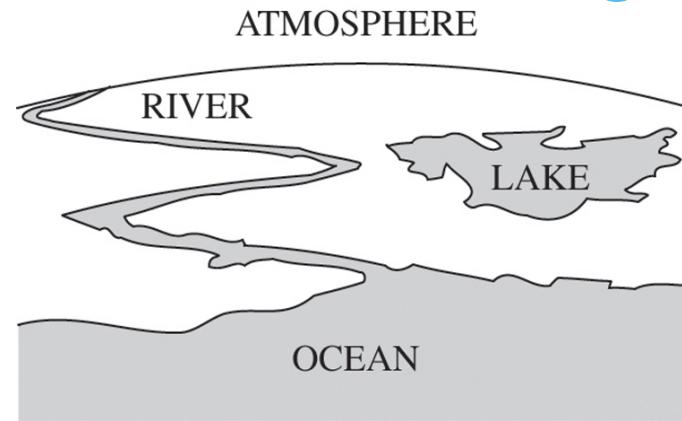
Gebruik van de 2e hoofdwet



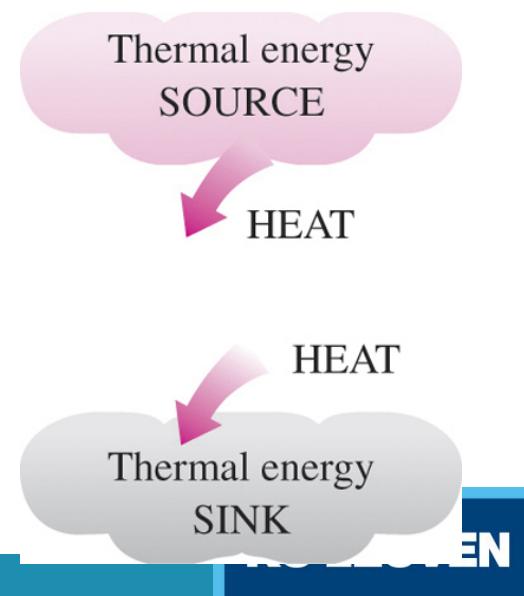
1. De tweede hoofdwet kan worden gebruikt om de richting van processen te bepalen.
2. De tweede hoofdwet stelt ook dat energie zowel kwaliteit als kwantiteit heeft. De eerste wet houdt zich bezig met de hoeveelheid energie en de transformaties van energie van de ene vorm naar de andere zonder rekening te houden met de kwaliteit ervan. De tweede wet biedt de noodzakelijke middelen om zowel de kwaliteit als de mate van degradatie van energie tijdens een proces te bepalen.
3. De tweede hoofdwet van de thermodynamica wordt ook gebruikt bij het bepalen van de theoretische grenzen voor de prestaties van veelgebruikte technische systemen, zoals warmtemotoren en koelkasten, en bij het voorspellen van de mate van voltooiing van chemische reacties.

Reservoirs voor thermische energie

- Een hypothetisch lichaam met een relatief grote thermische energiecapaciteit (het product van massa en soortelijke warmtecapaciteit) dat eindige hoeveelheden warmte kan leveren of absorberen zonder dat de temperatuur verandert, wordt een thermisch energiereservoir of gewoon een reservoir genoemd.
- In de praktijk kunnen grote watermassa's zoals oceanen, meren en rivieren en de atmosferische lucht nauwkeurig worden gemodelleerd als thermische energiereservoirs vanwege hun grote opslagcapaciteit voor thermische energie of thermische massa.

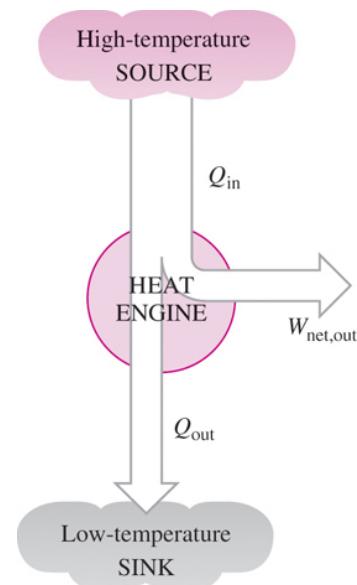
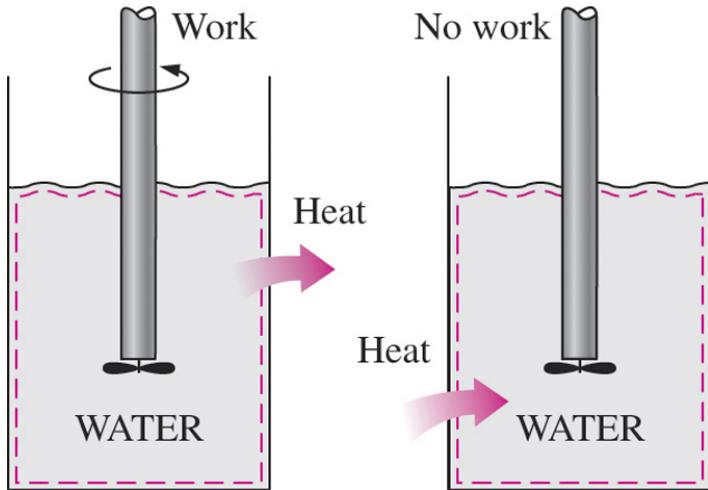


Lichamen met relatief grote thermische massa's kunnen worden gemodelleerd als thermische energiereservoirs.



Een bron levert energie in de vorm van warmte en een put absorbeert deze.

Warmte motoren



Arbeid kan altijd direct en volledig worden omgezet in warmte, maar het omgekeerde is niet waar.

Een deel van de warmte die een warmtemotor ontvangt, wordt omgezet in arbeid, terwijl de rest wordt afgevoerd naar een koellichaam.

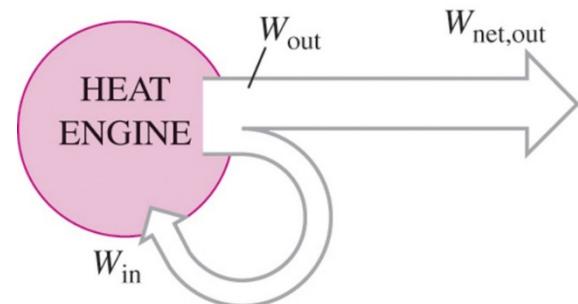
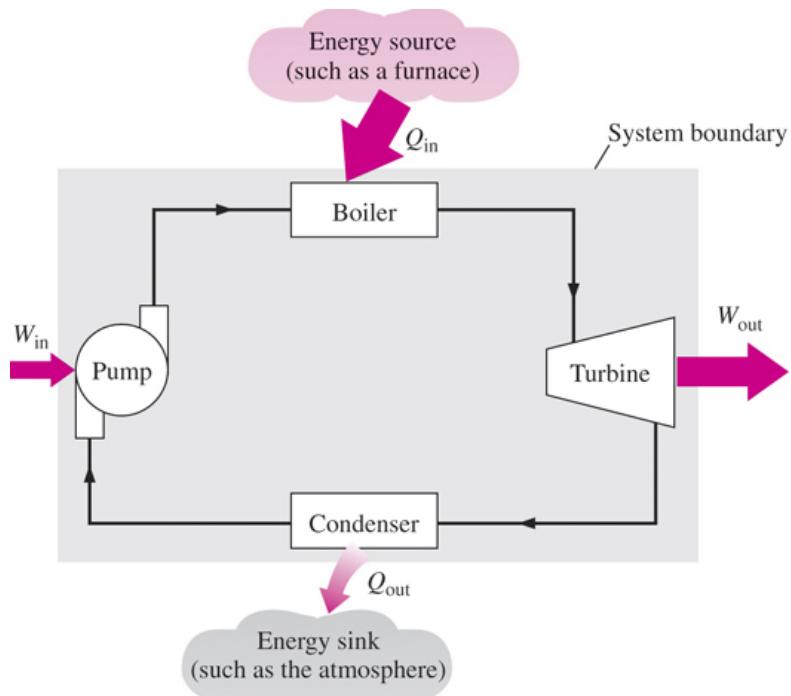
Ze zetten warmte om in arbeid.

1. Ze ontvangen warmte van een hoge-temperatuurbron (zonnen-energie, olieoven, kernreactor, enz.).
2. Ze zetten een deel van deze warmte om in arbeid (meestal in de vorm van een draaiende as).
3. Ze voeren de resterende afvalwarmte af naar een lage-temperatuurput (de atmosfeer, rivieren, enz.).
4. Ze werken volgens een cyclus.

Warmtemotoren en andere cyclische apparaten hebben meestal een vloeistof waarnaar en waaruit warmte wordt overgedragen tijdens het doorlopen van een cyclus. Deze vloeistof wordt de werkvloeistof (working fluid) genoemd.

Stoomkrachtcentrale

De stoomkrachtcentrale - een warmtemotor die werkt in een thermodynamische cyclus.



Een deel van het vermogen van een warmtemotor wordt intern verbruikt om de motor continu te laten werken.

$$W_{net,out} = W_{out} - W_{in} \quad (\text{kJ})$$

$$W_{net,out} = Q_{in} - Q_{out} \quad (\text{kJ})$$

Q_{in} = amount of heat supplied to steam in boiler from a high-temperature source (furnace)

Q_{out} = amount of heat rejected from steam in condenser to a low-temperature sink (the atmosphere, a river, etc.)

W_{out} = amount of work delivered by steam as it expands in turbine

W_{in} = amount of work required to compress water to boiler pressure

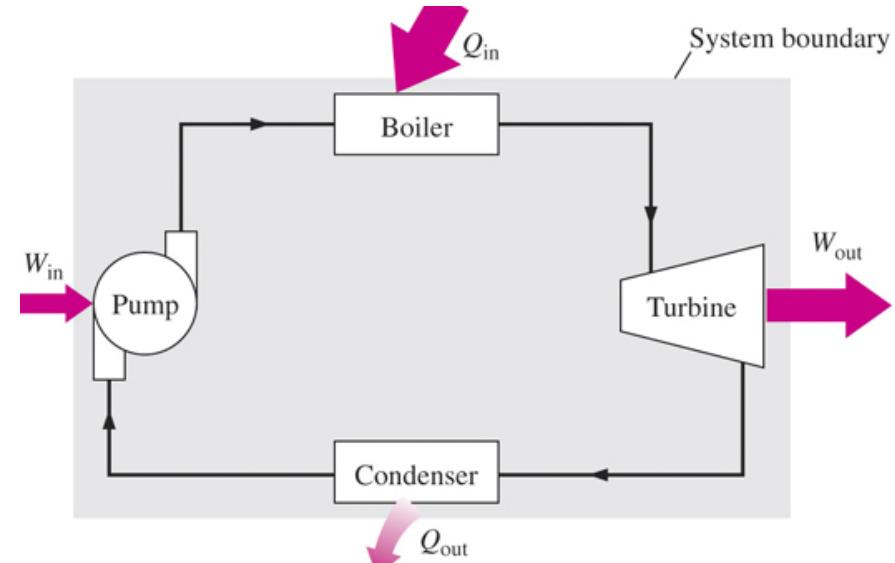
Thermische efficiëntie

- Het thermisch efficiëntie is de prestatie-index van een apparaat dat arbeid produceert of een warmtemotor
- Gedefinieerd door de verhouding tussen de netto-arbeidoutput (het gewenste resultaat) en de warmte-input (de kosten om het gewenste resultaat te verkrijgen).

$$\eta_{th} = \frac{\text{Desired Result}}{\text{Required Input}}$$

- Voor een warmtemotor is het gewenste resultaat de netto arbeid die wordt verricht en de input is de warmte die wordt geleverd om de cyclus te laten werken.
- De thermische efficiëntie is altijd minder dan 1 (minder dan 100 procent).

$$\eta_{th} = \frac{W_{net, out}}{Q_{in}} \quad \text{waar}$$



$$W_{net, out} = W_{out} - W_{in}$$
$$Q_{in} \neq Q_{net}$$

Thermische efficiëntie

De eerste wet toepassen op de cyclische warmtemotor.

$$Q_{net,in} - W_{net,out} = \Delta U^0 \text{ (Cyclic)}$$

$$W_{net,out} = Q_{net,in}$$

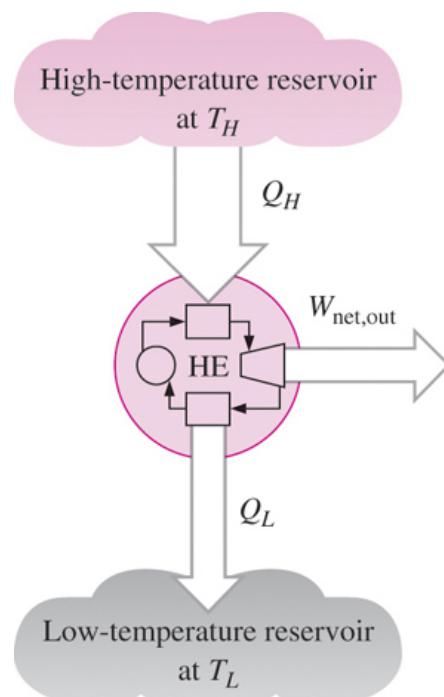
$$W_{net,out} = Q_{in} - Q_{out}$$

Thermal efficiency = $\frac{\text{Net work output}}{\text{Total heat input}}$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net,out}}{Q_{in}}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}}$$

- Cyclische apparaten zoals warmtemotoren, koelkasten en warmtepompen werken vaak tussen een reservoir met een hoge temperatuur (T_H) en een reservoir met een lage temperatuur (T_L).

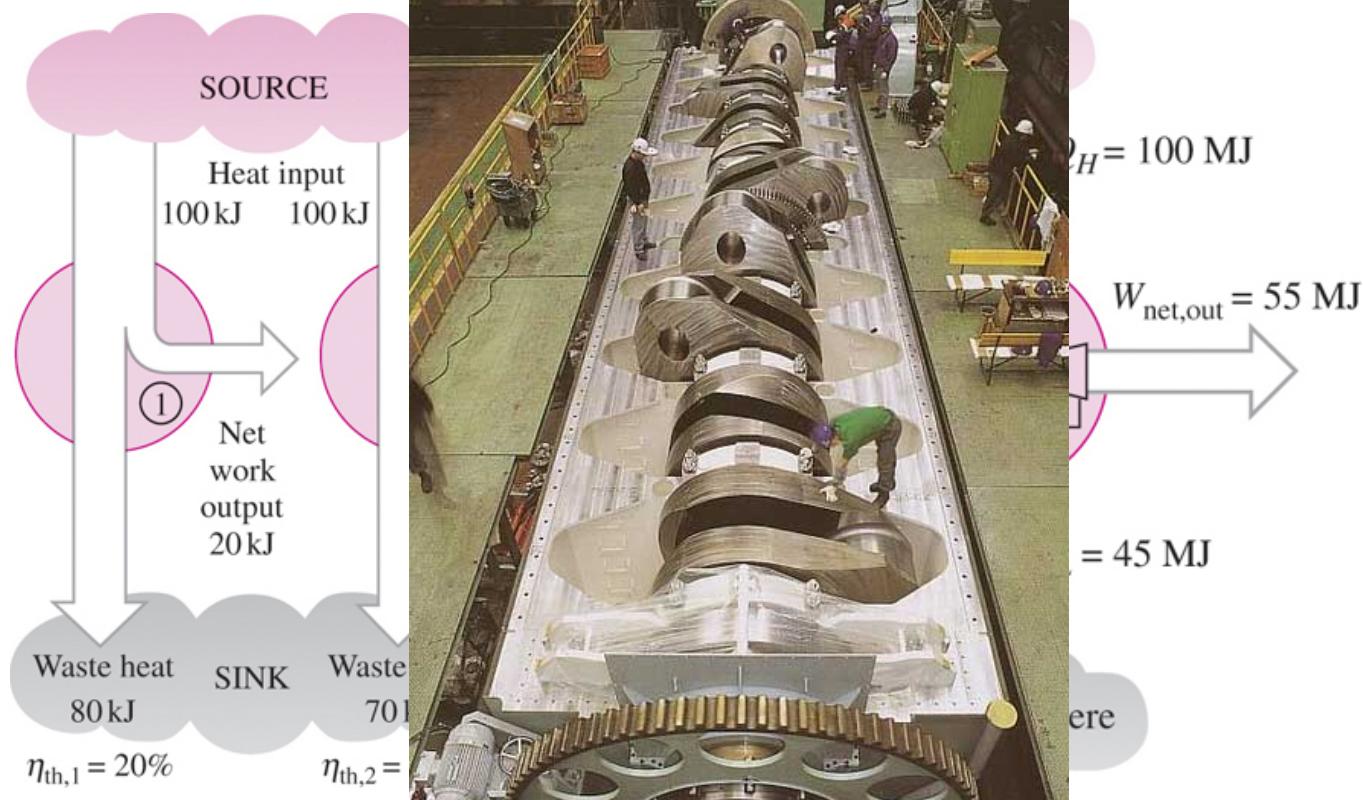


$$W_{net,out} = Q_H - Q_L$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net,out}}{Q_H}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$

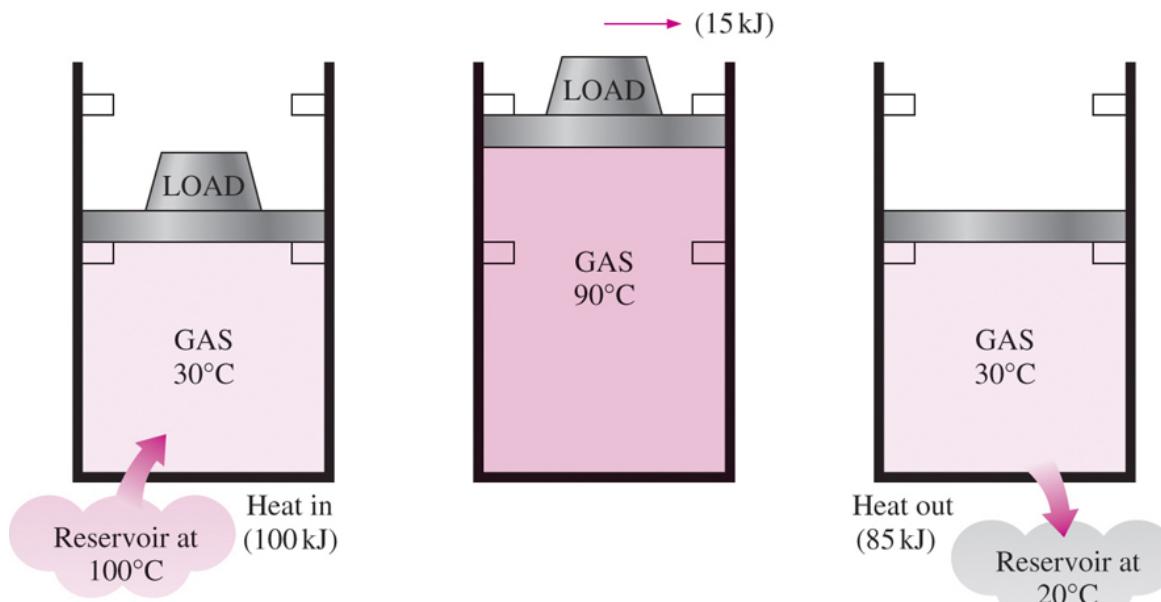
Thermische efficiëntie



Some heat engines perform better than others (convert more of the heat they receive to work).

efficiënte warmtemotoren stoten bijna de helft van de ontvangen energie af als afvalwarmte.

Kunnen wij Q_{uit} besparen?



Een warmtemotorcyclus kan niet worden voltooid zonder wat warmte af te voeren naar een lage-temperatuurput.

Ieder warmtemotor moet wat energie verspillen door het over te brengen naar een reservoir met een lage temperatuur om de cyclus te voltooien, zelfs onder ideale omstandigheden.

In een stoomcentrale is de condensor het apparaat waar grote hoeveelheden afvalwarmte worden afgevoerd naar rivieren, meren of de atmosfeer.

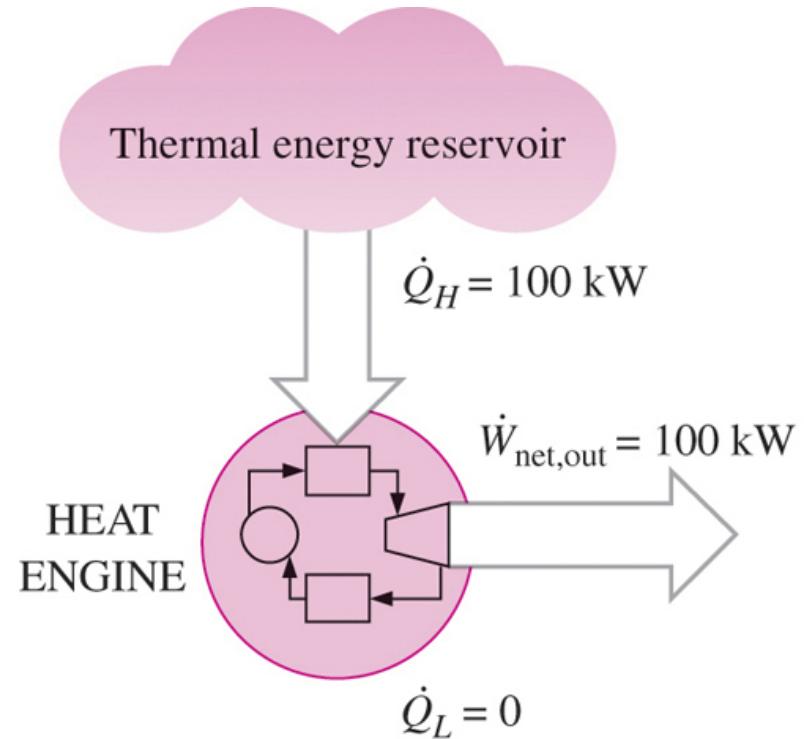
Kunnen we niet gewoon de condensor uit de fabriek halen en al die energie besparen?

Het antwoord is helaas een duidelijk nee, omdat de eenvoudige reden dat zonder een warmteafvoerproces in een condensor de cyclus niet kan worden voltooid.

Kelvin-Planck verklaring over de tweede hoofdwet

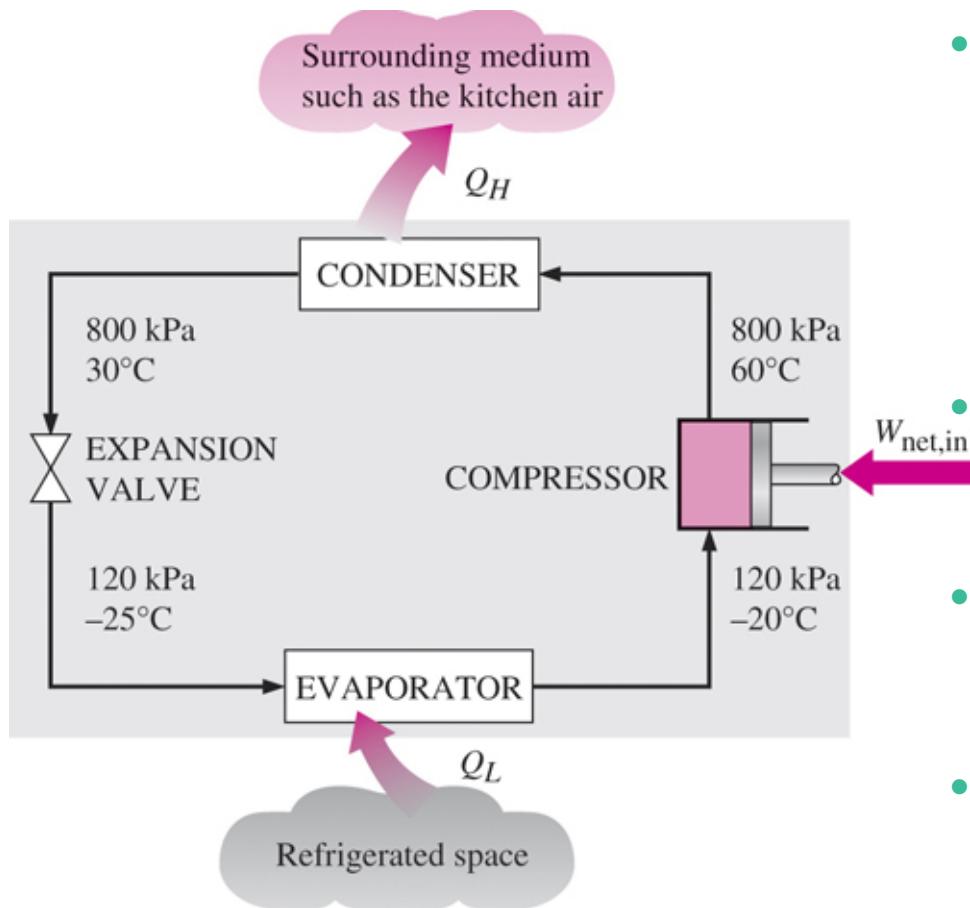
Het is onmogelijk voor een apparaat dat werkt op een cyclus om warmte te ontvangen van een enkel reservoir en een netto hoeveelheid arbeid te produceren.

De onmogelijkheid van een 100% efficiënte warmtemotor is niet te wijten aan wrijving of andere dissipatieve effecten. Het is een beperking die geldt voor zowel de geïdealiseerde als de werkelijke warmtemotoren.



Een warmtemotor die de Kelvin-Planck verklaring van de tweede wet overtreedt.

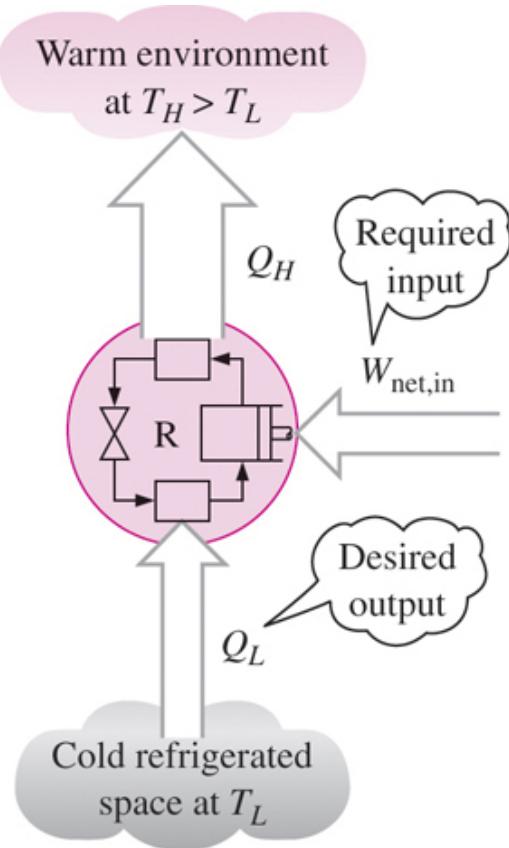
Koelkasten en warmtepompen



- Voor de transport van warmte van een medium met een lage temperatuur naar een medium met een hoge temperatuur zijn speciale apparaten nodig die koelkasten worden genoemd.
- Koelkasten zijn, net als warmtemotoren, cyclische apparaten.
- De werkvloeistof die in de koelcyclus wordt gebruikt, wordt koelmiddel genoemd.
- De meest gebruikte koelcyclus is de dampcompressiekoelcyclus.

In een koelkast voor huishoudelijk gebruik dient het vriesvak waar de warmte door het koelmiddel wordt geabsorbeerd als verdamper, en de spoelen meestal achter de koelkast waar de warmte wordt afgevoerd naar de keukenlucht dienen als condensor

Prestatiecoëfficiënt



De efficiëntie van een koelkast wordt uitgedrukt in de prestatiecoëfficiënt (COP).

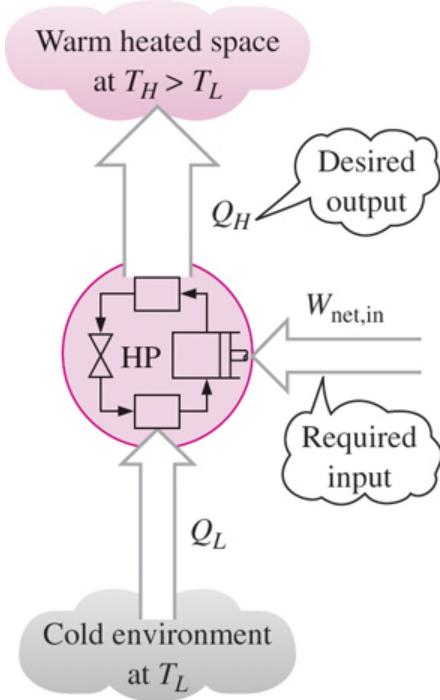
Het doel van een koelkast is om warmte (Q_L) uit de gekoelde ruimte te verwijderen.

$$\text{COP}_R = \frac{\text{Desired output}}{\text{Required input}} = \frac{Q_L}{W_{\text{net,in}}}$$

$$W_{\text{net,in}} = Q_H - Q_L \quad (\text{kJ})$$

$$\text{COP}_R = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1}$$

Warmtepompen



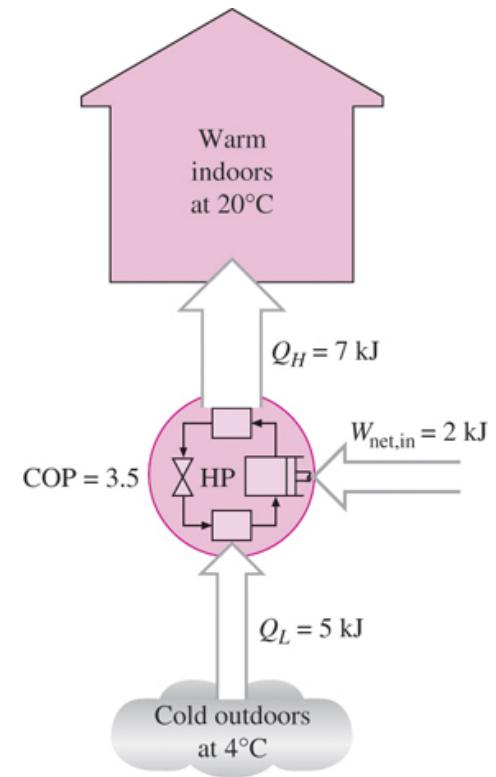
Het doel van een warmtepomp is om warmte Q_H te leveren aan de warmere ruimte.

De energie die aan een warmtepomp wordt geleverd, wordt gebruikt om energie aan de koude buitenlucht te onttrekken en naar het warme binnen te transporteren.

$$\text{COP}_{\text{HP}} = \frac{\text{Desired output}}{\text{Required input}} = \frac{Q_H}{W_{\text{net,in}}}$$

$$\text{COP}_{\text{HP}} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H}$$

$$\text{COP}_{\text{HP}} = \text{COP}_R + 1 \text{ voor vaste waarden van } Q_L \text{ en } Q_H$$



Kan de waarde van COP_{HP} lager zijn dan 1?

Wat betekent $\text{COP}_{\text{HP}}=1$?

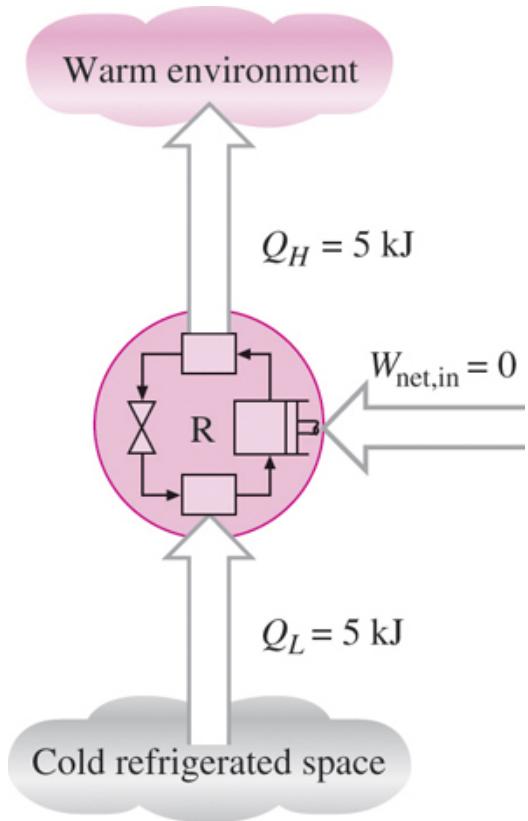
Clausius verklaring over de tweede hoofdwet

Het is onmogelijk om een apparaat te bouwen dat in een cyclus werkt en geen ander effect produceert dan de transport van warmte van een lichaam met een lagere temperatuur naar een lichaam met een hogere temperatuur.

Hierin staat dat een koelkast alleen kan werken als de compressor wordt aangedreven door een externe stroombron, zoals een elektromotor.

Op deze manier omvat het netto-effect op de omgeving het verbruik van energie in de vorm van arbeid, naast de transport van warmte van een kouder lichaam naar een warmer lichaam.

Tot op heden is er nog geen experiment uitgevoerd dat de tweede wet tegenspreekt en dit moet worden gezien als voldoende bewijs voor de geldigheid ervan

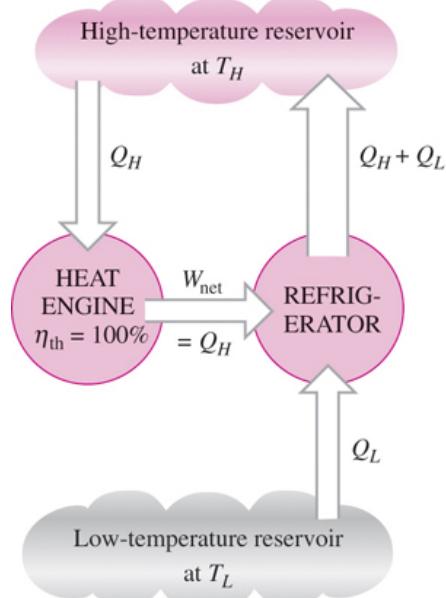


Een koelkast die de Clausius verklaring van de tweede wet overtreedt.

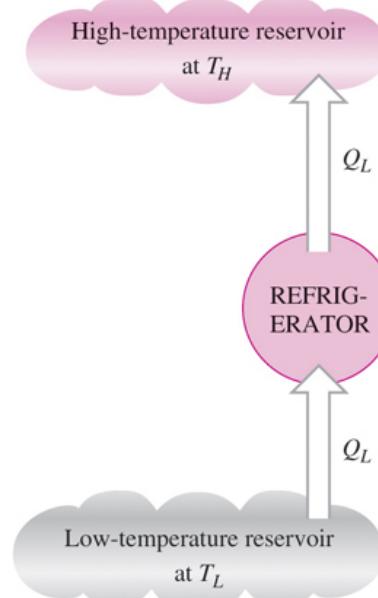
Gelijkwaardigheid van de twee verklaringen

De Kelvin-Planck en Clausius verklaringen zijn gelijkwaardig in hun gevolgen en beide verklaringen kunnen gebruikt worden als uitdrukking van de tweede wet van de thermodynamica.

Elk apparaat dat de Kelvin-Planck verklaring schendt, schendt ook de Clausius verklaring en omgekeerd.



(a) A refrigerator that is powered by a 100 percent efficient heat engine



(b) The equivalent refrigerator

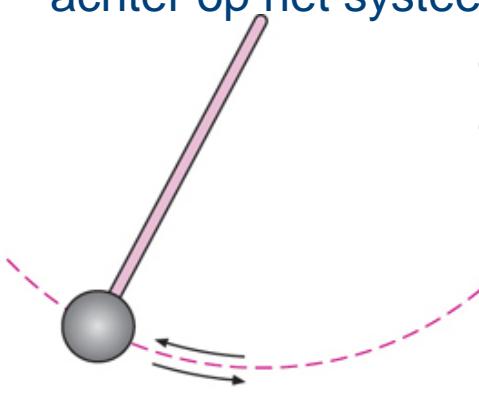
Bewijs dat de schending van de Kelvin-Planck verklaring leidt tot de schending van de Clausius verklaring.

Reversibele en irreversibele processen

Reversibel proces:

Een proces dat kan worden teruggedraaid zonder sporen achter te laten in de omgeving.

Irreversibel proces: Als een process wordt teruggedraaid, laat het een spoor achter op het systeem of omgeving.

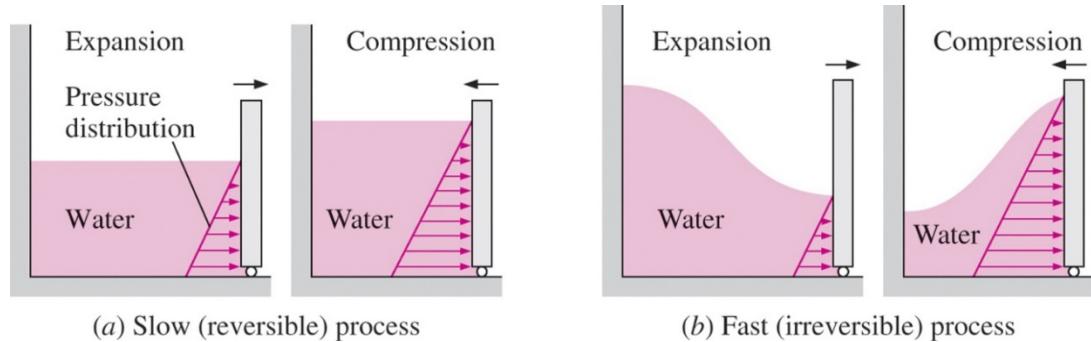


(a) Frictionless pendulum



(b) Quasi-equilibrium expansion
and compression of a gas

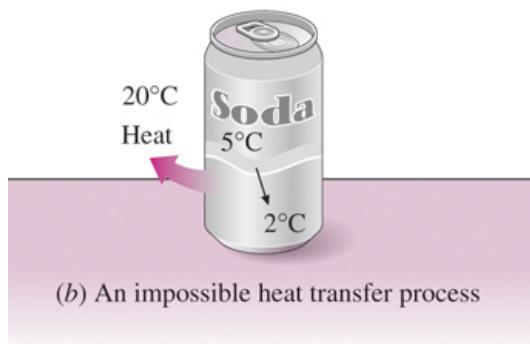
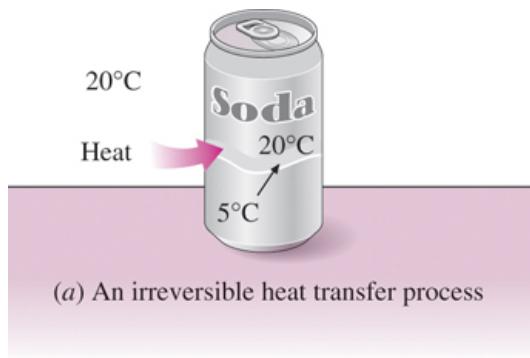
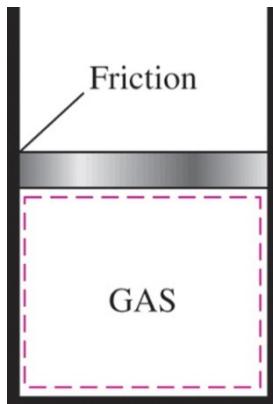
- Alle processen in de natuur zijn irreversibel.
- **Waarom zijn we geïnteresseerd in reversibele processen?**
 - (1) ze zijn gemakkelijk te analyseren en
 - (2) ze dienen als geïdealiseerde modellen (theoretische grenzen) waarmee werkelijke processen vergeleken kunnen worden.
- Sommige processen zijn beter omkeerbaar dan andere.



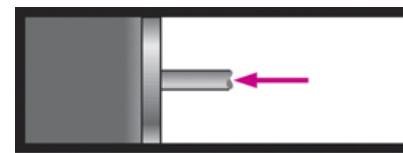
Reversibele processen leveren het meeste op
en kosten het minste werk.

Irreversibiliteiten

- De factoren die ervoor zorgen dat een proces irreversibel is, worden irreversibiliteiten genoemd.
- Ze omvatten wrijving, ongeremde uitzetting, menging van twee vloeistoffen, warmtetransport over een eindig temperatuurverschil, elektrische weerstand, inelastische vervorming van vaste stoffen en chemische reacties.



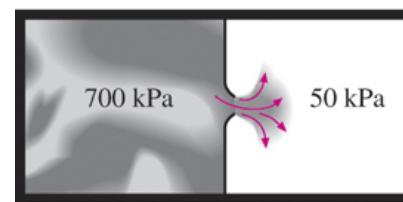
(a) Warmtetransport door een temperatuurverschil is irreversibel, en het reversibel proces is onmogelijk.



(a) Fast compression



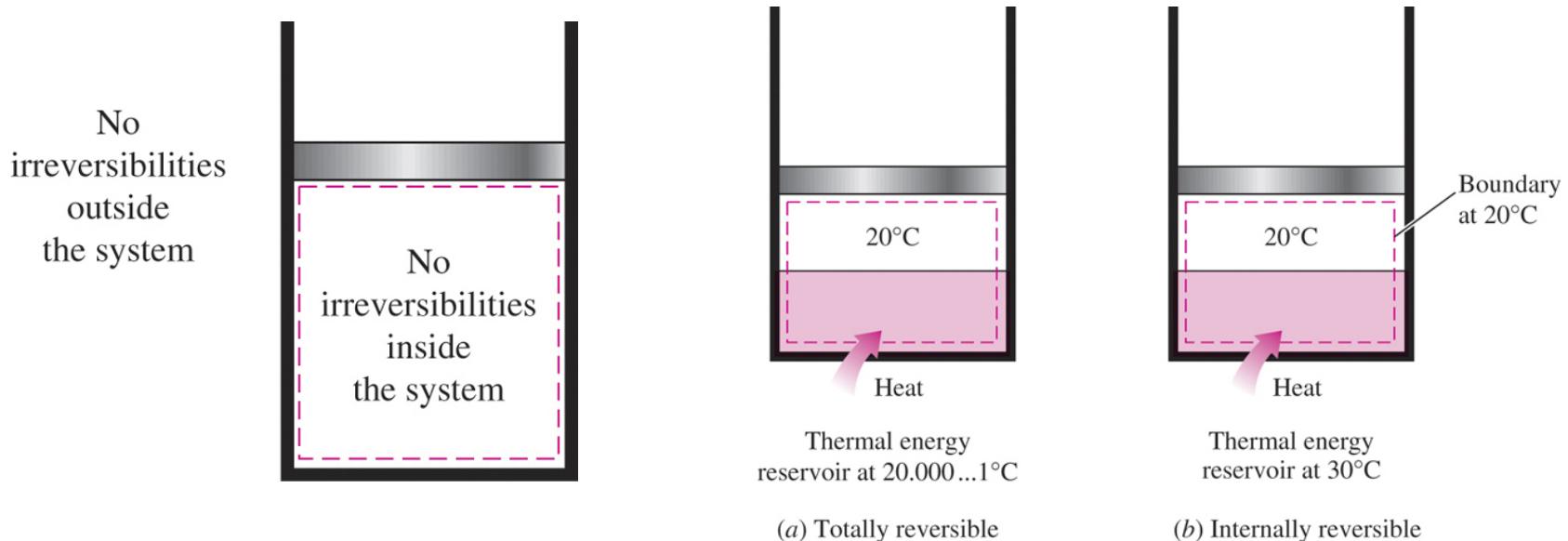
(b) Fast expansion



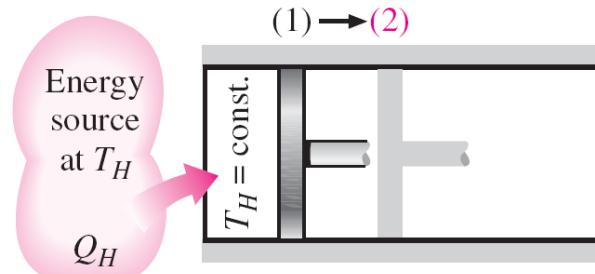
(c) Unrestrained expansion

Inwendige en uitwendige reversibele processen

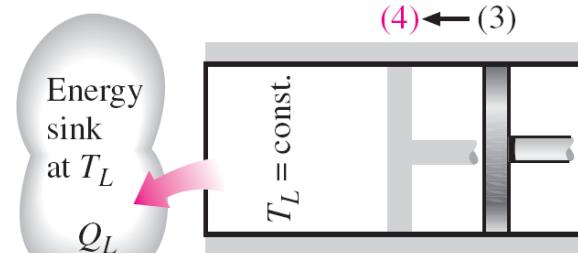
- **Inwendig reversibel proces:** geen irreversibiliteiten **binnen** het systeem
- **Uitwendig reversibel proces:** geen irreversibiliteiten **buiten** het systeem (in de omgeving)
- **Totaal reversibel proces:** geen irreversibiliteiten in het systeem en de omgeving
- Bij een volledig reversibel proces is er geen warmtetransport door een eindig temperatuurverschil, geen niet-quasi-evenwichtsveranderingen en geen wrijving of andere dissipatieve effecten.



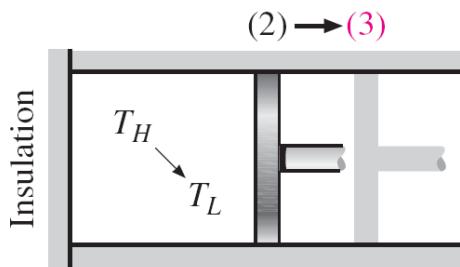
De Carnotcyclus



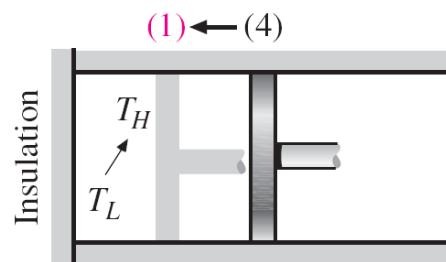
(a) Process 1-2



(c) Process 3-4



(b) Process 2-3



(d) Process 4-1

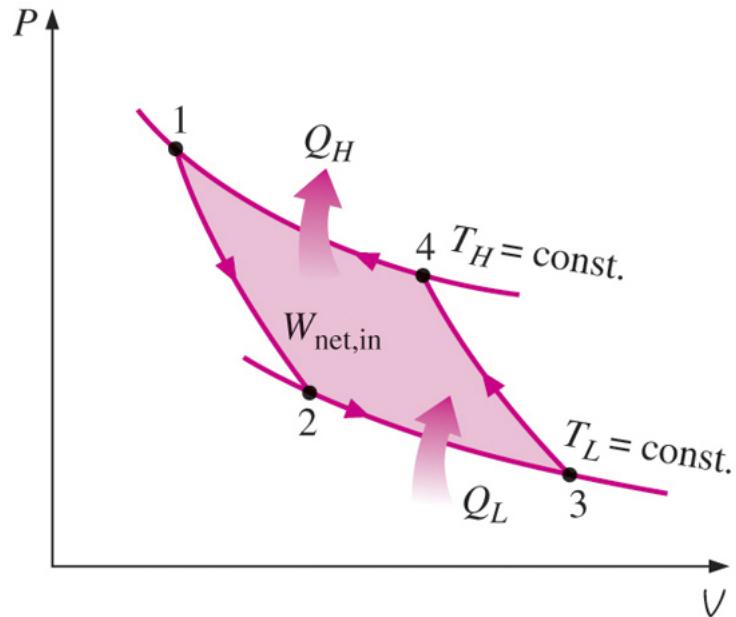
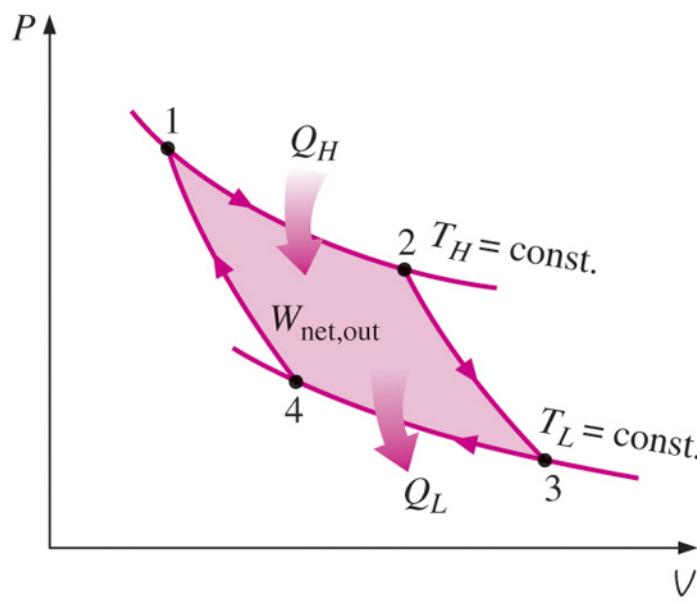
Reversible isotherme expansie (proces 1-2, $T_H = \text{constant}$)

Reversible adiabatische expansie (proces 2-3, temperatuur daalt van T_H naar T_L)

Reversible isotherme compressie (proces 3-4, $T_L = \text{constant}$)

Reversible adiabatische compressie (proces 4-1, temperatuur stijgt van T_L naar T_H)

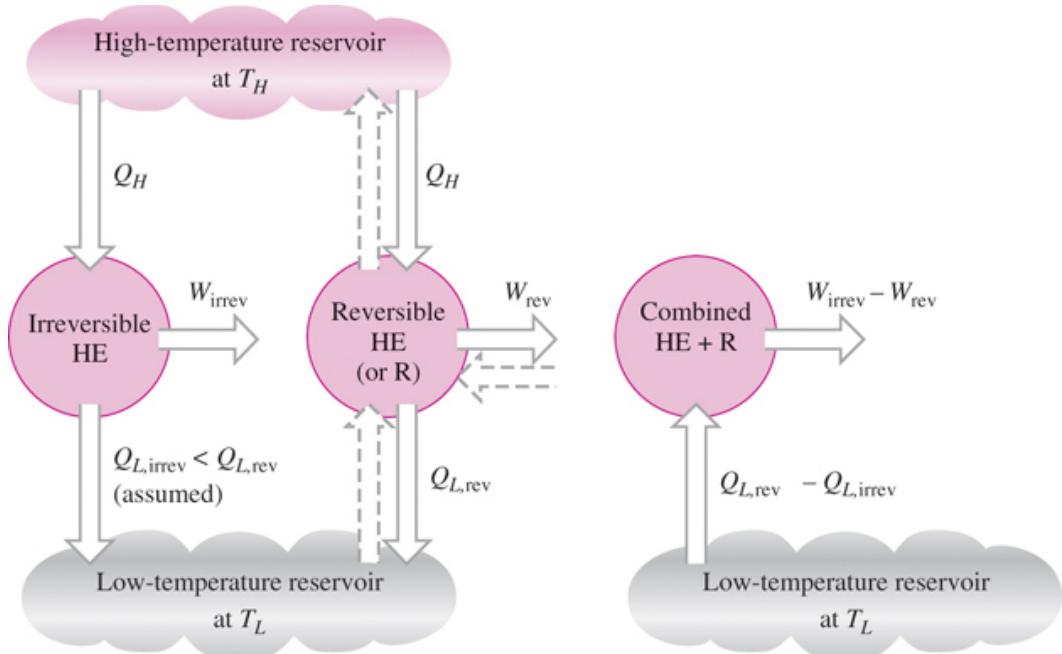
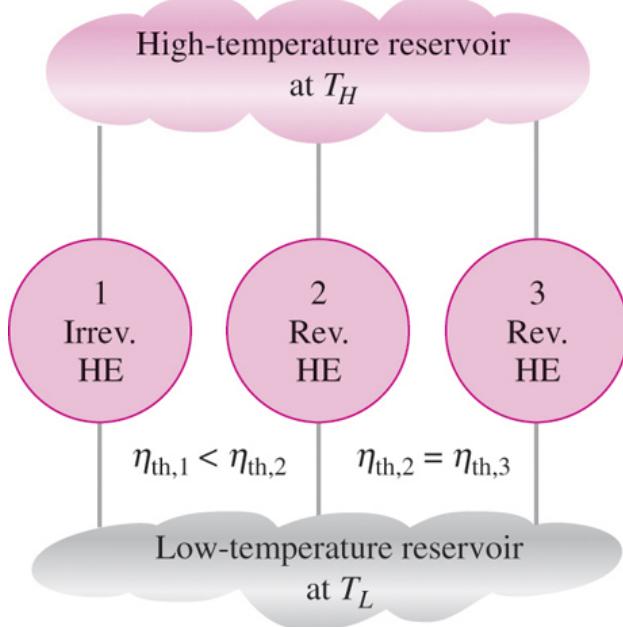
Omgekeerde Carnotcyclus



De Carnot-warmtemotor is totaal reversibel.

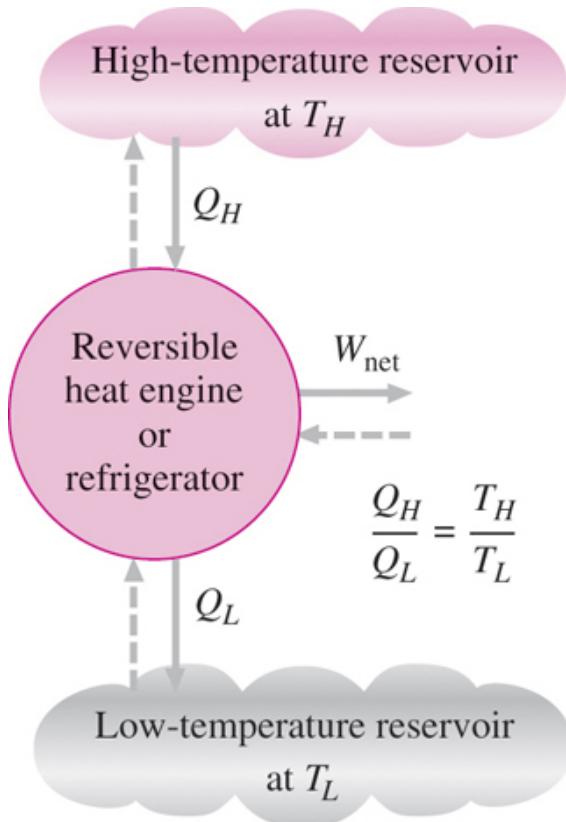
Daarom kunnen alle processen waaruit het bestaat, worden omgekeerd. In dat geval wordt het de Carnot-koelcyclus.

Principes van Carnot

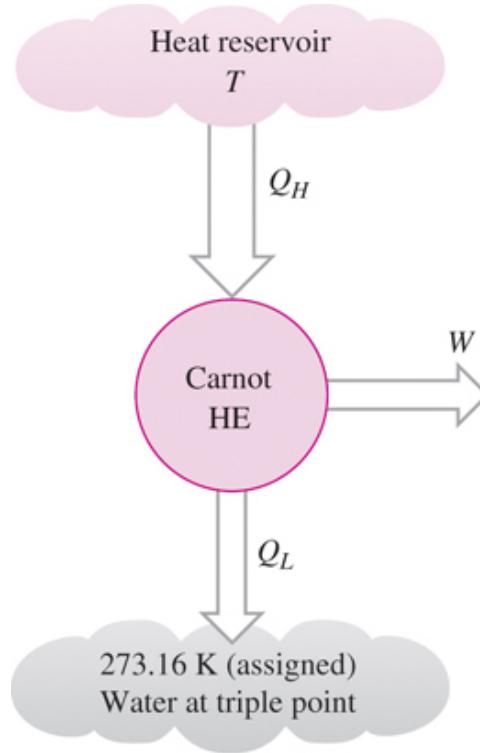


1. De efficiëntie van een reversibele warmtemotor is altijd lager dan de efficiëntie van een reversibele motor die tussen dezelfde twee reservoirs werkt.
2. De efficiënties van alle reversibele warmtemotoren die werken tussen dezelfde twee reservoirs zijn hetzelfde.

Thermodynamische temperatuurschaal



Voor reversibele cycli kan de warmtetransportverhouding Q_H/Q_L worden vervangen door de absolute temperatuurverhouding T_H/T_L .



$$T = 273.16 \frac{Q_H}{Q_L}$$

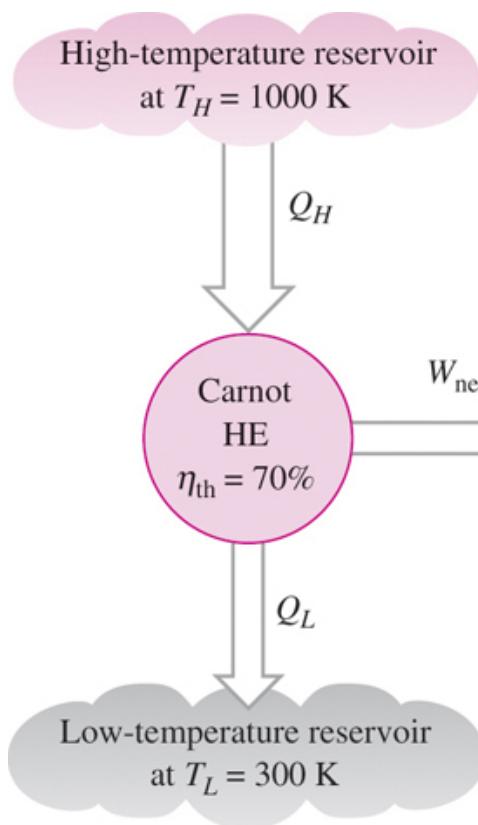
Een conceptuele experimentele opstelling om thermodynamische temperaturen op de schaal van Kelvin te bepalen door de warmtetransport Q_H en Q_L te meten.

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L} \right)_{\text{rev}} = \frac{T_H}{T_L}$$

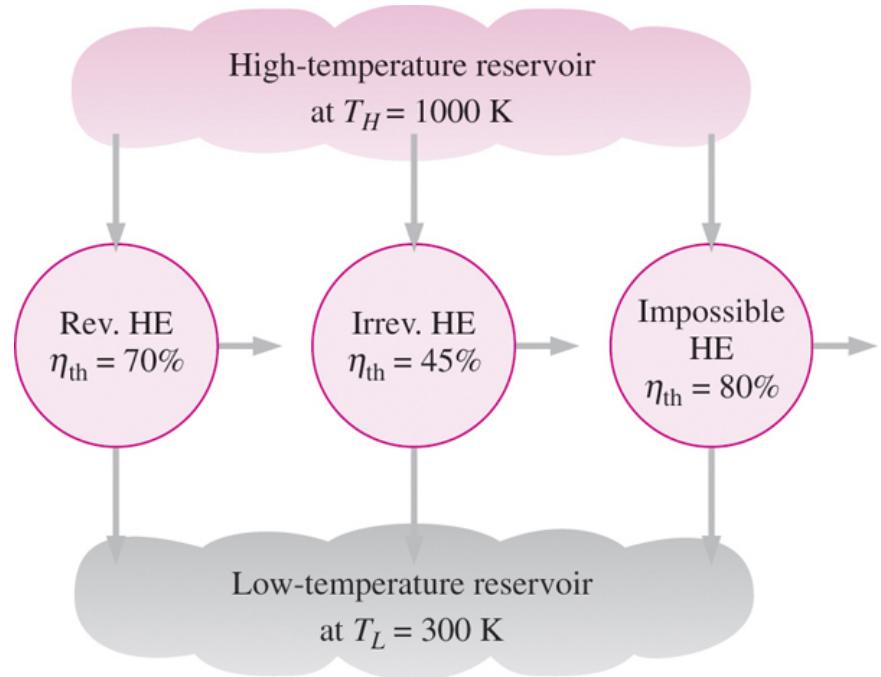
Deze temperatuurschaal die voldoet aan bovenstaande relatie wordt de Kelvin-schaal genoemd en de temperaturen op deze schaal worden absolute temperaturen genoemd.

$$T(\text{°C}) = T(\text{K}) - 273.15$$

De Carnot-warmtemotor



De Carnot-warmtemotor is de meest efficiënte van alle warmtemotoren die werken tussen dezelfde reservoires met hoge en lage temperatuur.



Geen enkele warmtemotor kan een hoger rendement hebben dan een omkeerbare warmtemotor die werkt tussen dezelfde reservoires met hoge en lage temperatuur.

Alle warmtemotoren

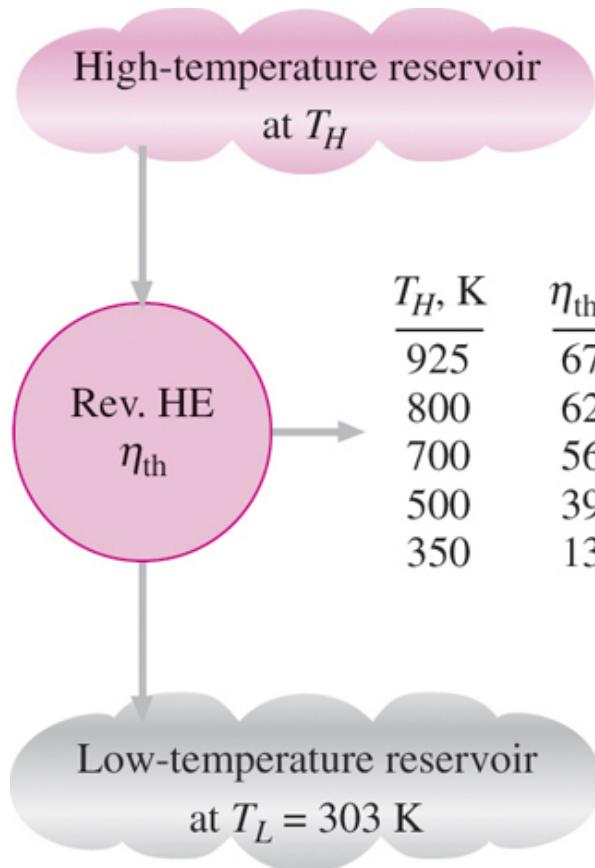
$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$

Carnot warmtemotor

$$\eta_{\text{th,rev}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

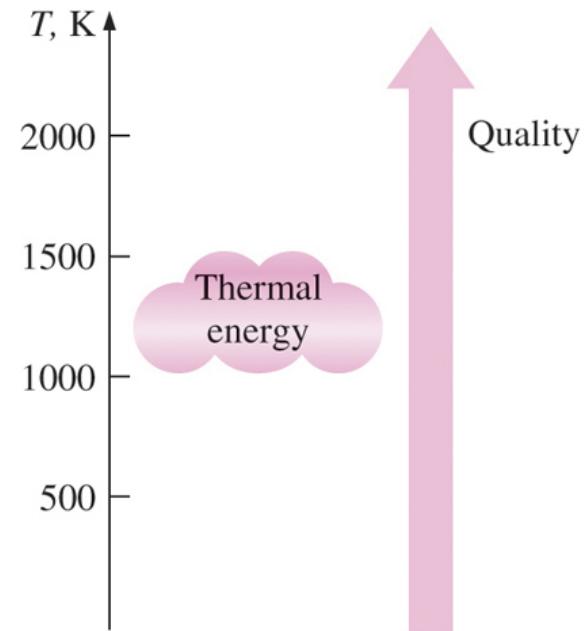
$\eta_{\text{th}} < \eta_{\text{th,rev}}$	irreversible heat engine
$\eta_{\text{th}} = \eta_{\text{th,rev}}$	reversible heat engine
$\eta_{\text{th}} > \eta_{\text{th,rev}}$	impossible heat engine

De kwaliteit van energie



$$\eta_{\text{th,rev}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

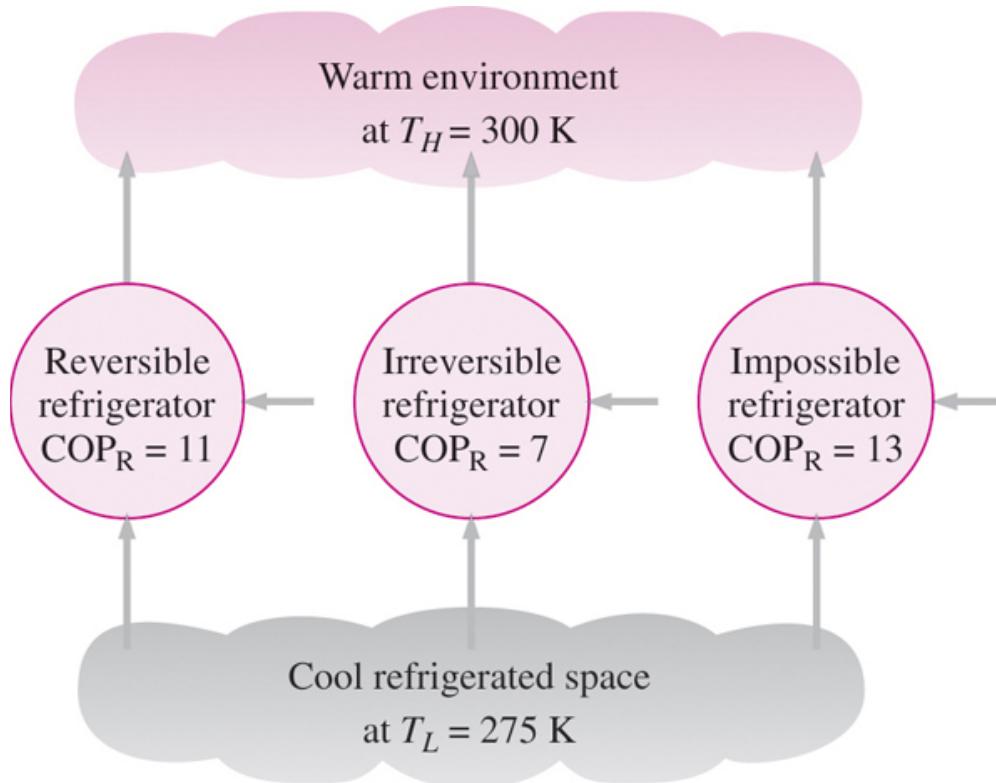
Kunnen wij
°C hier
gebruiken?



Hoe hoger de temperatuur van de warmte, hoe hoger de kwaliteit.

Hoe verhoog je het thermische efficiëntie van een Carnot-warmtemotor? Hoe zit het met echte warmtemotoren?

Carnot koelkast en warmtepomp



Geen enkele koelkast kan een hogere COP hebben dan een reversibele koelkast tussen dezelfde temperatuurgrenzen.

Ieder koelkast of warmtepomp

$$\text{COP}_R = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1}$$

$$\text{COP}_{\text{HP}} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H}$$

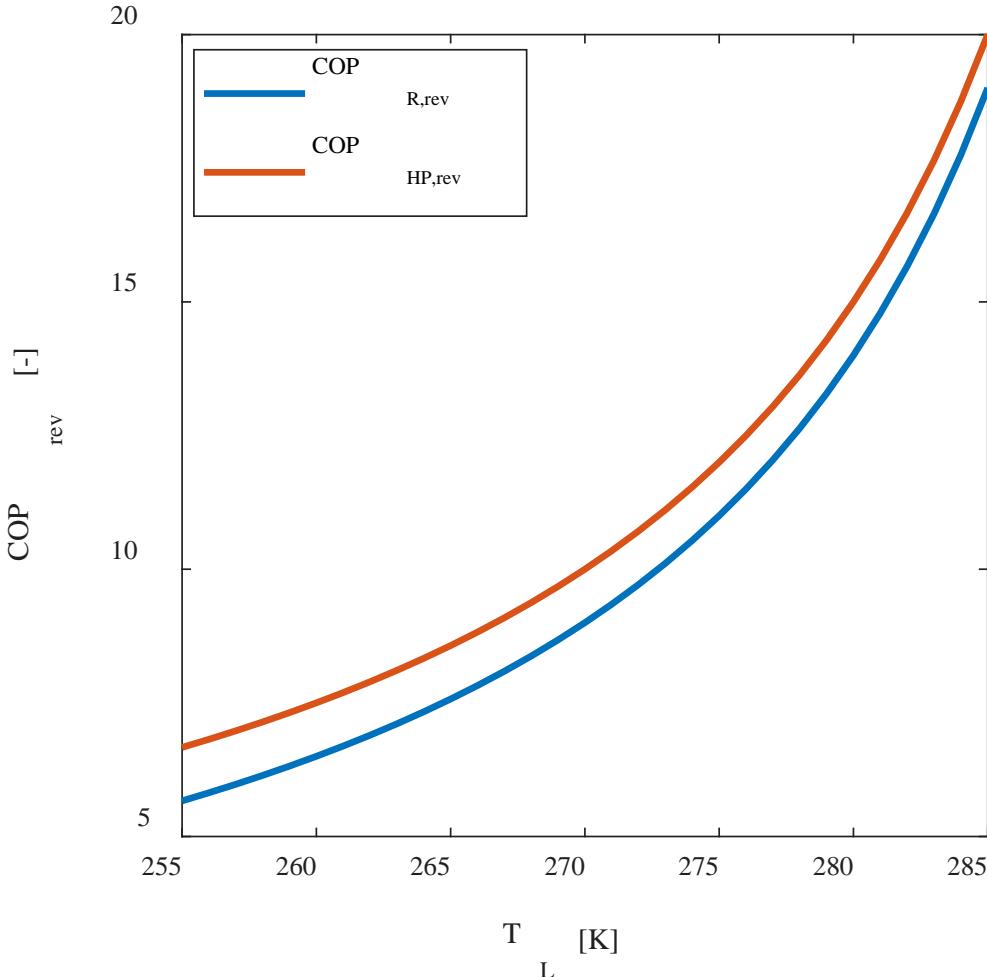
Carnot koelkast of warmtepomp

$$\text{COP}_{\text{HP,rev}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H}$$

$$\text{COP}_{R,\text{rev}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$

Hoe verhoog je de COP van een Carnot koelkast or warmtepomp? Hoe zit het met de echte?

Carnot koelkast en warmtepomp



Ieder koelkast of warmtepomp

$$\text{COP}_R = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L}$$

$$\text{COP}_{\text{HP}} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L}$$

Carnot koelkast of warmtepomp

$$\text{COP}_{\text{HP,rev}} = \frac{T_H}{T_H - T_L}$$

$$\text{COP}_{R,\text{rev}} = \frac{T_L}{T_H - T_L}$$

COP_{rev} voor Carnot koelkast of warmtepomp met T_H = 300 K en variërende T_L

$$\text{COP}_R \left\{ \begin{array}{ll} < \text{COP}_{R,\text{rev}} & \text{irreversible refrigerator} \\ = \text{COP}_{R,\text{rev}} & \text{reversible refrigerator} \\ > \text{COP}_{R,\text{rev}} & \text{impossible refrigerator} \end{array} \right.$$

De COP van een reversibele koelkast of warmtepomp is de maximale theoretische waarde voor de opgegeven temperatuurgrenzen.

COP van zowel koelkasten als warmtepompen daalt als T_L afneemt.

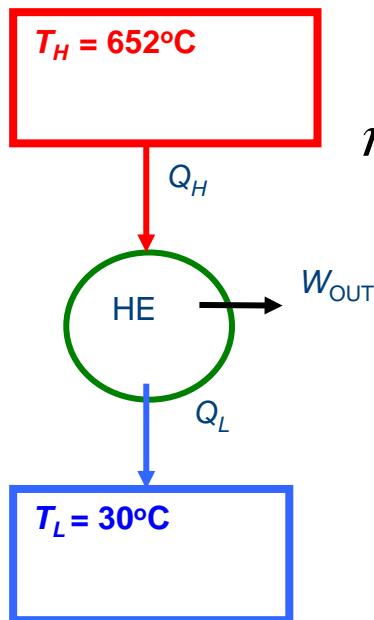
Dit betekent dat er meer arbeid nodig is om warmte te absorberen van media met een lagere temperatuur.

Voorbeeld 1

Een Carnot-warmtemotor ontvangt per cyclus 500 kJ warmte uit een hogetemperatuur-warmtereservoir van 652°C en geeft warmte af aan een lage-temperatuur-warmtereservoir van 30°C. Bepalen

- (a) Thermische efficientie van deze Carnot warmtemotor.
- (b) De hoeveelheid warmte die wordt afgegeven aan het lage-temperatuur-warmtereservoir.

a.



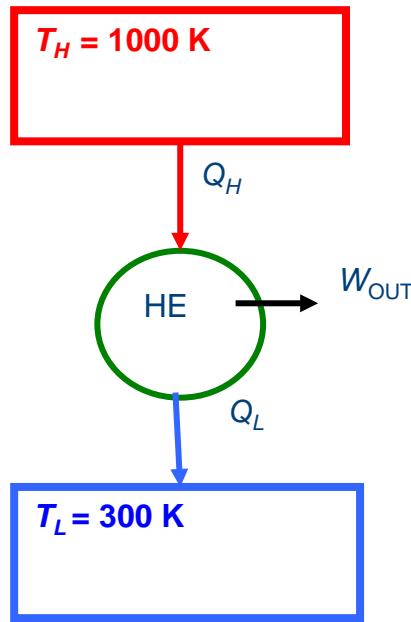
$$\begin{aligned}\eta_{th, rev} &= 1 - \frac{T_L}{T_H} \\ &= 1 - \frac{(30 + 273)K}{(652 + 273)K} \\ &= 0.672 \quad or \quad 67.2\%\end{aligned}$$

b.

$$\begin{aligned}\frac{Q_L}{Q_H} &= \frac{T_L}{T_H} \\ &= \frac{(30 + 273)K}{(652 + 273)K} = 0.328 \\ Q_L &= 500 \text{ kJ}(0.328) \\ &= 164 \text{ kJ}\end{aligned}$$

Voorbeeld 2

Een uitvinder beweert een warmtemotor te hebben uitgevonden die een thermisch rendement van 80 procent heeft wanneer hij werkt tussen twee warmtereservoirs van 1000 K en 300 K. Beoordeel zijn bewering.

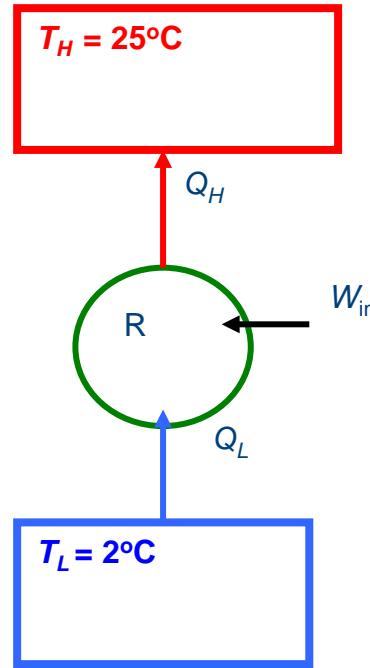


$$\begin{aligned}\eta_{th, rev} &= 1 - \frac{T_L}{T_H} \\ &= 1 - \frac{300K}{1000K} \\ &= 0.70 \quad or \quad 70\%\end{aligned}$$

De bewering is onjuist omdat geen enkele warmtemotor efficiënter kan zijn dan een Carnot-motor die tussen de warmtereservoirs werkt.

Voorbeeld 3

Een uitvinder beweert een koelkast te hebben ontwikkeld die de gekoelde ruimte op 2°C terwijl u werkt in een ruimte waar de temperatuur 25°C is en een COP van 13.5 heeft. Is deze bewering waar?

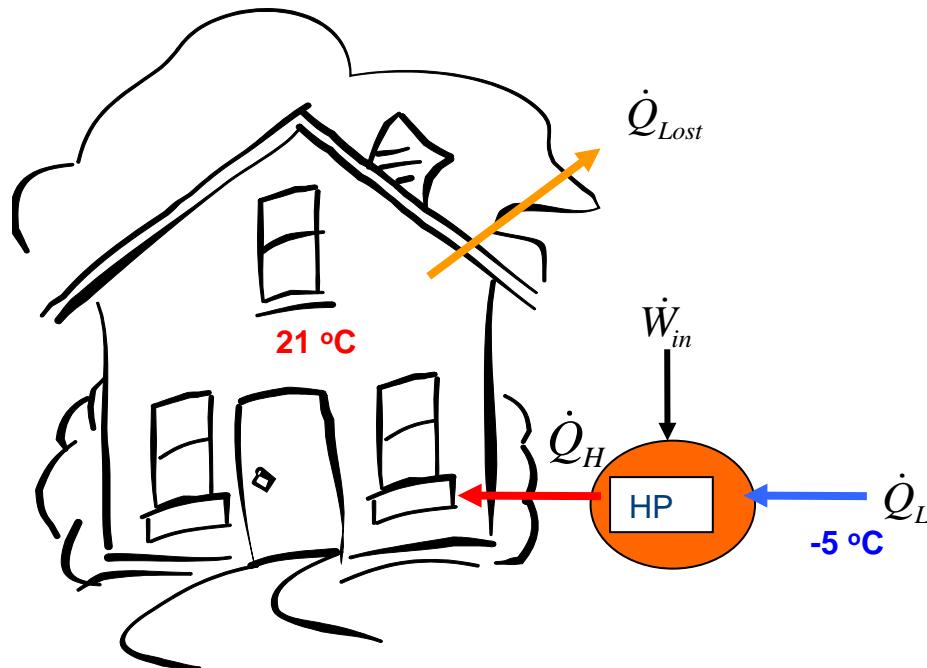


$$\begin{aligned} COP_R &= \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \\ &= \frac{(2 + 273)K}{(25 - 2)K} \\ &= 11.96 \end{aligned}$$

De bewering is onjuist omdat geen enkele koelkast een COP kan hebben die groter is dan de COP voor het omgekeerde Carnot-apparaat.

Voorbeeld 4

Een warmtepomp moet worden gebruikt om een gebouw in de winter te verwarmen. Het gebouw moet te allen tijde op 21°C worden gehouden. Het gebouw verliest naar schatting 135.000 kJ/u warmte wanneer de buitentemperatuur daalt tot -5°C . Bepaal het minimale vermogen dat nodig is om de warmtepompunit aan te drijven voor deze buitentemperatuur.



De warmte die het gebouw verliest, moet worden geleverd door de warmtepomp.

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{Lost} = 135000 \frac{kJ}{h}$$

$$\begin{aligned} COP_{HP} &= \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \\ &= \frac{(21+273)K}{(21-(-5))K} \\ &= 11.31 \end{aligned}$$

Op basis van de definitie van COP:

$$COP_{HP} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{net, in}}$$

$$\dot{W}_{net, in} = \frac{\dot{Q}_H}{COP_{HP}}$$

$$= \frac{135,000 kJ/h}{11.31} \frac{1h}{3600s} \frac{1kW}{kJ/s} = 3.316 kW$$

Entropie

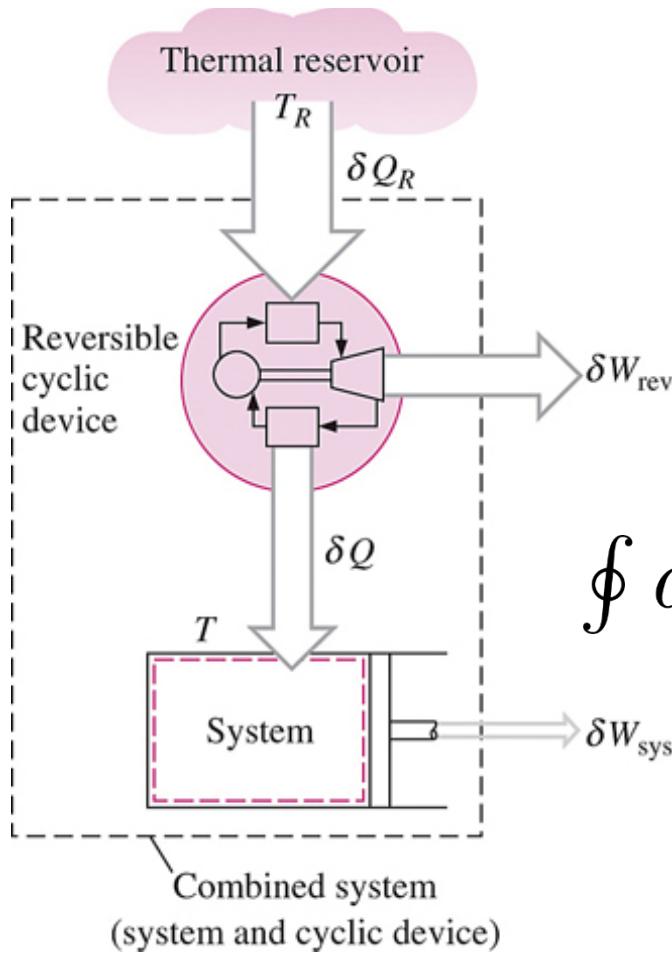


Entropie en de Clausius ongelijkheid

- De 2e hoofdwet van de thermodynamica leidt vaak tot uitdrukkingen met ongelijkheden.
 - Een irreversibele (d.w.z. werkelijke) warmtemotor is bijvoorbeeld minder efficiënt dan een reversibele die tussen dezelfde twee thermische energiereservoirs werkt.
 - Een irreversibele koelkast of warmtepomp heeft een lagere COP dan een reversibele koelkast of warmtepomp die tussen dezelfde temperatuurgrenzen werkt.
- Een andere belangrijke ongelijkheid die grote gevolgen heeft in de thermodynamica is de **Clausius ongelijkheid**.

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$$

Entropie



$$\delta W_C = \delta Q_R - dE_C$$

$$\frac{\delta Q_R}{T_R} = \frac{\delta Q}{T} \quad \rightarrow \quad \delta W_C = T_R \frac{\delta Q}{T} - dE_C$$

$$\rightarrow \quad W_C = T_R \oint \frac{\delta Q}{T} \quad \text{Clausius ongelijkheid}$$

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$$

$$\oint dU = 0 \quad \oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{int rev}} = 0$$

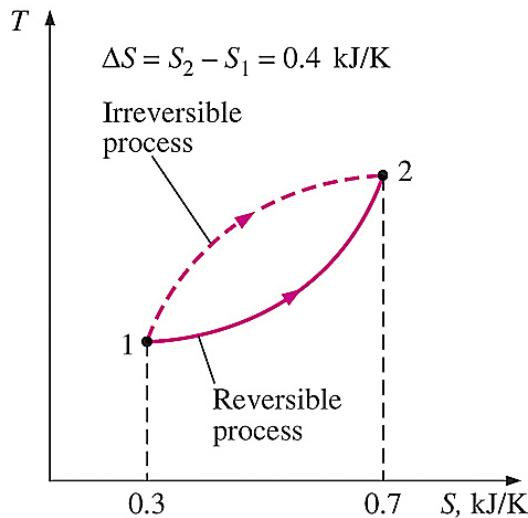
$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{int rev}} \quad (\text{kJ/K})$$

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{int rev}}$$

Formele definitie van entropie

De gelijkheid in de Clausius ongelijkheid geldt voor volledig of slechts intern reversibele cycli en de ongelijkheid voor de irreversibele cycli.

Entropie



Een grootheid waarvan de cyclische integraal nul is (d.w.z. een eigenschap zoals volume)

Totale entropie is een extensieve eigenschap van een systeem.

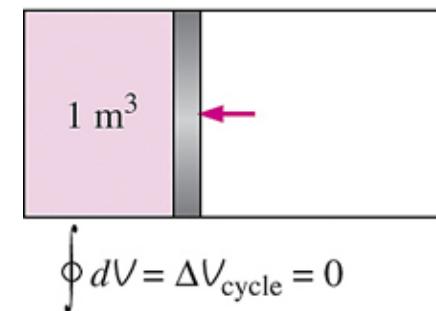
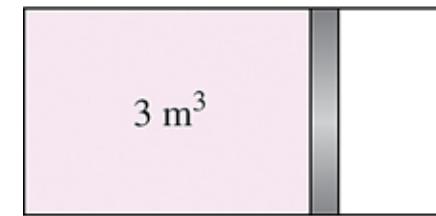
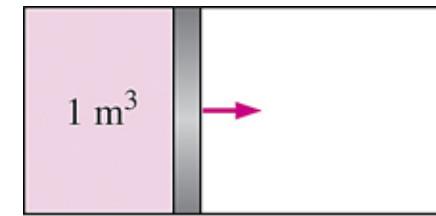
De entropieverandering tussen twee gespecificeerde toestanden is hetzelfde, of het proces nu reversibel of irreversibel is.

Een speciaal geval: inwendig reversibele isotherme warmtetransportprocessen

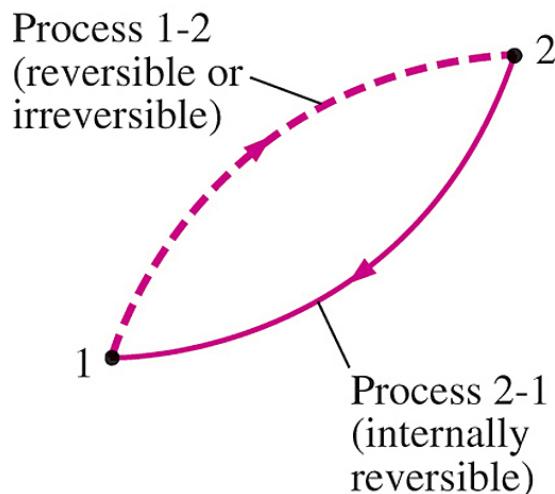
$$\Delta S = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{int rev}} = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T_0} \right)_{\text{int rev}} = \frac{1}{T_0} \int_1^2 (\delta Q)_{\text{int rev}} \quad \Delta S = \frac{Q}{T_0}$$

Deze vergelijking is vooral nuttig voor het bepalen van de entropieveranderingen van thermische energiereservoirs.

4



Het principe van toename van entropie



Een cyclus die bestaat uit een reversibel en een irreversibel proces.

Sommige entropie wordt gegenereerd of gecreëerd tijdens een irreversibel proces, en deze generatie is volledig te wijten aan de aanwezigheid van irreversibiliteiten.

$$S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{sys}} + \Delta S_{\text{surr}} \geq 0$$

De entropiegeneratie, S_{gen} , is altijd een positieve hoeveelheid of nul.

Kan de entropie van een systeem tijdens een proces afnemen?

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad \rightarrow \quad \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + \int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{int rev}} \leq 0$$
$$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_1 - S_2 \leq 0 \quad \rightarrow \quad S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \frac{\delta Q}{T}$$

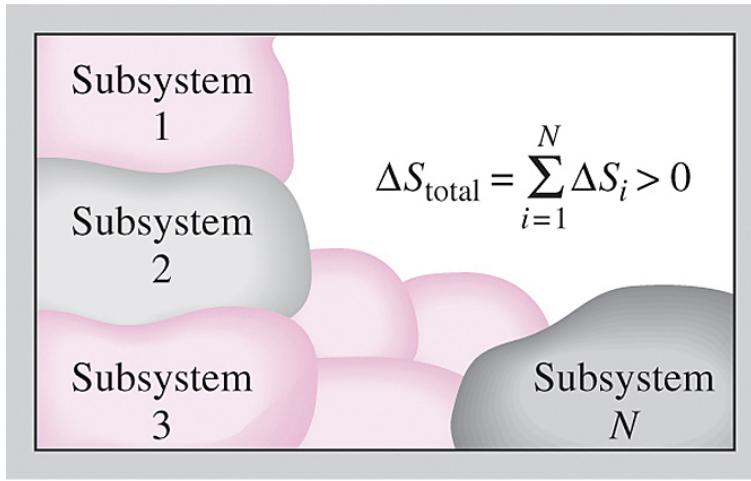
$$dS \geq \frac{\delta Q}{T}$$

De gelijkheid geldt voor een inwendig reversibel proces en de ongelijkheid voor een irreversibel proces.

$$\Delta S_{\text{sys}} = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_{\text{gen}}$$

Het principe van toename van entropie

(Isolated)



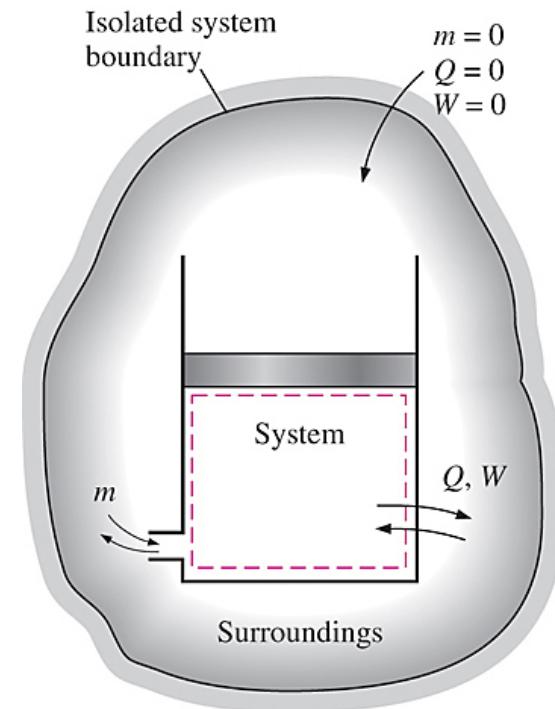
De entropieverandering van een geïsoleerd systeem is de som van de entropieveranderingen van de componenten en is nooit minder dan nul.

$$\Delta S_{\text{isolated}} \geq 0$$

$$S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{sys}} + \Delta S_{\text{surr}} \geq 0$$

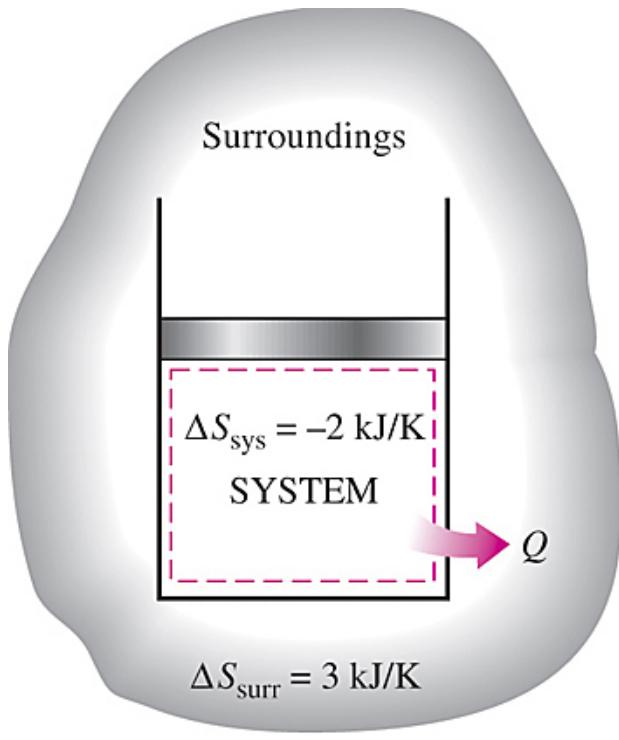
Toename van entropie

$$S_{\text{gen}} \begin{cases} > 0 & \text{Irreversible process} \\ = 0 & \text{Reversible process} \\ < 0 & \text{Impossible process} \end{cases}$$



Een systeem en zijn omgeving vormen een geïsoleerd systeem.

Enkele opmerkingen over entropie



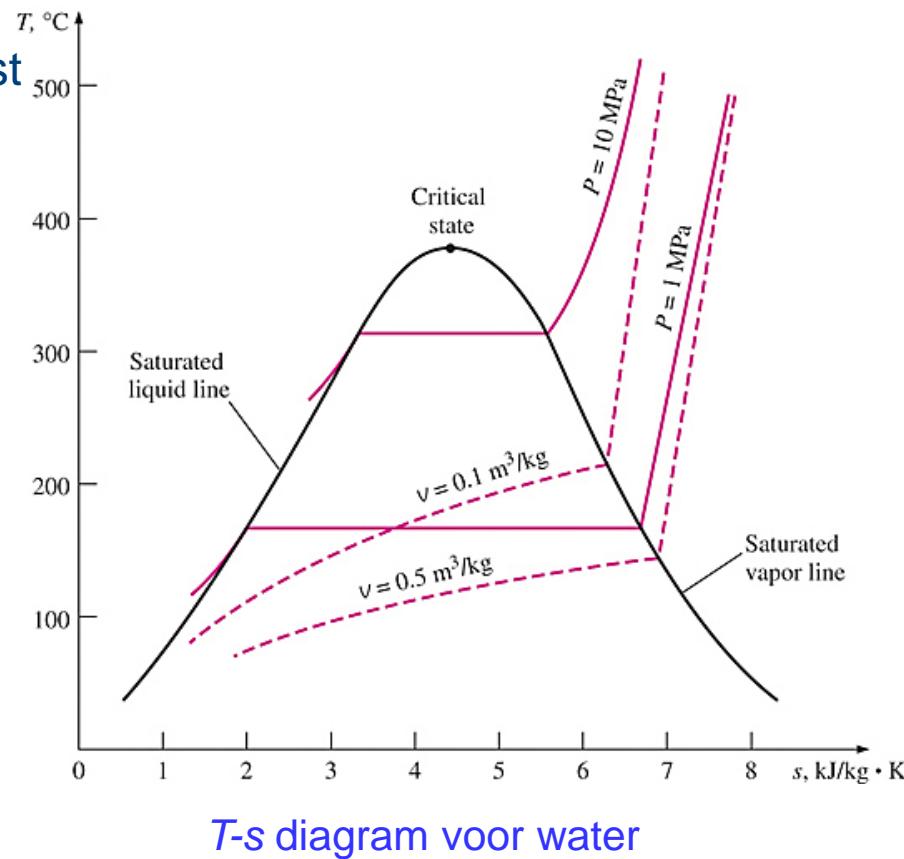
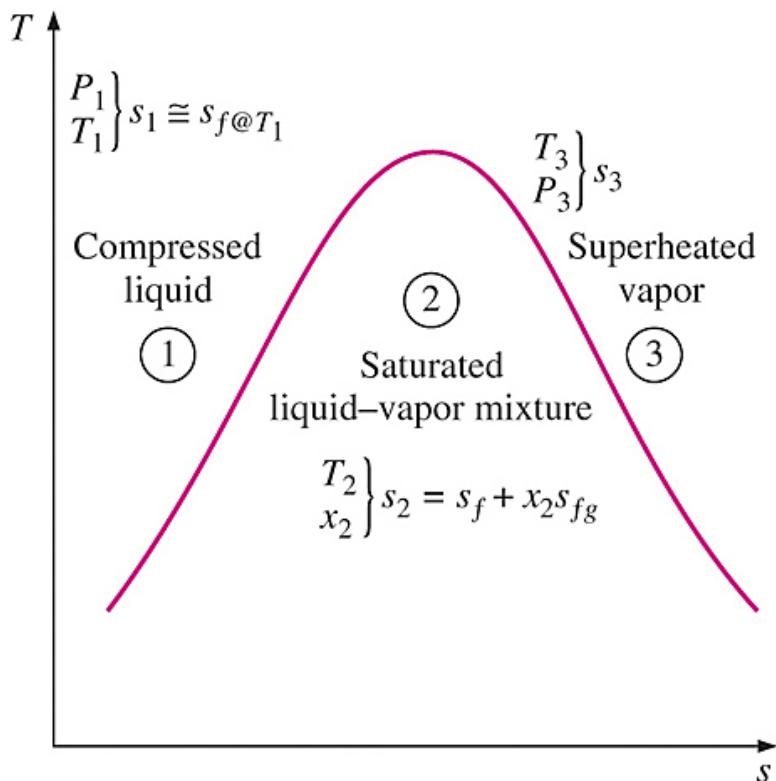
$$S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{sys}} + \Delta S_{\text{surr}} = 1 \text{ kJ/K}$$

De entropieverandering van een systeem kan negatief zijn, maar de entropiegeneratie niet.

1. Processen kunnen alleen in een bepaalde richting verlopen, niet in een willekeurige richting. Een proces moet verlopen in de richting die voldoet aan het principe van toename van entropie, dat wil zeggen, $S_{\text{gen}} \geq 0$. Een proces dat dit principe schendt is onmogelijk.
2. Entropie is een niet-geconserveerde eigenschap en er bestaat niet zoets als het principe van behoud van entropie. Entropie blijft alleen behouden tijdens de geïdealiseerde reversibelen processen en neemt toe tijdens alle werkelijke processen.
3. De prestaties van technische systemen worden aangetast door de aanwezigheid van irreversibiliteiten en entropiegeneratie is een maat voor de grootte van de irreversibiliteiten tijdens dat proces. Het wordt ook gebruikt om criteria op te stellen voor de prestaties van technische apparaten.

Entropieverandering van zuivere stoffen

Entropie is een eigenschap en dus ligt de waarde van de entropie van een systeem vast zodra de toestand van het systeem vastligt.



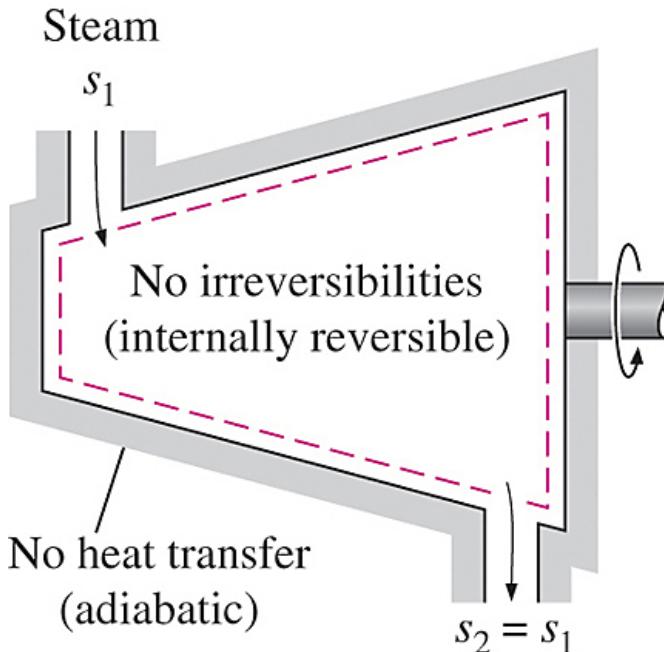
Entropieverandering

$$\Delta S = m \Delta s = m(s_2 - s_1) \quad (\text{kJ/K})$$

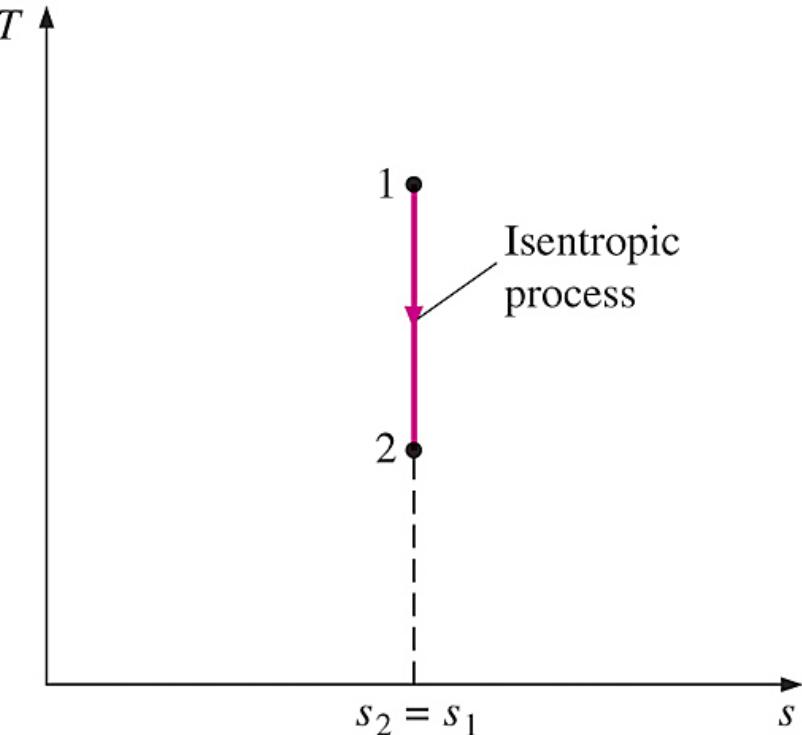
Isentropische processen

Een proces waarbij de entropie constant blijft, wordt een isentropisch proces genoemd.

$$\Delta s = 0 \quad \text{or} \quad s_2 = s_1 \text{ (kJ/kg} \cdot \text{K)}$$

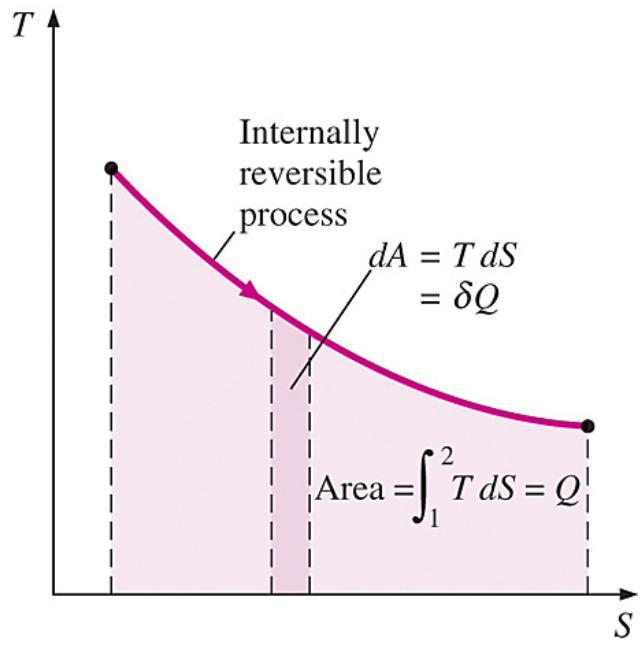


Tijdens een inwendig reversibel, adiabatisch (isentropisch) proces blijft de entropie constant.

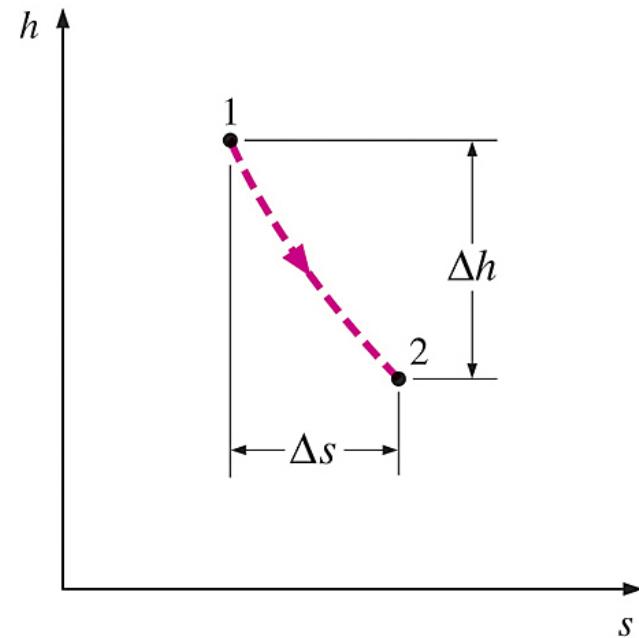


Het isentropische proces verschijnt als een verticale lijn op een T-s diagram.

Eigenschappendiagrammen met betrekking tot entropie



In een T-S diagram vertegenwoordigt het gebied onder de procescurve de warmtetransport voor inwendige reversibele processen.



$$\delta Q_{\text{int rev}} = T \, dS \rightarrow Q_{\text{int rev}} = \int_1^2 T \, dS$$

$$\delta q_{\text{int rev}} = T \, ds \rightarrow q_{\text{int rev}} = \int_1^2 T \, ds$$

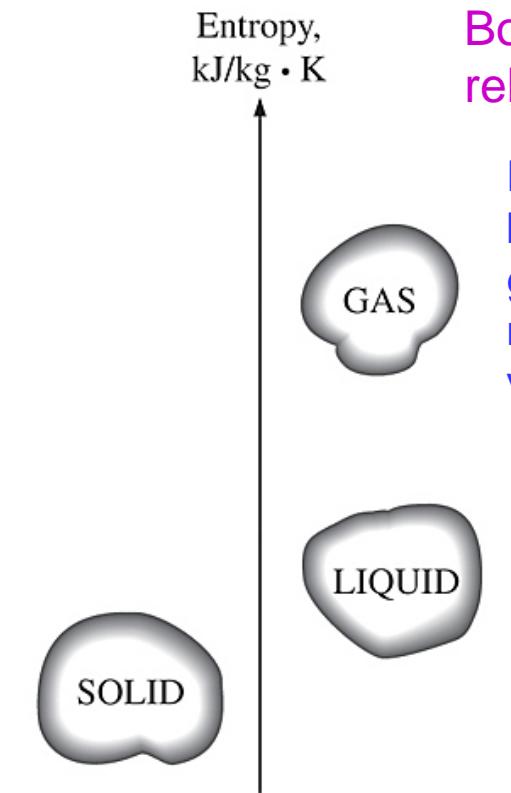
$$Q_{\text{int rev}} = T_0 \Delta S \rightarrow q_{\text{int rev}} = T_0 \Delta s$$

Voor adiabatische apparaten met constante stroming is de verticale afstand Δh op een h -s diagram een maat voor de arbeid en de horizontale afstand Δs een maat voor de irreversibiliteiten.

Mollier diagram: de h -s diagram

Wat is entropie?

- Een maat voor moleculaire wanorde of moleculaire willekeur (de eenvoudige definitie)

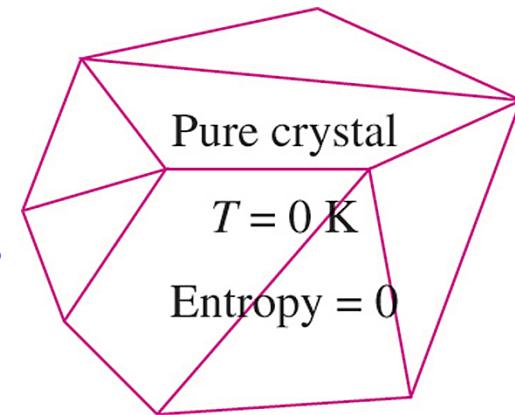


Boltzmann
relatie

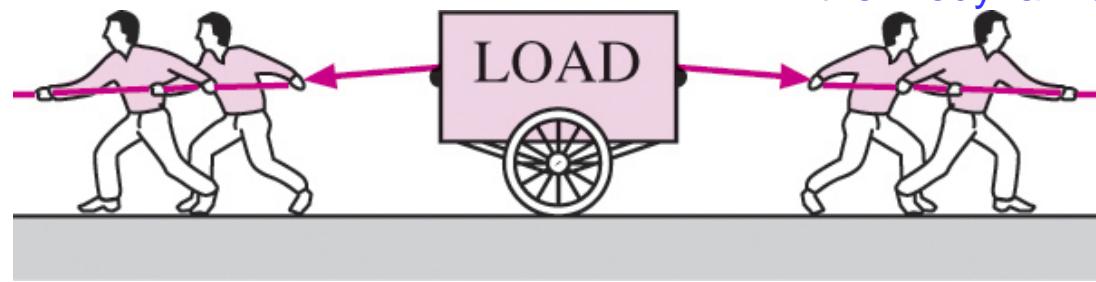
$$S = k \ln p$$

$$k = 1.3806 \times 10^{-23} \text{ J/K}$$

De entropie van een systeem in een bepaalde macrotoestand is gerelateerd aan het totale aantal mogelijke relevante microtoestanden van dat systeem, p .

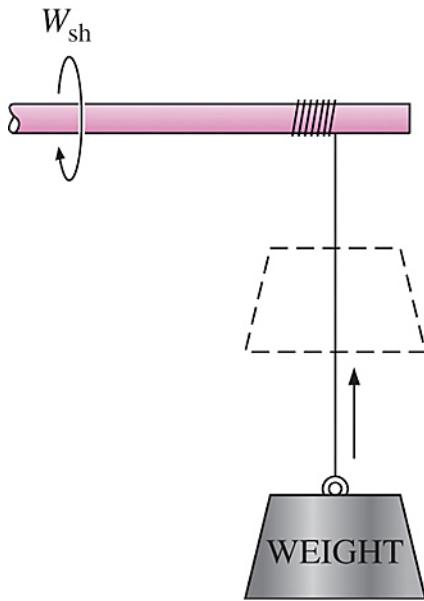


Een zuivere kristallijne stof bij absolute nulpunt is in perfecte orde en de entropie is nul (de 3e hoofdwet van de thermodynamica).

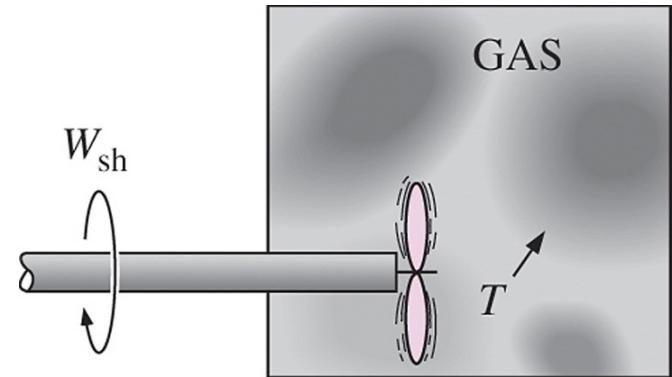
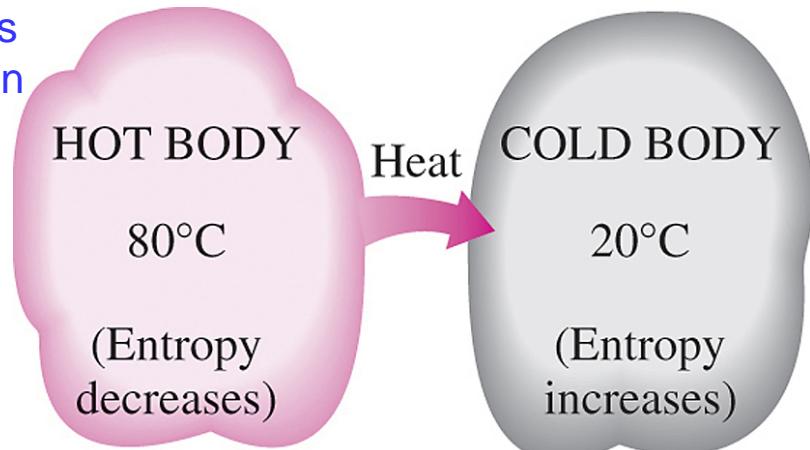


De mate van moleculaire wanorde (entropie) van een stof neemt toe als deze smelt of verdampft.

Ongeorganiseerde energie creëert niet veel nuttig effect, hoe groot het ook is.



Als er geen wrijving is, is er bij het optillen van een gewicht door een draaiende as geen wanorde (entropie), en dus wordt er tijdens dit proces geen energie afgebroken.



De schoepenradarbeid die op een gas wordt uitgevoerd, verhoogt het niveau van wanorde (entropie) van het gas en dus wordt er energie afgebroken tijdens dit proces.

Tijdens een warmtetransport neemt de netto entropie toe. (De toename van de entropie van het koude lichaam compenseert ruimschoots de afname van de entropie van het warme lichaam).

Entropie lijkt willekeurig maar, het entropieconcept “ontstaat” onvermijdelijk uit statistische mechanica en beschrijvingen van de deeltjes (beperkt door de bewegingswetten) die de macrotoestand van het systeem vormen.

Het is een beetje te geavanceerd voor deze cursus, maar uiteindelijk is entropie consistent, of we nu kijken naar macro-(thermodynamische eigenschappen) of microtoestanden (posities/snelheden van deeltjes in een systeem).

Het blijkt dat de constante van Boltzmann *precies* de schaalfactor is tussen microscopische en macroscopische eigenschappen

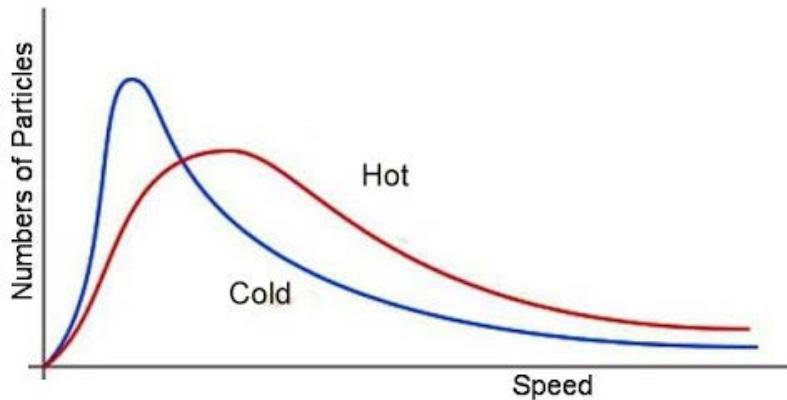
$$S = k \ln p$$

Fysische interpretatie van entropie

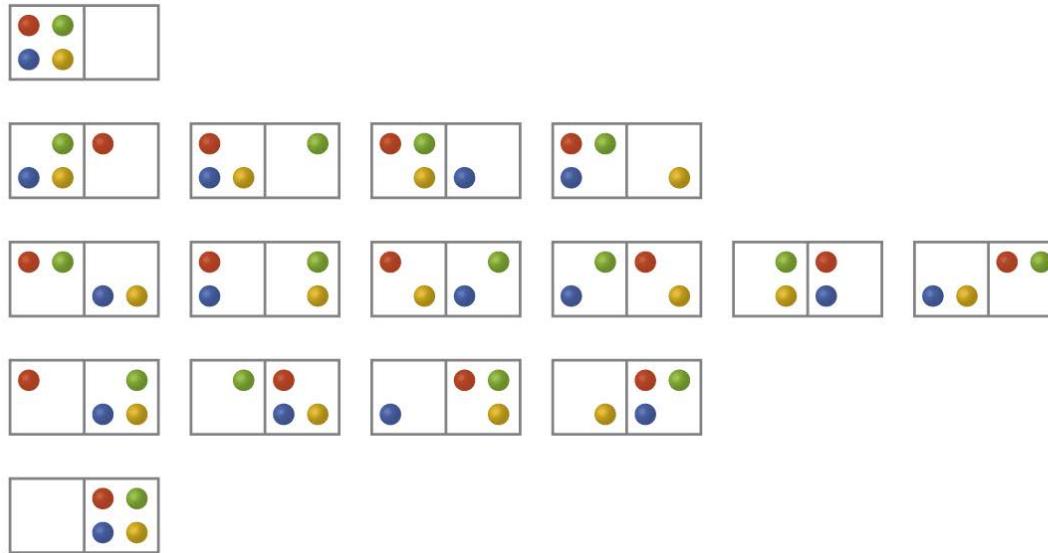
Het verhogen van het aantal beschikbare microtoestanden verhoogt de entropie van het systeem

Welke acties verhogen het aantal beschikbare microstaten?

- Temperatuur verhogen - verbreedt de energieverdeling (meer energietoestanden beschikbaar voor de deeltjes)
- Volume verhogen - meer posities beschikbaar voor deeltjes
- Faseverandering - veranderen van vloeistof naar gas verhoogt het aantal beschikbare posities voor deeltjes



Thermische equilibrium en entropie



Als we een geïsoleerd systeem aan zijn lot overlaten, zijn er veel manieren om de energie te verdelen over de samenstellende deeltjes

Een systeem dat evolueert naar de meest waarschijnlijke toestand neemt toe in entropie (meer toegankelijke microstaten)

$$S = k \ln p$$

De energieverdeling met het grootste aantal mogelijke microtoestanden (rangschikking van de deeltjes in het systeem) heeft statistisch de voorkeur.

Thermische equilibrium en entropie

De entropie van het systeem neemt toe naarmate de energie gelijkmatiger verdeeld is; als de entropie van het systeem entropie gemaximaliseerd is, kan er geen nuttige arbeid meer worden onttrokken (geen energiegradiënten om te benutten); we noemen dit **thermische equilibrium**

Zodra de entropie van het universum maximaal is, zal alle energie overal gelijk verdeeld zijn en is er geen manier om nuttige arbeid te verrichten.

Op dit punt wordt het universum behoorlijk saai (tenminste vanuit thermodynamisch perspectief)!

Irreversibiliteit en de “richting” van de tijd

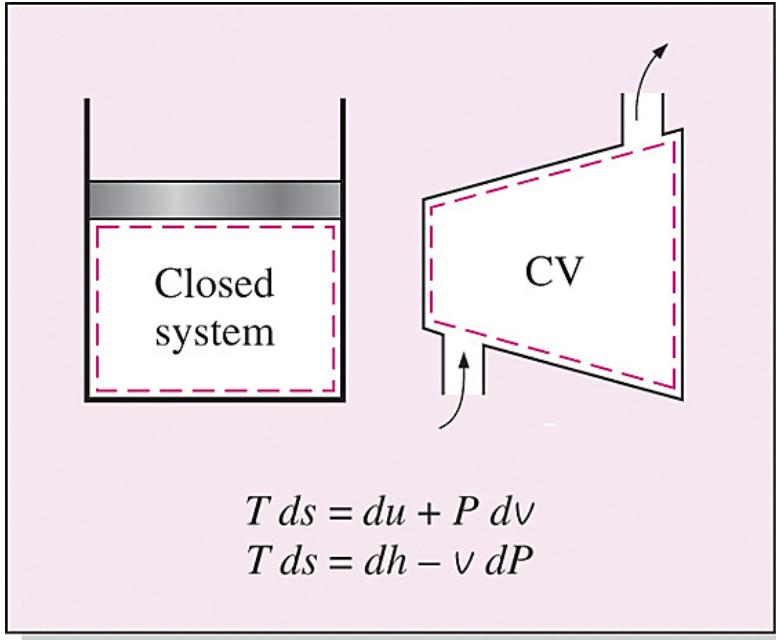
Irreversible processen, die een noodzakelijk gevolg zijn van entropie en de 2e hoofdwet, geven ons enig verband met de richting van de tijd

Een irreversibel proces verhoogt altijd de entropie van het universum

In thermodynamische zin is tijd asymmetrisch en de toename van entropie biedt een empirische methode om onderscheid te maken tussen verleden en toekomst (de zogenaamde “pijl van de tijd”).

T ds relaties

Voor een gesloten stationair systeem:



De $T \, ds$ relaties zijn geldig voor zowel reversibele als irreversibele processen en voor zowel gesloten als open systemen.

$$\delta Q_{\text{int rev}} - \delta W_{\text{int rev,out}} = dU$$

We weten dat

$$\delta Q_{\text{int rev}} = T \, dS$$

$$\delta W_{\text{int rev,out}} = P \, dV$$

$$T \, dS = dU + P \, dV \quad (\text{kJ})$$

$$T \, ds = du + P \, dv \quad (\text{kJ/kg})$$

De eerste $T \, ds$ of *Gibbs vergelijking*

$$h = u + Pv$$

$$\left. \begin{aligned} dh &= du + P \, dv + v \, dP \\ T \, ds &= du + P \, dv \end{aligned} \right\} T \, ds = dh - v \, dP$$

De tweede $T \, ds$, or *Gibbs vergelijking*

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{P \, dv}{T}$$

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v \, dP}{T}$$

Differentiële veranderingen in entropie in termen van andere eigenschappen

Entropieverandering van vloeistoffen en vaste stoffen

Vloeistoffen en vaste stoffen kunnen worden benaderd als onsamendrukbare stoffen, omdat hun specifieke volumes bijna constant blijven tijdens een proces.

Uit de 1e $T \, ds$ relatie:

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{P \, dv}{T}$$

$dv \cong 0$ voor vloeistoffen en vaste stoffen,

since $c_p = c_v = c$ and $du = c \, dT$

→ $ds = \frac{du}{T} = \frac{c \, dT}{T}$

Liquids, solids: $s_2 - s_1 = \int_1^2 c(T) \, \frac{dT}{T} \cong c_{\text{avg}} \ln \frac{T_2}{T_1}$ (kJ/kg · K)

Isentropisch proces van een onsamendrukbare stof

Isentropic: $s_2 - s_1 = c_{\text{avg}} \ln \frac{T_2}{T_1} = 0 \rightarrow T_2 = T_1$

Entropievandering van ideale gassen

$$Pv = RT$$
$$du = C_v dT$$
$$dh = C_p dT$$

Uit de 1e $T ds$ relatie

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{P dv}{T}$$

We weten,

$$du = c_v dT$$
$$P = RT/v$$

$$ds = c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v}$$

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_v(T) \frac{dT}{T} + R \ln \frac{v_2}{v_1}$$

Uit de 2e $T ds$ relatie

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v dP}{T}$$

We weten,

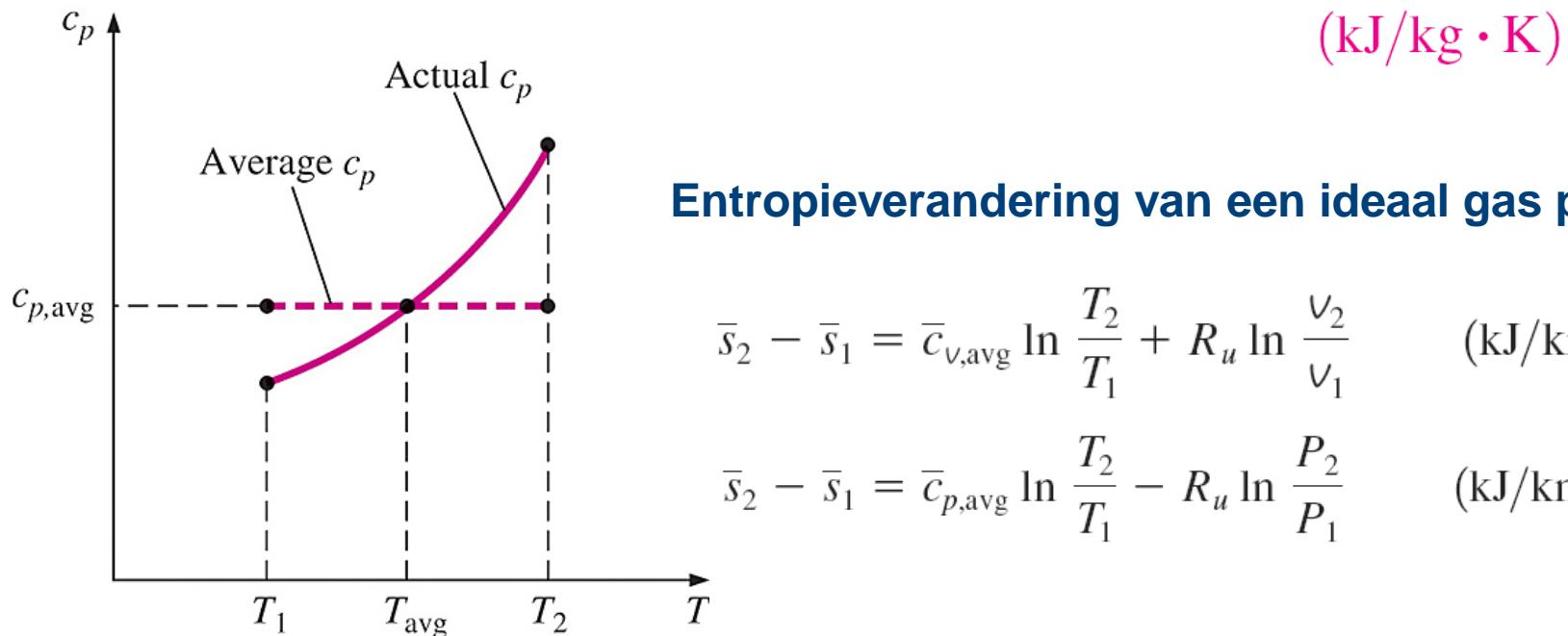
$$dh = c_p dT$$
$$v = RT/P$$

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_p(T) \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Constante soortelijke warmte (geschatte analyse)

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_v(T) \frac{dT}{T} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \rightarrow s_2 - s_1 = c_{v,\text{avg}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_p(T) \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \rightarrow s_2 - s_1 = c_{p,\text{avg}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$



Entropieverandering van een ideaal gas per mol:

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{c}_{v,\text{avg}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R_u \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (\text{kJ/kmol} \cdot \text{K})$$

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{c}_{p,\text{avg}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R_u \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{kJ/kmol} \cdot \text{K})$$

Isentropische processen van ideale gassen

Constante soortelijke warmte (geschatte analyse)

$$s_2 - s_1 = c_{v,\text{avg}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}$$

Als we deze gelijk stellen aan nul, krijgen we

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = -\frac{R}{c_v} \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = \ln \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{R/c_v}$$

$$R = c_p - c_v, k = c_p/c_v$$

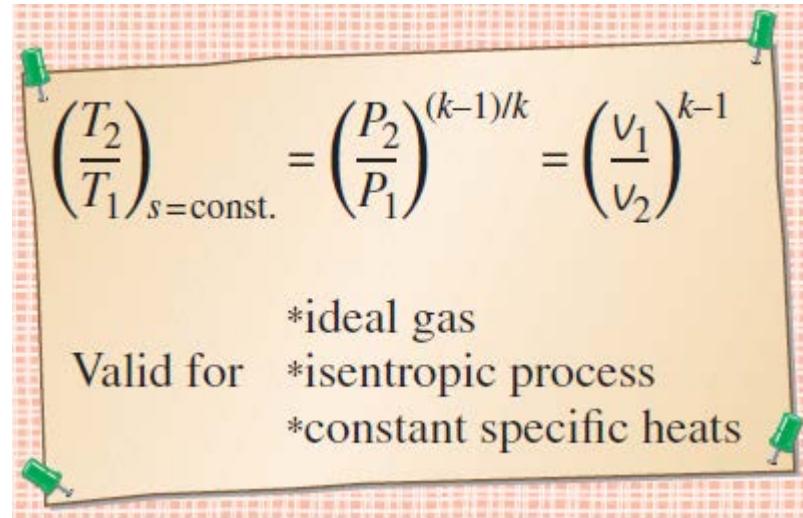
and thus $R/c_v = k - 1$

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k}$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k$$

22



De isentropische relaties van ideale gassen zijn **alleen** geldig voor de isentropische processen van ideale gassen.

$$Tv^{k-1} = \text{constant}$$

$$TP^{(1-k)/k} = \text{constant}$$

$$Pv^k = \text{constant}$$

Voorbeeld 1

Lucht met een beginwaarde van 0,1 MPa, 27°C, wordt reversibel gecomprimeerd tot de eindtoestand.

- (a) Bereken de entropieverandering van de lucht wanneer de eindtoestand 0,5 MPa, 227°C.
- (b) Bereken de verandering in entropie als de eindtoestand 0,5 MPa, 180°C.
- (c) Vind de temperatuur bij 0,5 MPa waarbij de entropieverandering nul is.

Neem aan dat lucht een ideaal gas is met constante soortelijke warmte.

$$c_p = 1.005 \text{ kJ/kg K}, R = 0.287 \text{ kJ/kg K}$$

Toon de twee processen in een T - s diagram.

a.

$$\begin{aligned}s_2 - s_1 &= C_{p,av} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \\&= 1.005 \frac{kJ}{kg \cdot K} \ln \left(\frac{(227 + 273)K}{(27 + 273)K} \right) - 0.287 \frac{kJ}{kg \cdot K} \ln \left(\frac{0.5 MPa}{0.1 MPa} \right) \\&= +0.0507 \frac{kJ}{kg \cdot K}\end{aligned}$$

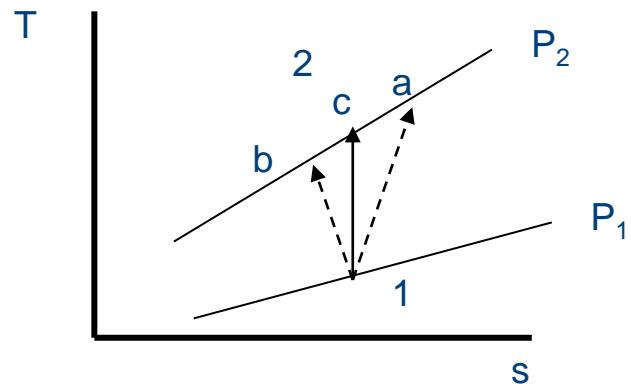
b.

$$\begin{aligned}s_2 - s_1 &= C_{p,av} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \\&= 1.005 \frac{kJ}{kg \cdot K} \ln \left(\frac{(180 + 273)K}{(27 + 273)K} \right) - 0.287 \frac{kJ}{kg \cdot K} \ln \left(\frac{0.5 MPa}{0.1 MPa} \right) \\&= -0.0484 \frac{kJ}{kg \cdot K}\end{aligned}$$

C.

$$\begin{aligned}T_2 &= T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \\&= (27 + 273) K \left(\frac{0.5 \text{ MPa}}{0.1 \text{ MPa}} \right)^{(1.4-1)/1.4} \\&= 475.4 K = 202.4^\circ C\end{aligned}$$

De T - s diagram is



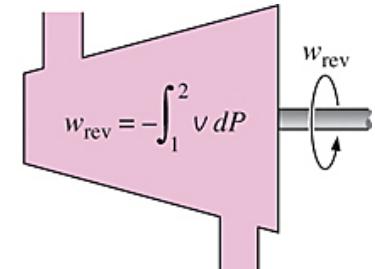
Geef een verklaring voor het verschil in de tekens van de entropieveranderingen.

Reversible constante stroming arbeid

De algemene eerste wet voor het regelvolume met constante stroming is:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

$$\dot{Q}_{net} + \sum_{inlets} \dot{m}_i (h_i + \frac{\vec{V}_i^2}{2} + gz_i) = \dot{W}_{net} + \sum_{exits} \dot{m}_e (h_e + \frac{\vec{V}_e^2}{2} + gz_e)$$



(a) Steady-flow system

Voor een apparaat met één inlaat, één uitlaat dat een intern reversibel proces ondergaat, wordt deze algemene vergelijking van het behoud van energie gereduceerd tot, per massa-eenheid:

$$\delta w_{rev} = \delta q_{rev} - dh - dke - dpe$$

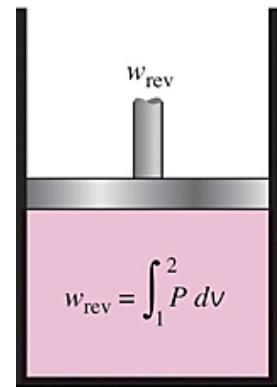
$$\delta q_{rev} = T ds$$

$$(Eq. 7-16)$$

$$T ds = dh - v dP$$

$$(Eq. 7-24)$$

$$\delta q_{rev} = dh - v dP$$



(b) Closed system

→ $- \delta w_{rev} = v dP + dke + dpe$

$$w_{\text{rev}} = - \int_1^2 v \, dP - \Delta \text{ke} - \Delta \text{pe}$$

$$w_{\text{rev}} = - \int_1^2 v \, dP$$

Verwaarloosbare
kinetische en potentiële
energieën

$$w_{\text{rev,in}} = \int_1^2 v \, dP + \Delta \text{ke} + \Delta \text{pe}$$

Voor
compressoren
en pompen

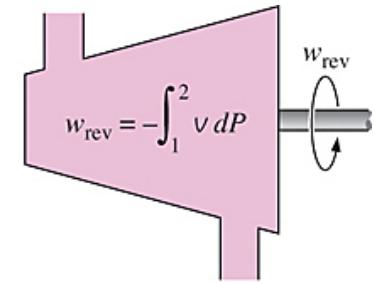
$$w_{\text{rev}} = -v(P_2 - P_1) - \Delta \text{ke} - \Delta \text{pe}$$

$$w = - \int_1^2 v \, dP$$

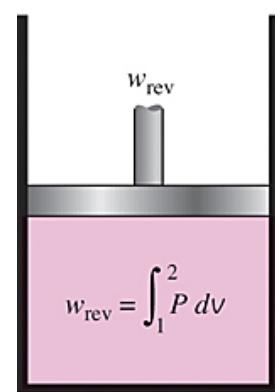
$$W = - \int_1^2 V \, dP$$

$$\mathcal{W} = - \int_1^2 V \, dP$$

Hoe groter het specifieke volume, hoe meer werk een apparaat met constante stroming produceert (of verbruikt).



(a) Steady-flow system



(b) Closed system

Voor de constante stroming van een vloeistof door een apparaat dat geen interactie van arbeid kent (zoals een pijp), is de arbeidsterm nul (vergelijking van Bernoulli):

$$v(P_2 - P_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) = 0$$

Constante stroming apparaten

Bewijs dat apparaten met een constante stroom het meeste opleveren en het minste werk verbruiken als het proces reversibel is!!!

Warmte-input en arbeid-output positief:

$$\delta q_{\text{act}} - \delta w_{\text{act}} = dh + dke + dpe \quad \text{Werkelijk}$$

$$\delta q_{\text{rev}} - \delta w_{\text{rev}} = dh + dke + dpe \quad \text{Reversibel}$$

De rechterzijden van deze twee vergelijkingen zijn identiek omdat beide apparaten tussen dezelfde eindtoestanden werken. Dus,

$$\delta q_{\text{act}} - \delta w_{\text{act}} = \delta q_{\text{rev}} - \delta w_{\text{rev}}$$

$$\delta w_{\text{rev}} - \delta w_{\text{act}} = \delta q_{\text{rev}} - \delta q_{\text{act}}$$

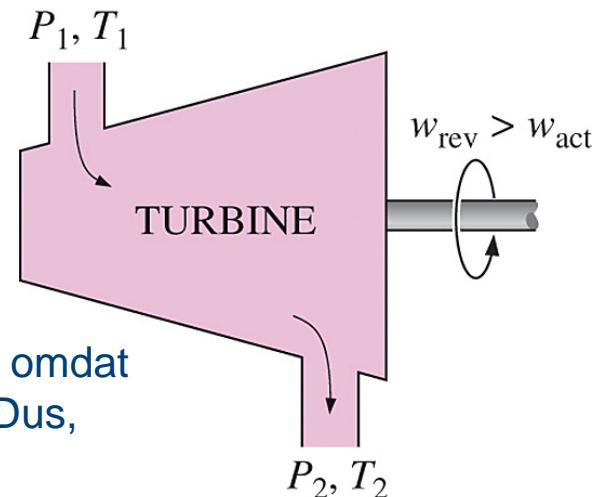
We weten, $\delta q_{\text{rev}} = T ds$ $ds \geq \frac{\delta q_{\text{act}}}{T}$

$$\frac{\delta w_{\text{rev}} - \delta w_{\text{act}}}{T} = ds - \frac{\delta q_{\text{act}}}{T} \geq 0$$

$$\delta w_{\text{rev}} \geq \delta w_{\text{act}}$$

$$w_{\text{rev}} \geq w_{\text{act}}$$

Apparaten die arbeid produceren, zoals turbines, leveren meer arbeid, en apparaten die arbeid verbruiken, zoals pompen en compressoren, hebben minder arbeid nodig als ze reversibel werken.



Een reversibele turbine levert meer arbeid dan een irreversibele turbine als beide tussen dezelfde eindtoestanden werken.

Minimaliseren van compressorarbeid

$$w_{\text{rev,in}} = \int_1^2 v \, dP \quad \begin{array}{l} \text{Wanneer kinetische en} \\ \text{potentiële energie} \\ \text{verwaarloosbaar zijn} \end{array}$$

Isentropische ($Pv^k = \text{constant}$):

$$w_{\text{comp,in}} = \frac{kR(T_2 - T_1)}{k - 1} = \frac{kRT_1}{k - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]$$

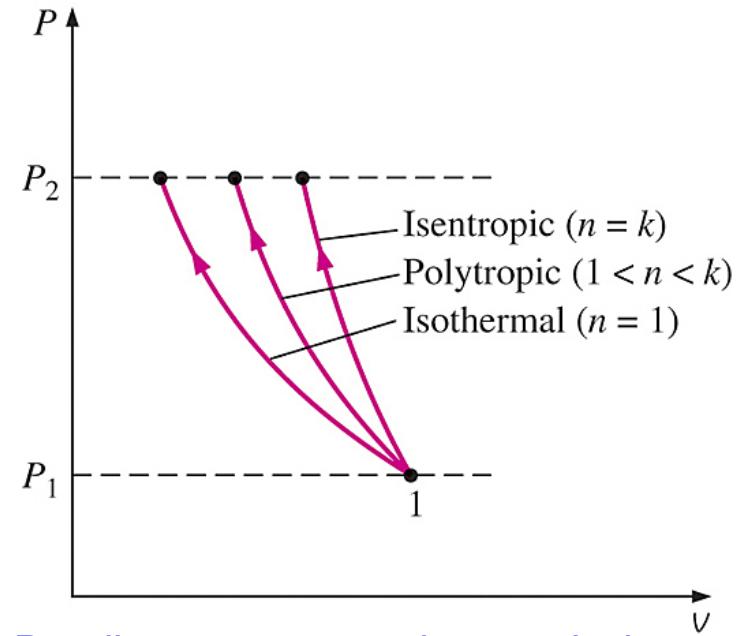
Polytropische ($Pv^n = \text{constant}$):

$$w_{\text{comp,in}} = \frac{nR(T_2 - T_1)}{n - 1} = \frac{nRT_1}{n - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right]$$

Isotherm ($Pv = \text{constant}$):

$$w_{\text{comp,in}} = RT \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Adiabatische compressie ($Pv^k = \text{constant}$) vereist de maximale arbeid en de isotherme compressie ($T = \text{constant}$) vereist het minimum. **Waarom?**

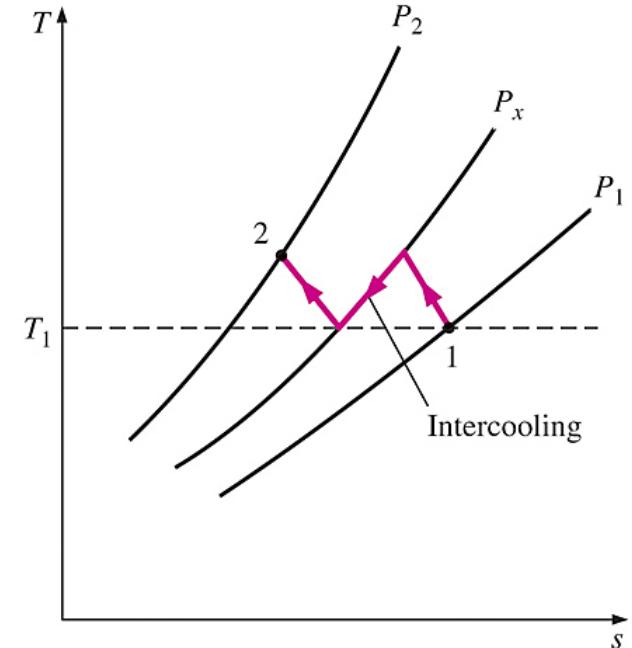
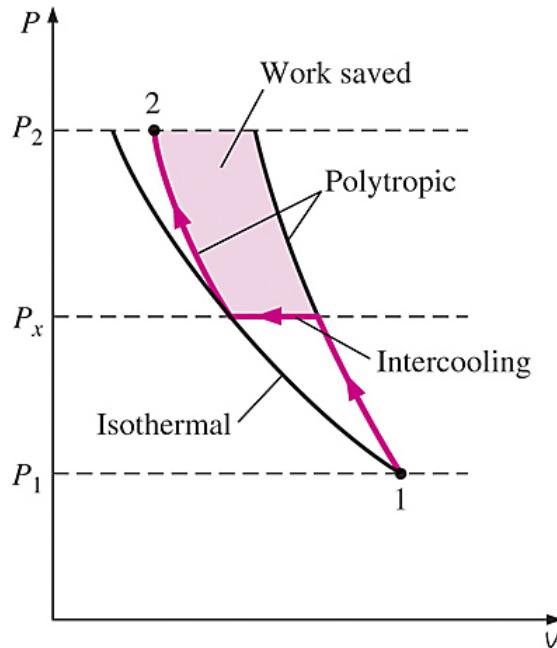


P-v diagrammen van isentropische, polytropische en isotherme compressieprocessen tussen dezelfde drukgrenzen.

Meertraps compressie met interkoeling

Het gas wordt in stappen gecomprimeerd en tussen elke stap gekoeld door het door een warmtewisselaar, een intercooler, te leiden.

P-v- en T-s-diagrammen voor een tweefasig compressieproces met constante stroming.



$$w_{\text{comp,in}} = w_{\text{comp I,in}} + w_{\text{comp II,in}}$$

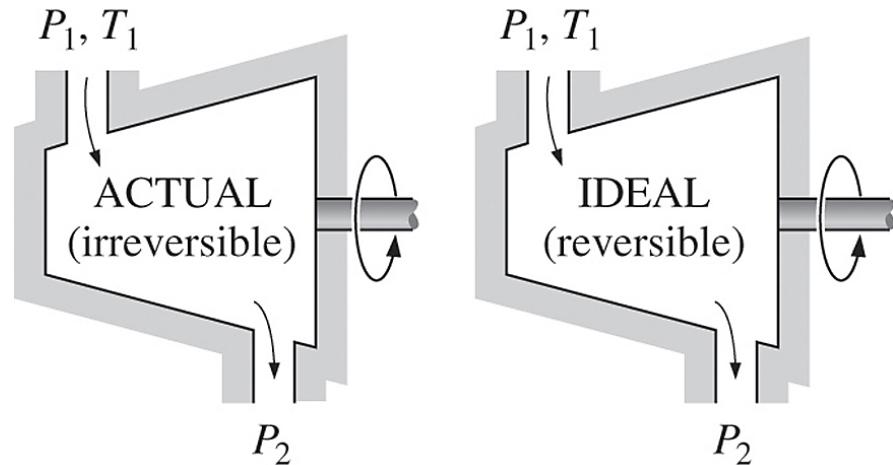
$$= \frac{nRT_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] + \frac{nRT_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_x} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right]$$

$$P_x = (P_1 P_2)^{1/2} \quad \text{or} \quad \frac{P_x}{P_1} = \frac{P_2}{P_x}$$

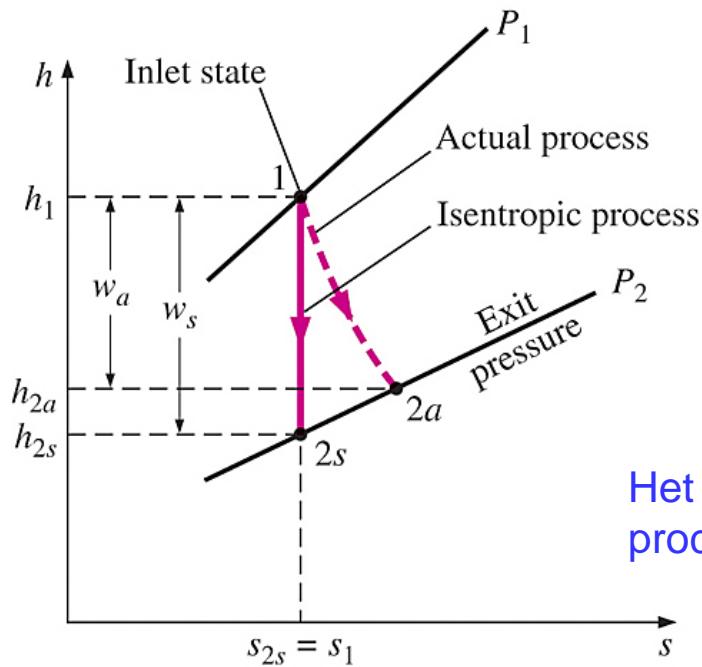
Om de compressiearbeit tijdens tweetrapscompressie te minimaliseren, moet de drukverhouding over elke trap van de compressor gelijk zijn.

ISENTROPISCHE efficiëntie van apparaten met constante stroming

Het isentropische proces heeft geen irreversibiliteit en is het ideale proces voor adiabatische apparaten.



ISENTROPICH efficiëntie van turbines



$$\eta_T = \frac{\text{Actual turbine work}}{\text{Isentropic turbine work}} = \frac{w_a}{w_s}$$

$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}}$$

Het h-s diagram voor de werkelijke en isentropische processen van een adiabatische turbine

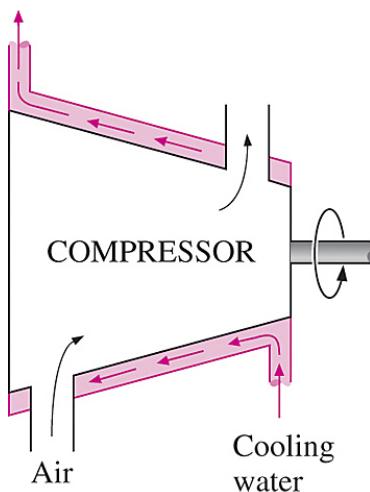
Isentropische efficiëntie van compressoren en pompen

$$\eta_c = \frac{\text{Isentropic compressor work}}{\text{Actual compressor work}} = \frac{w_s}{w_a}$$

Wanneer kinetische en potentiële energie verwaarloosbaar zijn, $\eta_c \approx \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$

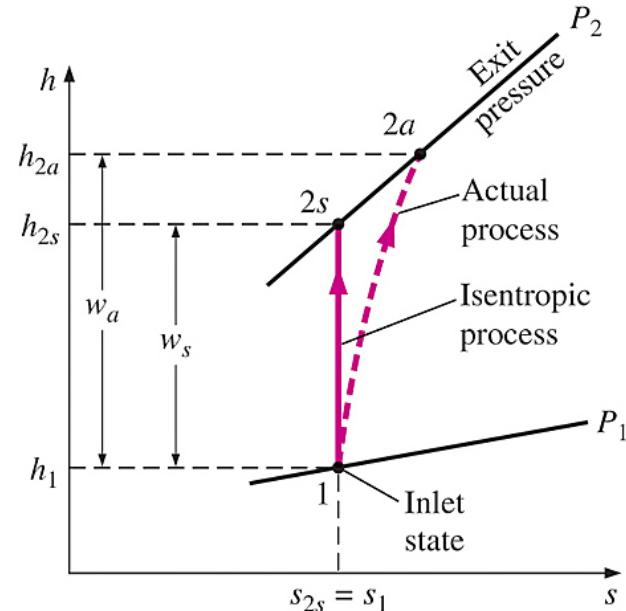
$$\eta_p = \frac{w_s}{w_a} = \frac{v(P_2 - P_1)}{h_{2a} - h_1} \quad \text{Voor een pomp}$$

$$\eta_c = \frac{w_t}{w_a} \quad \text{Isothermische efficiëntie}$$



Compressoren worden soms opzettelijk gekoeld om de arbeidinput te minimaliseren.

32



Het h-s diagram van de werkelijke en isentropische processen van een adiabatische compressor.

Kun je isentropische efficiëntie gebruiken voor een niet-adiabatische compressor?

Kun je isotherm efficiëntie gebruiken voor een adiabatische compressor?

Isentropische efficiëntie van straalpijpen

$$\eta_N = \frac{\text{Actual KE at nozzle exit}}{\text{Isentropic KE at nozzle exit}} = \frac{V_{2a}^2}{V_{2s}^2}$$

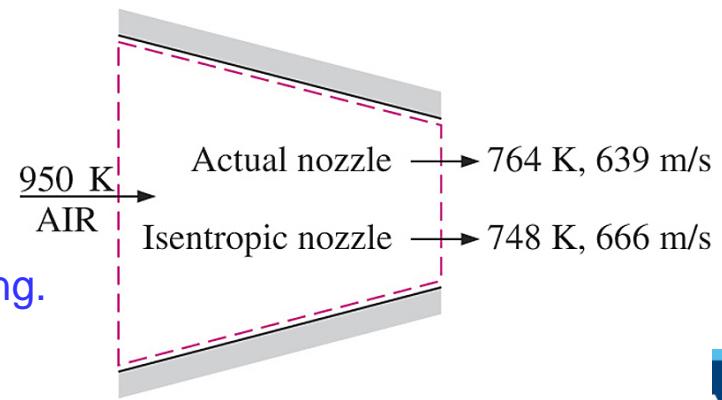
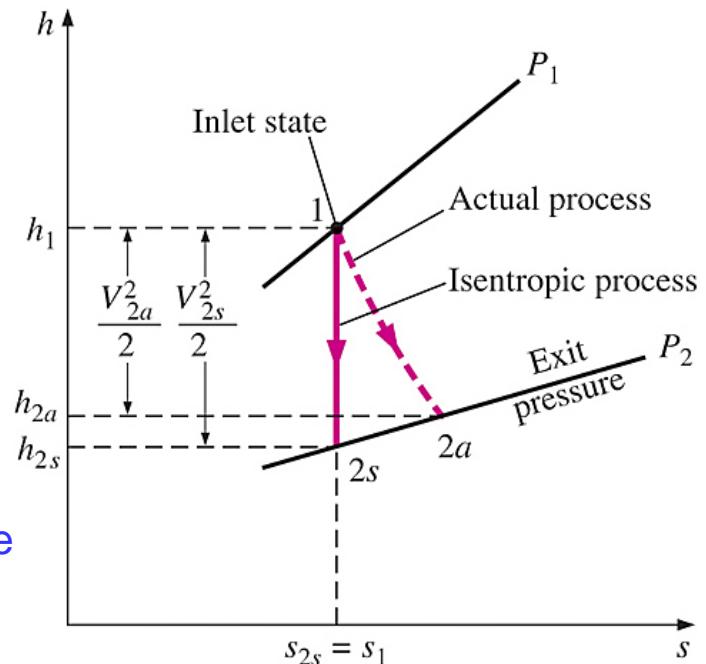
Als de inlaatsnelheid van de vloeistof klein is ten opzichte van de uitlaatsnelheid, is de energiebalans,

$$h_1 = h_{2a} + \frac{V_{2a}^2}{2}$$

Then,

$$\eta_T \approx \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}}$$

Een stof verlaat werkelijke straalpijpen met een hogere temperatuur (dus een lagere snelheid) als gevolg van wrijving.



Entropie balans

$$\left(\begin{array}{c} \text{Total} \\ \text{entropy} \\ \text{entering} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Total} \\ \text{entropy} \\ \text{leaving} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{Total} \\ \text{entropy} \\ \text{generated} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Change in the} \\ \text{total entropy} \\ \text{of the system} \end{array} \right)$$

$$S_{\text{in}} - S_{\text{out}} + S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{system}}$$

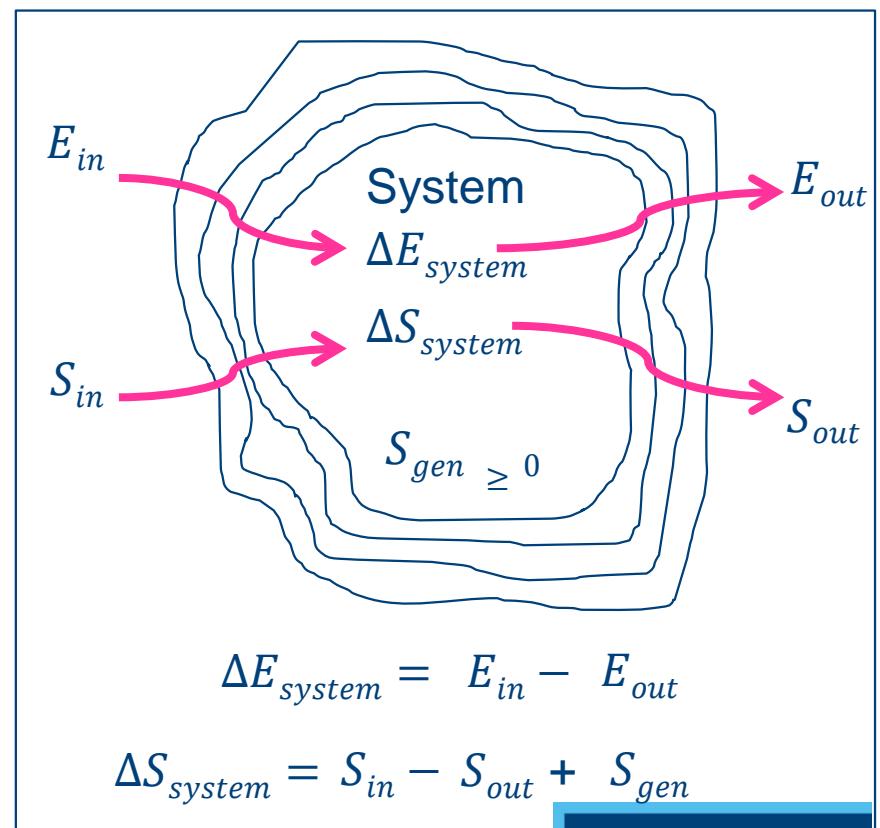
Entropieverandering van een systeem, ΔS_{system}

$$\Delta S_{\text{system}} = S_{\text{final}} - S_{\text{initial}} = S_2 - S_1$$

Als de eigenschappen van het systeem niet uniform zijn

$$S_{\text{system}} = \int s \, \delta m = \int_V s \rho \, dV$$

Energie- en entropiebalansen voor een systeem.



Mechanismen van entropietransport, S_{in} and S_{uit}

1. Warmtetransport

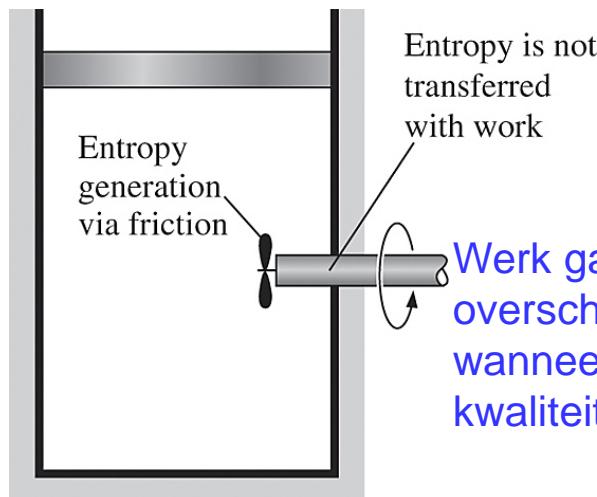
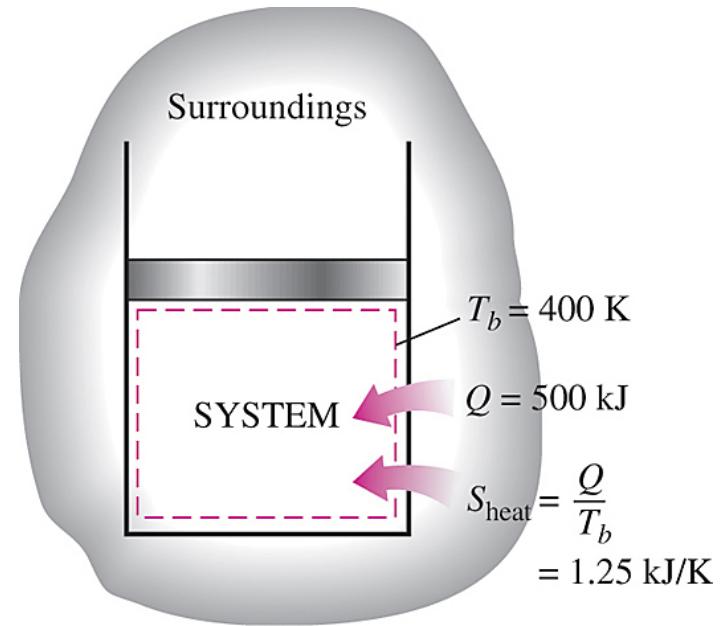
Entropietransfer door warmtetransport:

$$S_{\text{heat}} = \frac{Q}{T} \quad (T = \text{constant})$$

$$S_{\text{heat}} = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \cong \sum \frac{Q_k}{T_k}$$

Entropietransport door arbeid:

$$S_{\text{work}} = 0$$



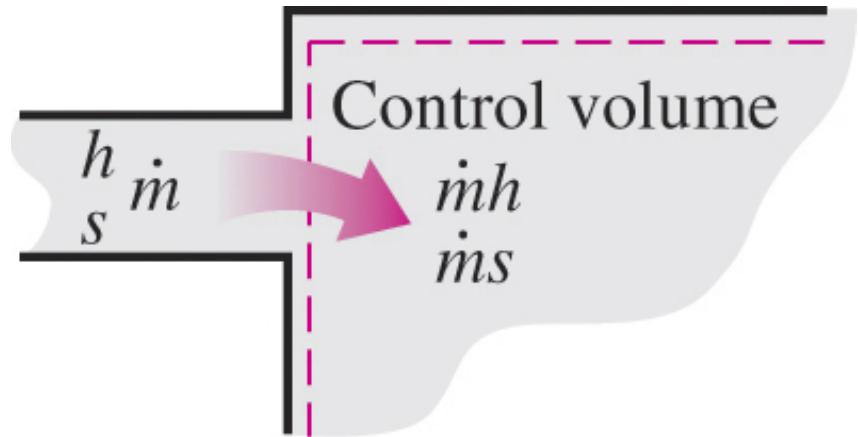
Werk gaat niet gepaard met entropie wanneer het de systeemgrens overschrijdt. Maar er kan wel entropie ontstaan binnen het systeem wanneer arbeid wordt omgezet in een minder bruikbare (lagere kwaliteit) vorm van energie.

Mechanismen van entropietransport, S_{in} and S_{uit}

2. Massastroming

Entropietransport door massa:

$$S_{\text{mass}} = ms$$



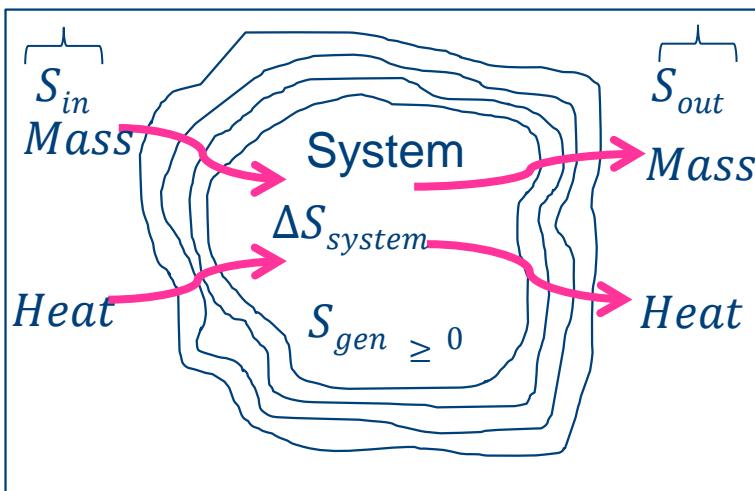
Massa bevat zowel entropie als energie en dus gaat massastroom in of uit een systeem altijd gepaard met energie- en entropietransport.

Entropiegeneratie, S_{gen}

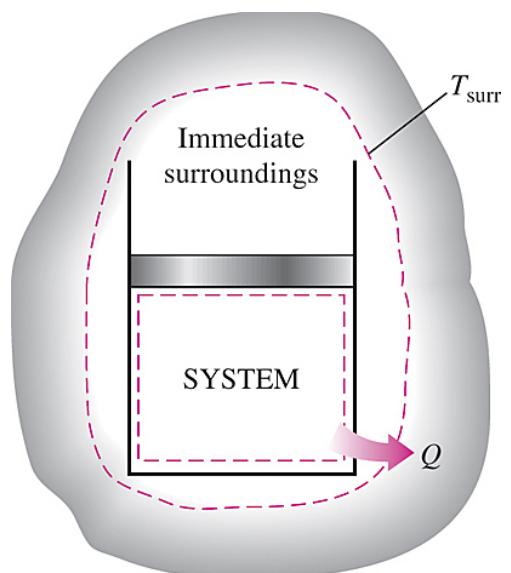
$$\underbrace{S_{in} - S_{out}}_{\text{Net entropy transfer by heat and mass}} + \underbrace{S_{gen}}_{\text{Entropy generation}} = \underbrace{\Delta S_{\text{system}}}_{\substack{\text{Change} \\ \text{in entropy}}} \quad (\text{kJ/K})$$

$$\underbrace{\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out}}_{\text{Rate of net entropy transfer by heat and mass}} + \underbrace{\dot{S}_{gen}}_{\text{Rate of entropy generation}} = \underbrace{dS_{\text{system}}/dt}_{\text{Rate of change in entropy}} \quad (\text{kW/K})$$

$$(S_{in} - S_{out}) + s_{gen} = \Delta S_{\text{system}} \quad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$



Entropiegeneratie buiten systeemgrenzen kan worden verantwoord door een entropiebalans te schrijven voor een uitgebreid systeem dat het systeem en zijn directe omgeving.



Gesloten systemen

Closed system: $\sum \frac{Q_k}{T_k} + S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{system}} = S_2 - S_1 \quad (\text{kJ/K})$

De entropieverandering van een gesloten systeem tijdens een proces is gelijk aan de som van de netto entropie die door de systeemgrens wordt overgedragen door warmtetransport en de entropie die binnen de systeemgrenzen wordt gegenereerd.

Adiabatic closed system: $S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{adiabatic system}}$

Merk op dat elk gesloten systeem en zijn omgeving kan worden behandeld als een adiabatisch systeem,

System + Surroundings: $S_{\text{gen}} = \sum \Delta S = \Delta S_{\text{system}} + \Delta S_{\text{surroundings}}$

$$\Delta S_{\text{system}} = m(s_2 - s_1) \qquad \qquad \Delta S_{\text{surr}} = Q_{\text{surr}}/T_{\text{surr}}$$

Controlevolumes

$$\sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \sum m_i s_i - \sum m_e s_e + S_{\text{gen}} = (S_2 - S_1)_{\text{cv}} \quad (\text{kJ/K})$$

$$\sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \sum \dot{m}_i s_i - \sum \dot{m}_e s_e + \dot{S}_{\text{gen}} = dS_{\text{CV}}/dt \quad (\text{kW/K})$$

Steady-flow:

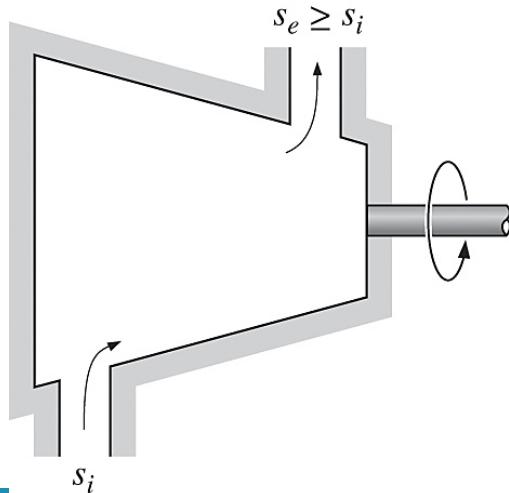
$$\dot{S}_{\text{gen}} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k}$$

Steady-flow, single-stream:

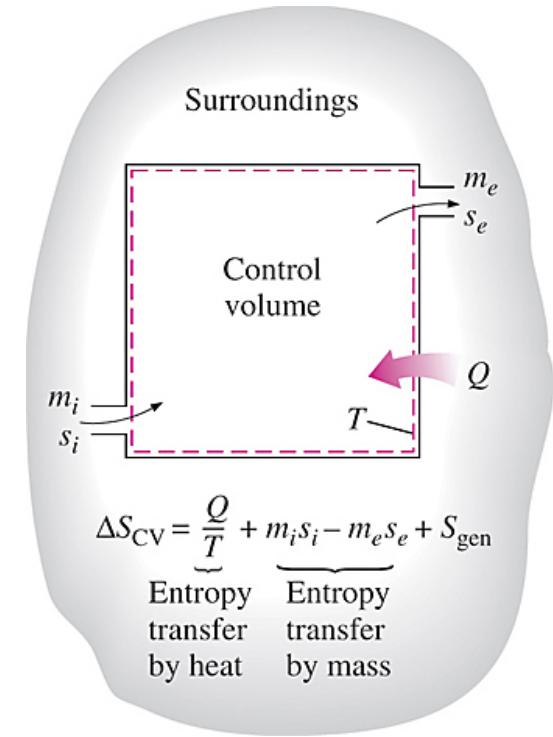
$$\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}(s_e - s_i) - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k}$$

Steady-flow, single-stream, adiabatic:

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}(s_e - s_i)$$



De entropie van een stof neemt altijd toe (of blijft constant in het geval van een reversibel proces) als het door een adiabatisch apparaat met één stroom en constante stroming stroomt.



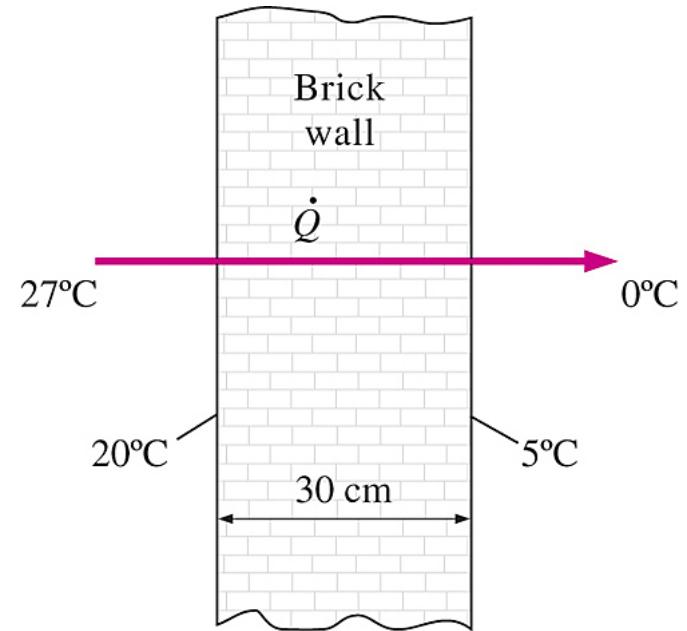
De entropie van een controlevolume verandert als gevolg van zowel massastroming als warmtetransport.

Voorbeelden

Entropiebalans voor stationaire warmtetransport door een wand

$$\underbrace{\dot{S}_{\text{in}} - \dot{S}_{\text{out}}}_{\substack{\text{Rate of net entropy} \\ \text{transfer by heat} \\ \text{and mass}}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Rate of entropy} \\ \text{generation}}} = \underbrace{\frac{dS_{\text{system}}}{dt}}_{\substack{0 \text{ (steady)} \\ \text{Rate of change} \\ \text{in entropy}}}$$

$$\left(\frac{\dot{Q}}{T}\right)_{\text{in}} - \left(\frac{\dot{Q}}{T}\right)_{\text{out}} + \dot{S}_{\text{gen}} = 0$$



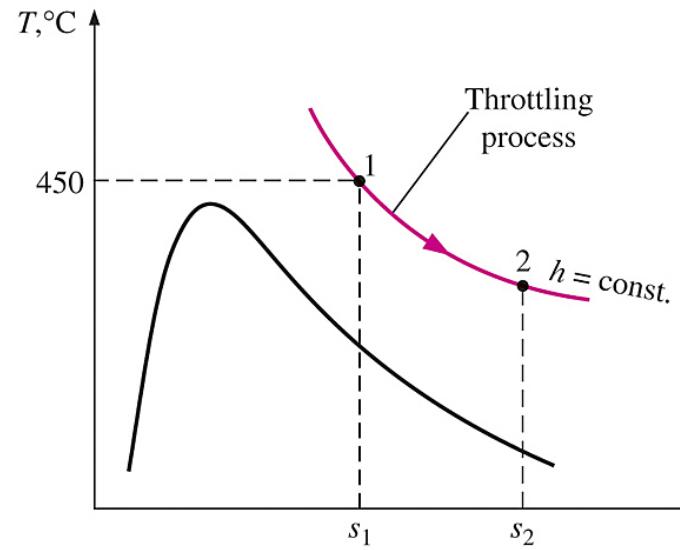
Entropiebalans voor een smoorproces

$$\underbrace{\dot{S}_{\text{in}} - \dot{S}_{\text{out}}}_{\substack{\text{Rate of net entropy} \\ \text{transfer by heat} \\ \text{and mass}}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Rate of entropy} \\ \text{generation}}} = \underbrace{\frac{dS_{\text{system}}}{dt}}_{\substack{0 \text{ (steady)} \\ \text{Rate of change} \\ \text{in entropy}}}$$

$$\dot{m}s_1 - \dot{m}s_2 + \dot{S}_{\text{gen}} = 0$$

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}(s_2 - s_1)$$

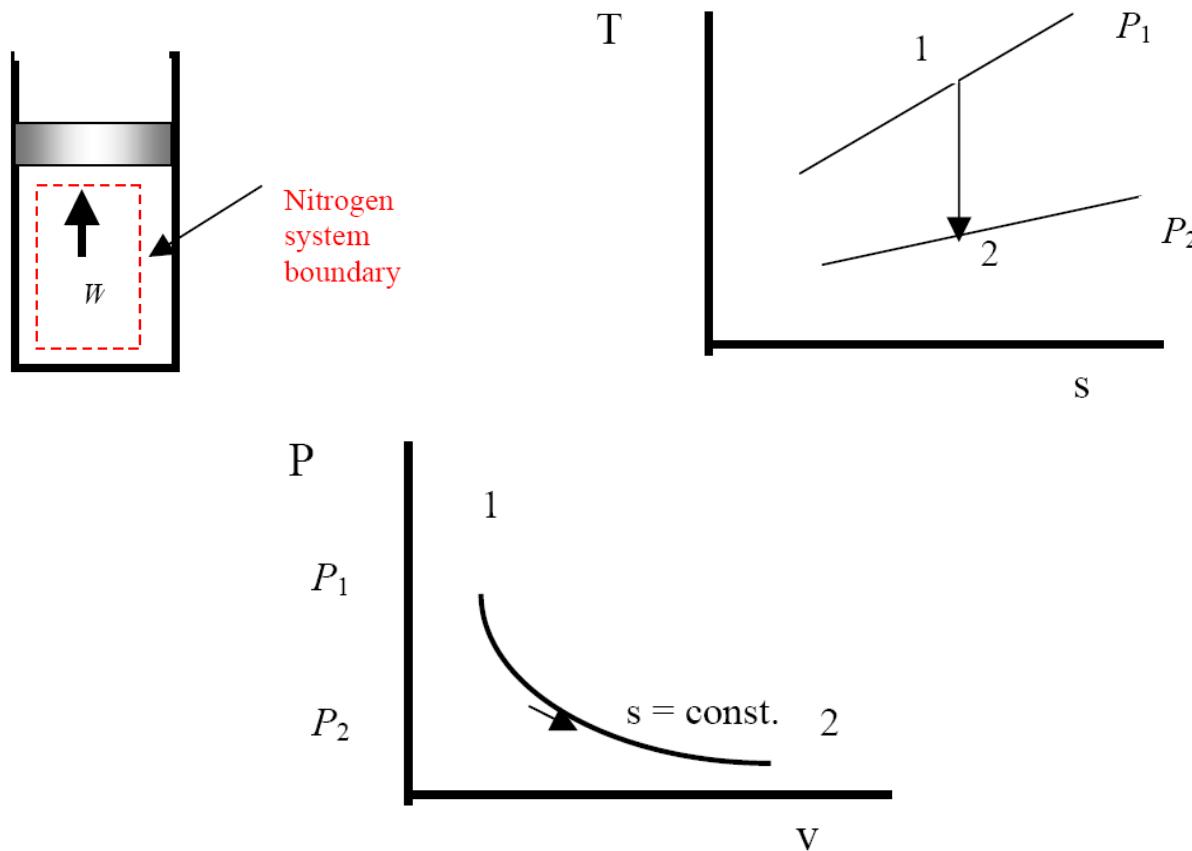
A vertical pipe with a valve in the middle. Arrows indicate mass entering from the top and exiting through the valve to the bottom. Parameters: $P_1 = 7 \text{ MPa}$, $T_1 = 450^\circ\text{C}$, $P_2 = 3 \text{ MPa}$.



Example 2

Stikstof zet isentropisch uit in een zuigercilinder vanaf een temperatuur van 500 K terwijl het volume verdubbelt. Wat is de uiteindelijke temperatuur van de stikstof en hoeveel arbeid heeft de stikstof verricht tegen de zuiger, in kJ/kg?

Systeem: De gesloten zuiger-cilinder apparaat



Relatie tussen eigenschappen: Ideale gasvergelijkingen, constante eigenschappen

Proces en procesdiagram: Isentropische expansie

2e hoofdwet:

Aangezien we T_1 , en de volumeverhouding kennen, kunnen we met het isentropische proces, $\Delta s = 0$, de eindtemperatuur vinden. Uitgaande van constante eigenschappen zijn de temperaturen aan elkaar gerelateerd door

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \\ &= 500K \left(\frac{1}{2} \right)^{1.4-1} \\ &= 378.9K = 105.9^\circ C \end{aligned}$$

Waarom daalde de temperatuur?

1e hoofdwet, gesloten systeem:

Merk op dat voor het isentropische proces (reversibel, adiabatisch) de warmtetransport nul is. Het behoud van energie voor dit gesloten systeem wordt:

$$E_{in} - E_{out} = \Delta E$$

$$-W = \Delta U$$

$$W = -\Delta U$$

Met behulp van de ideale gasrelaties is de arbeid per massa-eenheid

$$W = -mC_v(T_2 - T_1)$$

$$w = \frac{W}{m} = -C_v(T_2 - T_1)$$

$$= -0.743 \frac{kJ}{kg \cdot K} (378.9 - 500) K$$

$$= 90.2 \frac{kJ}{kg}$$

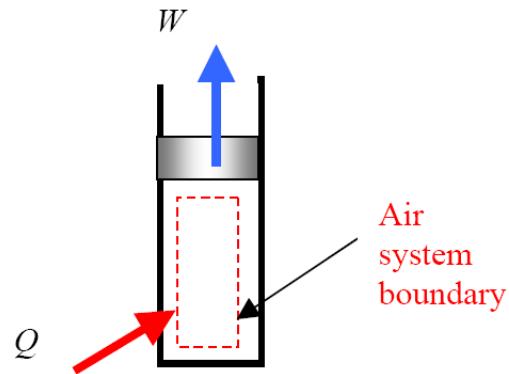
Waarom is het werk positief?

Voorbeeld 3

Een Carnot-motor heeft 1 kg lucht als werkvloeistof. Aan het begin van de warmtetoever is de druk 0,8 MPa en tijdens de warmtetoever verdrievoudigt het volume.

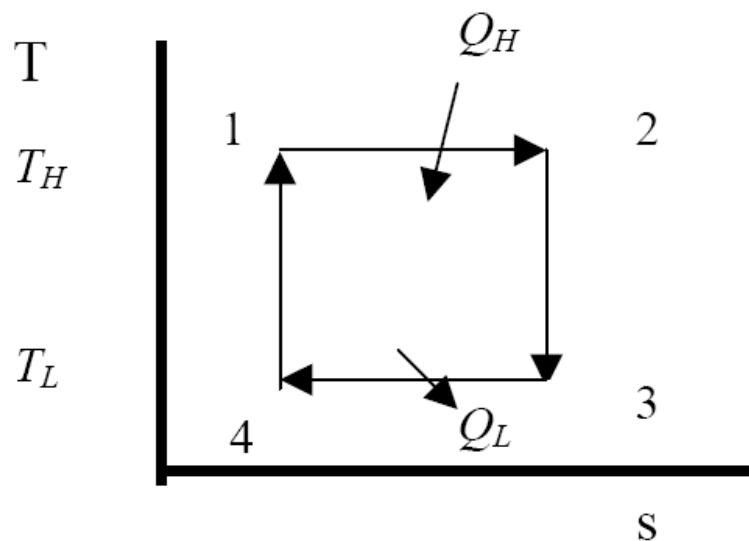
- Bereken de netto cyclusarbeid, ervan uitgaande dat lucht een ideaal gas is met constante soortelijke warmte.
- Bereken de hoeveelheid arbeid die wordt verricht in het isentropische expansieproces.
- Bereken de entropieverandering tijdens het warmteafvoerproces.

Systeem: De zuiger-cilinder van de Carnot-motor.



Eigenschappen relatie: Ideale gas vergelijking, constante eigenschappen

Proces en procesdiagram: Warmtetoevoeging op constante temperatuur.



Carnot Cycle

Behoudsprincipes:

a. Pas de eerste wet, gesloten systeem, toe op het warmtetoekoegingsproces bij constante temperatuur, 1-2.

$$\begin{aligned} Q_{net,12} - W_{net,12} &= \Delta U_{12} \\ &= mC_v(T_2 - T_1) = 0 \\ Q_{net,12} &= W_{net,12} \end{aligned}$$

Dus voor het ideale isotherme gasproces,

$$\begin{aligned} W_{net,12} &= W_{other,12} + W_{b,12} \\ &= \int_1^2 P dV \\ &= \int_1^2 mRT \frac{dV}{V} \\ &= mRT \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \\ &= 1kg(0.287 \frac{kJ}{kg \cdot K})(800K) \ln(3) \\ &= 252.2 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Maar

$$Q_{net,12} = Q_H$$

$$Q_H = 252.2 \text{ kJ}$$

De thermische efficiëntie van de cyclus is

$$\eta_{th} = \frac{W_{net, cycle}}{Q_H}$$

Voor de Carnot-cyclus wordt het thermisch efficiëntie ook gegeven door

$$\begin{aligned}\eta_{th} &= 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{300K}{800K} \\ &= 0.625\end{aligned}$$

De netto arbeid die de cyclus verricht is

$$\begin{aligned}W_{net,cycle} &= \eta_{th} Q_H \\ &= 0.625(252.2 \text{ kJ}) \\ &= 157.6 \text{ kJ}\end{aligned}$$

b) Pas de eerste wet, gesloten systeem, toe op het isentropische expansieproces, 2-3.

Maar het isentropische proces is adiabatisch, reversibel; dus, $Q_{23} = 0$.

$$E_{in} - E_{out} = \Delta E$$

$$-W = \Delta U$$

$$W_{23} = -\Delta U_{23}$$

Met behulp van de ideale gasrelaties is de arbeid per massa-eenheid

$$\begin{aligned} W_{23} &= -mC_v(T_3 - T_2) \\ &= -(1\text{kg})(0.718 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}})(300 - 800)\text{K} \\ &= 359.0\text{ kJ} \end{aligned}$$

Dit is het werk dat de cyclus in proces 2-3 verlaat.

c) Met behulp van vergelijking

$$\Delta s_{34} = C_p \ln\left(\frac{T_4}{T_3}\right) - R \ln\left(\frac{P_4}{P_3}\right)$$

Maar $T_4 = T_3 = T_L = 300 \text{ K}$, en we moeten P_4 en P_3 vinden.

Overweeg proces 1-2 waarbij $T_1 = T_2 = T_H = 800 \text{ K}$, en, voor ideale gassen

$$m_1 = m_2$$

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$$

$$P_2 = P_1 \frac{V_1}{3V_1}$$

$$= (800 \text{ kPa}) \frac{1}{3}$$

$$= 266.7 \text{ kPa}$$

Overweeg proces 2-3 waarbij $s_3 = s_2$.

$$\frac{T_3}{T_2} = \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{(k-1)/k}$$

$$P_3 = P_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{k/(k-1)}$$

$$= 266.7 \text{ kPa} \left(\frac{300K}{800k} \right)^{1.4/(1.4-1)} = 8.613 \text{ kPa}$$

Overweeg nu proces 4-1 waarbij $s_4 = s_1$.

$$P_4 = P_1 \left(\frac{T_4}{T_1} \right)^{k/(k-1)}$$

$$= 8000 \text{ kPa} \left(\frac{300K}{800k} \right)^{1.4/(1.4-1)}$$

$$= 25.834 \text{ kPa}$$

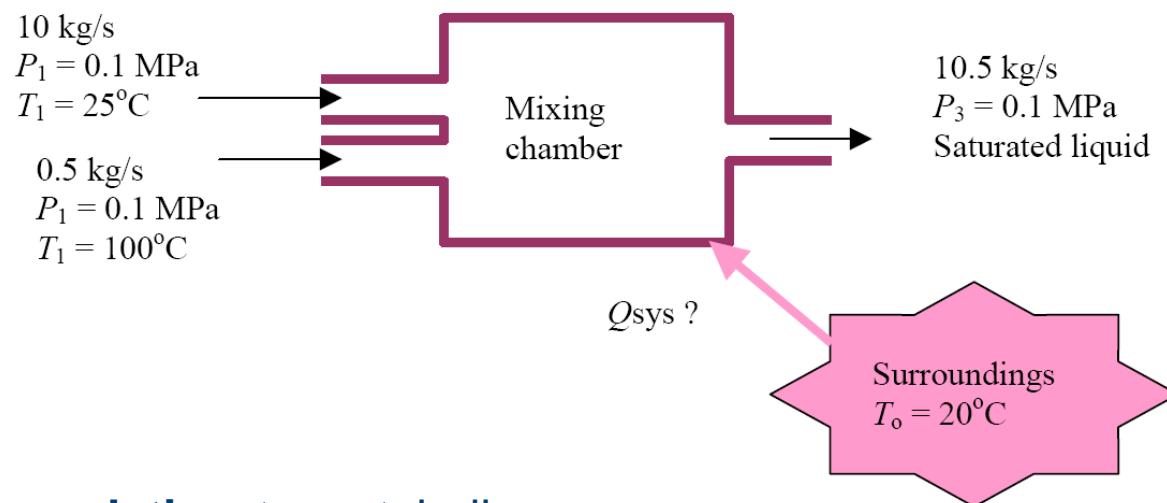
Nu,

$$\begin{aligned}\Delta S &= m \left[C_p \ln\left(\frac{T_4}{T_3}\right) - R \ln\left(\frac{P_4}{P_3}\right) \right] \\ &= -mR \ln\left(\frac{P_4}{P_3}\right) \\ &= (1 \text{ kg})(0.287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}) \ln\left(\frac{25.834 \text{ kPa}}{8.613 \text{ kPa}}\right) \\ &= -0.315 \frac{\text{kJ}}{\text{K}}\end{aligned}$$

Voorbeeld 4

Een uitvinder beweert een watermengapparaat te hebben ontwikkeld waarin 10 kg/s water bij 25°C en 0,1 MPa en 0,5 kg/s water bij 100°C en 0,1 MPa worden gemengd om 10,5 kg/s water als verzadigde vloeistof bij 0,1 MPa te produceren. Als de omgeving van dit apparaat 20°C is, is dit proces dan mogelijk? Zo niet, welke temperatuur moet de omgeving dan hebben om het proces mogelijk te maken?

Systeem: Het controlevolume van de mengkamer.



Eigenschappen relatie: stoom tabellen

Proces en procesdiagram: uitgaan stationaire stroming

Behoudsprincipes:

Laten we eerst bepalen of er een warmtetransport is van de omgeving naar de mengkamer. Neem aan dat er geen arbeid wordt verricht tijdens het mengproces en verwaarloos de kinetische en potentiële energieveranderingen. Voor twee inlaten en één uitlaat wordt de eerste hoofdwet dan

$$\dot{Q}_{net} + \sum_{inlets} \dot{m}_i \left(h_i + \frac{\vec{V}_i^2}{2} + gz_i \right) = \dot{W}_{net} + \sum_{exits} \dot{m}_e \left(h_e + \frac{\vec{V}_e^2}{2} + gz_e \right)$$

$$\dot{Q}_{net} + \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3$$

$$\left. \begin{array}{l} P_1 = 0.1 \text{ MPa} \\ T_1 = 25^\circ \text{C} \end{array} \right\} \left. \begin{array}{l} h_1 \cong h_{f @ T_1} = 104.83 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ s_1 \cong s_{f @ T_1} = 0.3672 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \end{array} \right.$$

$$\left. \begin{array}{l} P_2 = 0.1 \text{ MPa} \\ T_2 = 100^\circ \text{C} \end{array} \right\} \left. \begin{array}{l} h_2 = 2675.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ s_2 = 7.3611 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \end{array} \right.$$

$$P_3 = 0.1 \text{ MPa} \quad \left\{ \begin{array}{l} h_3 = 417.51 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ \text{Sat. liquid} \quad s_3 = 1.3028 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \end{array} \right.$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{net} &= \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 \\ &= 10.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 417.51 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 10 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 104.83 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 0.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 2675.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ &= +1997.7 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \end{aligned}$$

Er moet dus 1997,7 kJ/s aan warmte-energie vanuit de omgeving worden overgedragen aan dit mengproces, ofwel $\dot{Q}_{net,surr} = -\dot{Q}_{net,CV}$

Om het proces mogelijk te maken, moet aan de tweede hoofdwet voldaan zijn.
Schrijf de tweede hoofdwet voor het geïsoleerde systeem,

$$\sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \sum \dot{m}_i s_i - \sum \dot{m}_e s_e + \dot{S}_{gen} = \Delta \dot{S}_{CV}$$

$\Delta \dot{S}_{CV} = 0$ Oplossen voor entropiegeneratie, dan hebben we

$$\begin{aligned}
\dot{S}_{gen} &= \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \\
&= \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_2 s_2 - \frac{\dot{Q}_{cv}}{T_{surr}} \\
&= 10.5 \frac{kg}{s} 1.3028 \frac{kJ}{kg \cdot K} - 10 \frac{kg}{s} 0.3672 \frac{kJ}{kg \cdot K} \\
&\quad - 0.5 \frac{kg}{s} 7.3611 \frac{kJ}{kg \cdot K} - \frac{1997.7 \text{ kJ / s}}{(20 + 273)K} \\
&= -0.491 \frac{kJ}{K \cdot s}
\end{aligned}$$

Omdat $\dot{S}_{gen} \geq 0$ moet zijn om aan de 2e hoofdwet te voldoen, is dit proces onmogelijk en de bewering van de uitvinder is onjuist.

Om de minimumwaarde van de omgevingstemperatuur te vinden die dit mengproces mogelijk maakt, stel je $\dot{S}_{gen} = 0$ en los je op voor T_{surr} .

$$\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} = 0$$

$$T_{surr} = \frac{\dot{Q}_{cv}}{\dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_2 s_2}$$

$$= \frac{1997.7 \text{ kJ / s}}{10.5 \frac{kg}{s} 1.3028 \frac{kJ}{kg \cdot K} - 10 \frac{kg}{s} 0.3672 \frac{kJ}{kg \cdot K} - 0.5 \frac{kg}{s} 7.3611 \frac{kJ}{kg \cdot K}}$$

$$= 315.75K$$

Een manier om over dit proces na te denken is als volgt: Er wordt warmte overgedragen vanuit de omgeving bij 315,75 K (42,75°C) in de hoeveelheid van 1997,7 kJ/s om de watertemperatuur te verhogen tot ongeveer 42,75°C voordat het water wordt gemengd met de oververhitte stoom. Bedenk dat de omgeving een hogere temperatuur dan het water moet hebben om de warmtetransport van de omgeving naar het water te laten plaatsvinden.



Thermodynamische cycli



Overzicht

- Twee belangrijke toepassingsgebieden voor thermodynamica zijn:
 - Energieopwekking
 - Koeling
- Dit wordt meestal bereikt door systemen die werken volgens een thermodynamische cyclus.
- Apparaten (systemen) die nettovermogen produceren → Motoren → **Vermogenscycli**
- Apparaten met een koeleffect → Koelkasten, airconditioners, warmtepompen → **Koelcycli**
- Cycli worden gewoonlijk ingedeeld op basis van de fase van de werkvloeistof:
 - Gascycli – Werkvloeistof is gas tijdens de cyclus
 - Dampcycli – Werkvloeistof is beide vloeistof en damp tijdens de cyclus
- Ook gesloten en open cycli
 - Gesloten - Werkvloeistof keert de originele toestand terug
 - Open – Werkvloeistof wordt aan het einde van de cyclus vernieuwd

BASISOVERWEGINGEN BIJ DE ANALYSE VAN VERMOGENSCYCLUS

- De meeste energieproducerende processen werken met een vermogenscyclus.
- **Ideale cyclus:** Een cyclus die sterk lijkt op de werkelijke cyclus, maar bestaat uit allemaal inwendig reversibele processen.

Thermische efficiëntie van warmtemotoren:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{in}}} \quad \text{or} \quad \eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}}$$

- **Reversibele cycli** zoals de Carnot-cyclus hebben de hoogste thermische efficiëntie van alle warmtemotoren die tussen dezelfde temperatuurniveaus werken.
 - In tegenstelling tot ideale cycli zijn ze volledig reversibel en ongeschikt als realistisch model

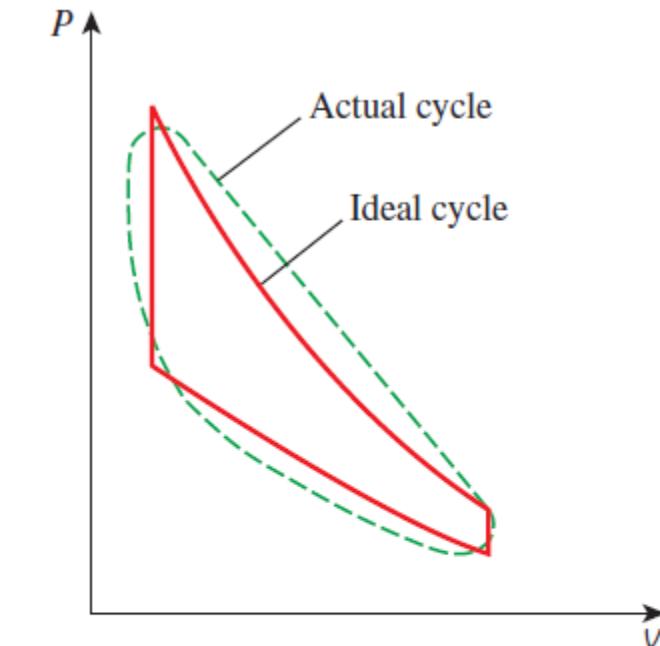


FIGURE 9–2

The analysis of many complex processes can be reduced to a manageable level by utilizing some idealizations.

Ideale cycli

- Ideale cycli zijn intern reversibel, maar in tegenstelling tot de Carnot-cyclus zijn ze niet noodzakelijkerwijs extern reversibel.
 - d.w.z., ze kunnen irreversibiliteiten hebben zoals warmtetransport door een eindig temperatuurverschil
- De thermische efficiëntie van een ideale cyclus is in het algemeen lager dan dat van een volledig reversibele cyclus die binnen dezelfde temperatuurgrenzen werkt.
- Het is echter nog steeds aanzienlijk hoger dan de thermisch efficiëntie van een daadwerkelijke cyclus vanwege de gebruikte idealiseringen.

Idealiseringen in de analyse van vermogenscycli:

1. De cyclus heeft geen wrijving. Er is dus geen drukverlies in leidingen of buizen.
2. Alle expansie- en compressieprocessen vinden plaats op een quasi-equilibrium manier.
3. De leidingen die de verschillende componenten van een systeem verbinden, zijn goed geïsoleerd en de warmtetransport er doorheen is verwaarloosbaar.

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{in}}} \quad \text{or} \quad \eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}}$$

In een $T-s$ diagram vertegenwoordigt de verhouding van het gebied dat wordt omsloten door de cyclische curve en het gebied van het warmteadditieproces de thermische efficiëntie van de cyclus.

Elke wijziging die de verhouding tussen deze twee gebieden vergroot, zal ook de thermische efficiëntie van de cyclus vergroten.

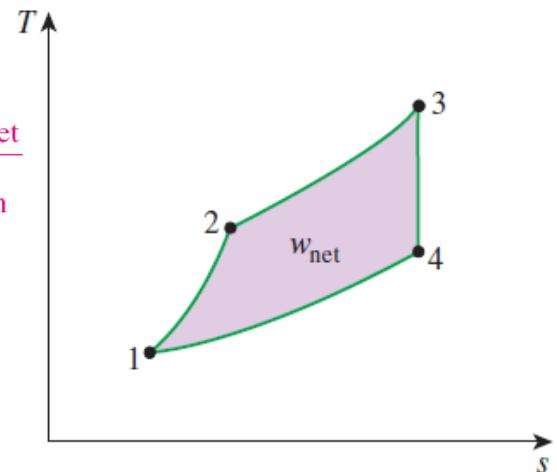
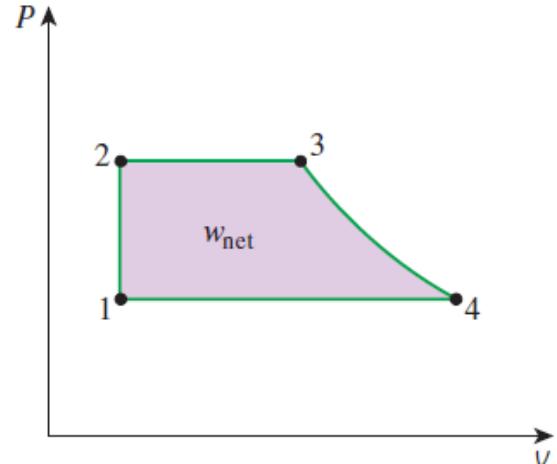
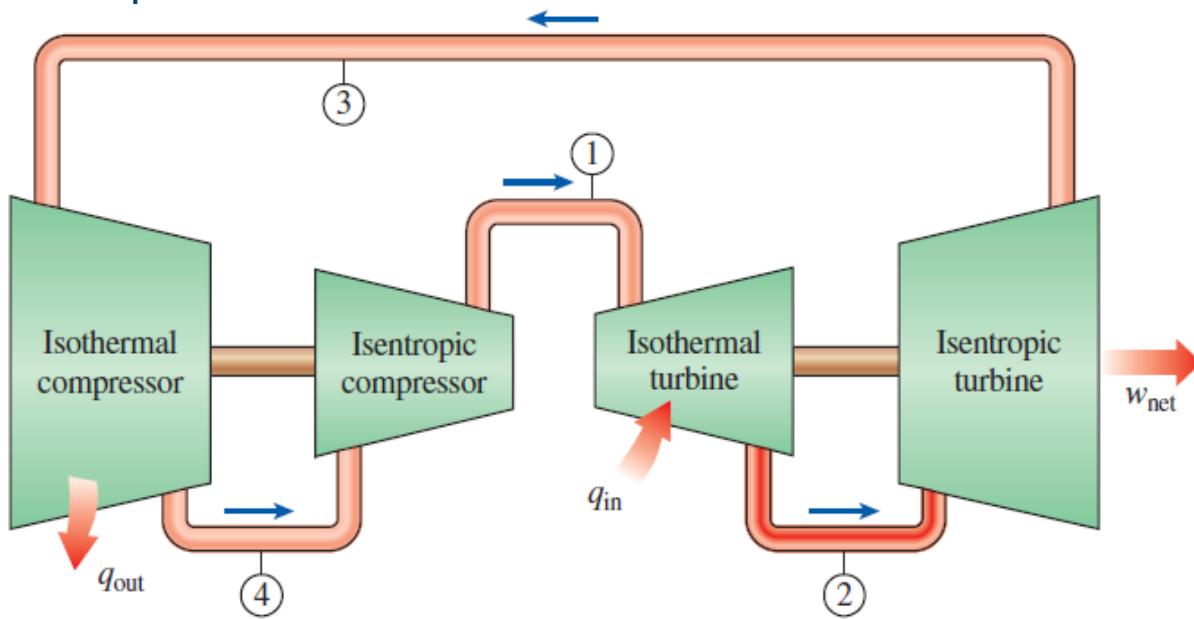


FIGURE 9-4

On both $P-v$ and $T-s$ diagrams, the area enclosed by the process curve represents the net work of the cycle.

DE CARNOTCYCLUS EN ZIJN WAARDE IN ENGINEERING

De Carnot-cyclus bestaat uit vier volledig reversibele processen: isotherme warmtetoever, isentropische uitzetting, isotherme warmteafvoer en isentropische compressie.



Voor zowel ideale als werkelijke cycli: De thermische efficiëntie neemt toe met een verhoging van de gemiddelde temperatuur waarbij warmte aan het systeem wordt toegevoerd of met een verlaging van de gemiddelde temperatuur waarbij warmte uit het systeem wordt afgevoerd.

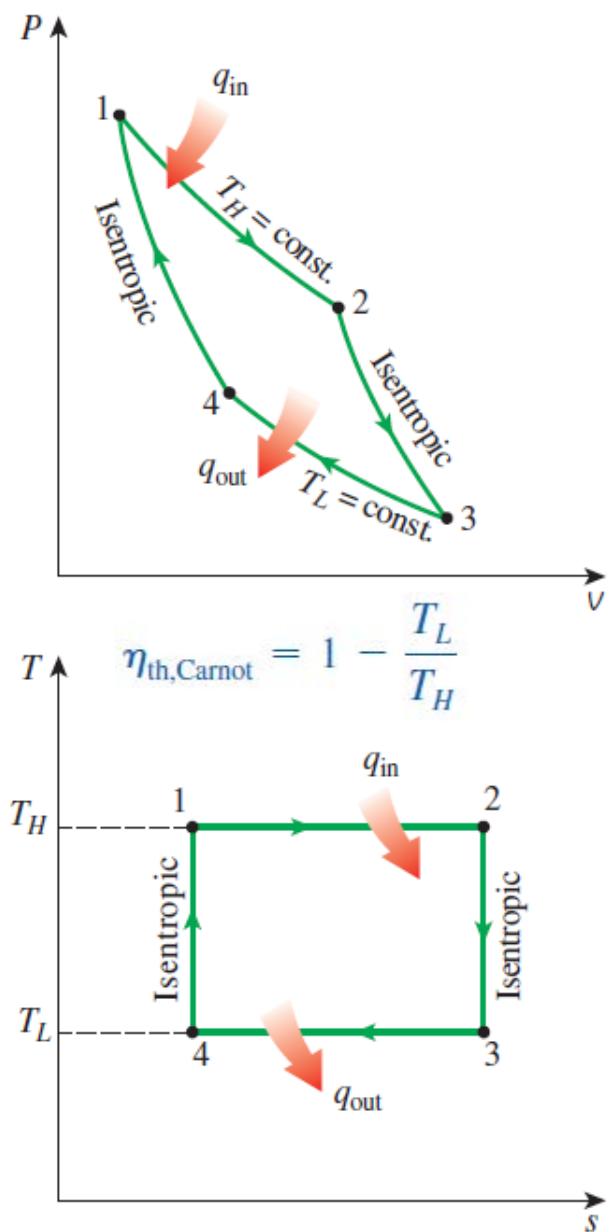
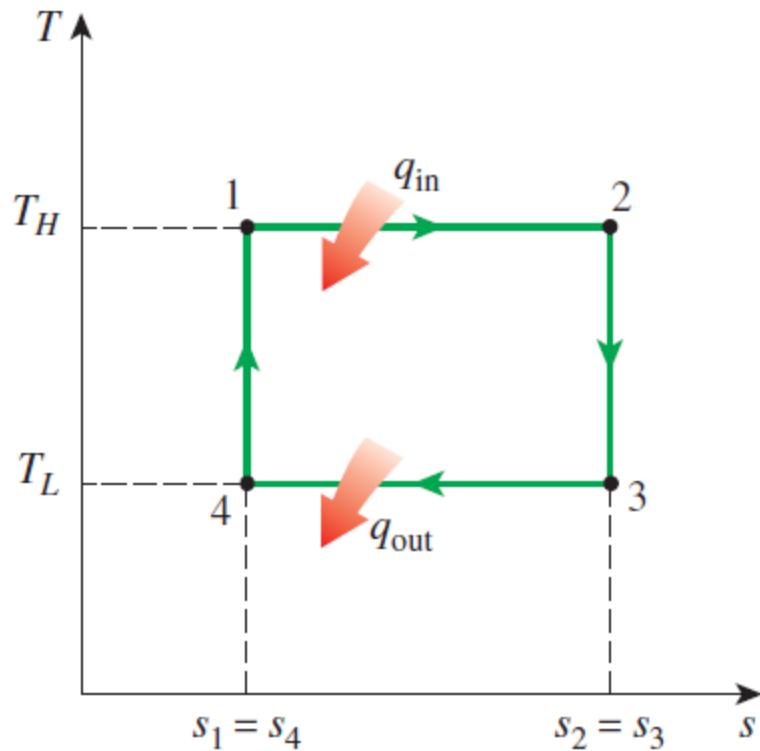


FIGURE 9-5
P-v and T-s diagrams of a Carnot cycle.



Afleiding van de efficiëntie van de Carnot-cyclus

$$q_{in} = T_H(s_2 - s_1) \quad q_{out} = T_L(s_3 - s_4) = T_L(s_2 - s_1) \quad s_2 = s_3 \text{ and } s_4 = s_1$$

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{T_L(s_2 - s_1)}{T_H(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Cycli voor gasvermogen

- In gasstroomcycli blijft de werkvloeistof gedurende de hele cyclus een gas.
- In de meeste van deze cycli wordt energie geleverd door verbranding van een brandstof binnen de systeemgrenzen.
- Door dit verbrandingsproces verandert de samenstelling van de werkvloeistof in de loop van de cyclus van lucht en brandstof naar verbrandingsproducten.
- Aangezien lucht voornamelijk bestaat uit stikstof dat nauwelijks chemische reacties ondergaat in de verbrandingskamer, lijkt de werkvloeistof altijd sterk op lucht.

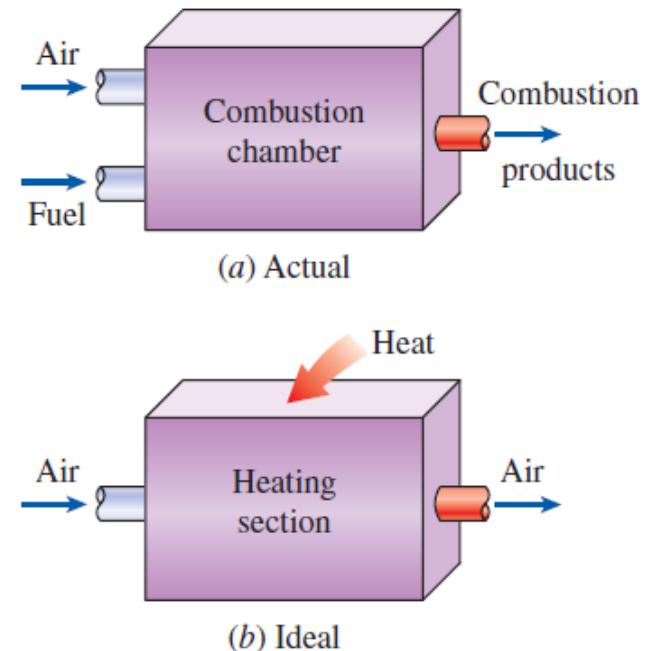


FIGURE 9–8

The combustion process is replaced by a heat-addition process in ideal cycles.

Air-standard aannames:

1. De werkvloeistof is lucht, die continu circuleert in een gesloten lus en zich altijd gedraagt als een ideaal gas.
2. Alle processen die deel uitmaken van de cyclus zijn inwendig reversibel.
3. Het verbrandingsproces wordt vervangen door een warmtetoekoegingsproces van een externe bron.
4. Het uitlaatproces wordt vervangen door een warmteafvoerproces dat de werkvloeistof terugbrengt naar de oorspronkelijke toestand.

Cold-air-standard aannames: Als de werkvloeistof wordt beschouwd als lucht met constante soortelijke warmtecapaciteit bij kamertemperatuur (25°C).

Air-standard cyclus: Een cyclus waarvoor de aannames voor luchtnormen van toepassing zijn.

Zuigermotoren

- De zuigermotor (in feite een zuiger-cilinder apparaat) is een uitvinding die zeer veelzijdig is gebleken en een breed scala aan toepassingen kent.

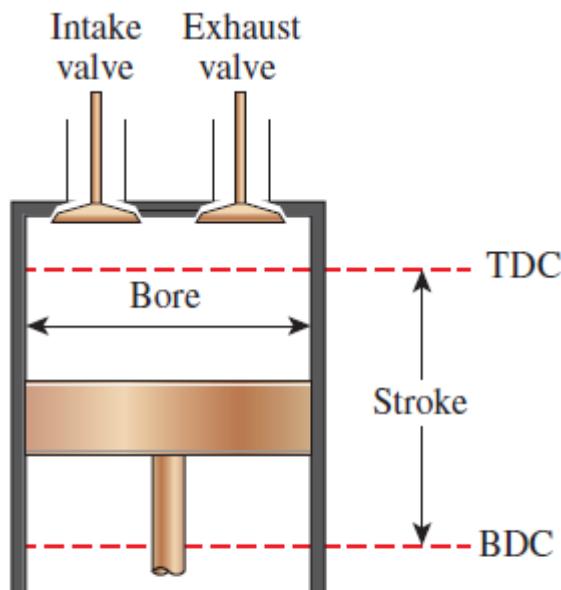
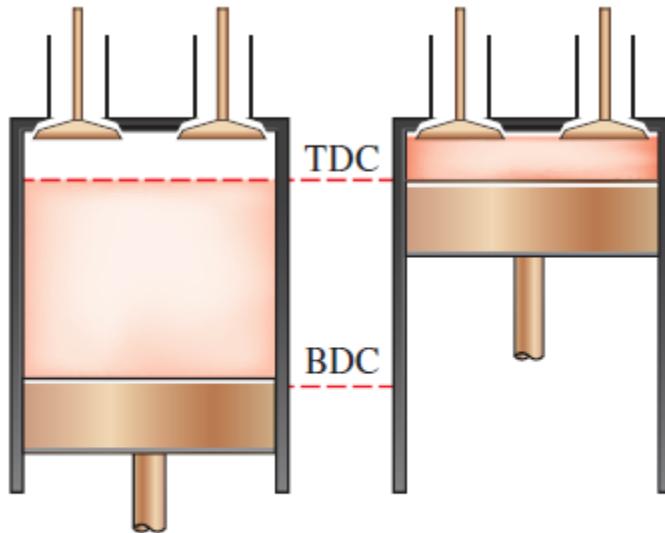


FIGURE 9–9

Nomenclature for reciprocating engines.

- De zuiger beweegt in de cilinder tussen twee vaste posities die het 'top dead center' (TDC) worden genoemd - de positie die het kleinste volume in de cilinder vormt - en het 'bottom dead center' (BDC) - de positie die het grootste volume in de cilinder vormt.
- De afstand tussen TDC en BDC wordt de 'stroke' van de motor genoemd. De diameter van de zuiger wordt de 'bore' genoemd.

EEN OVERZICHT VAN ZUIGERMOTOREN



(a) Displacement volume

(b) Clearance volume

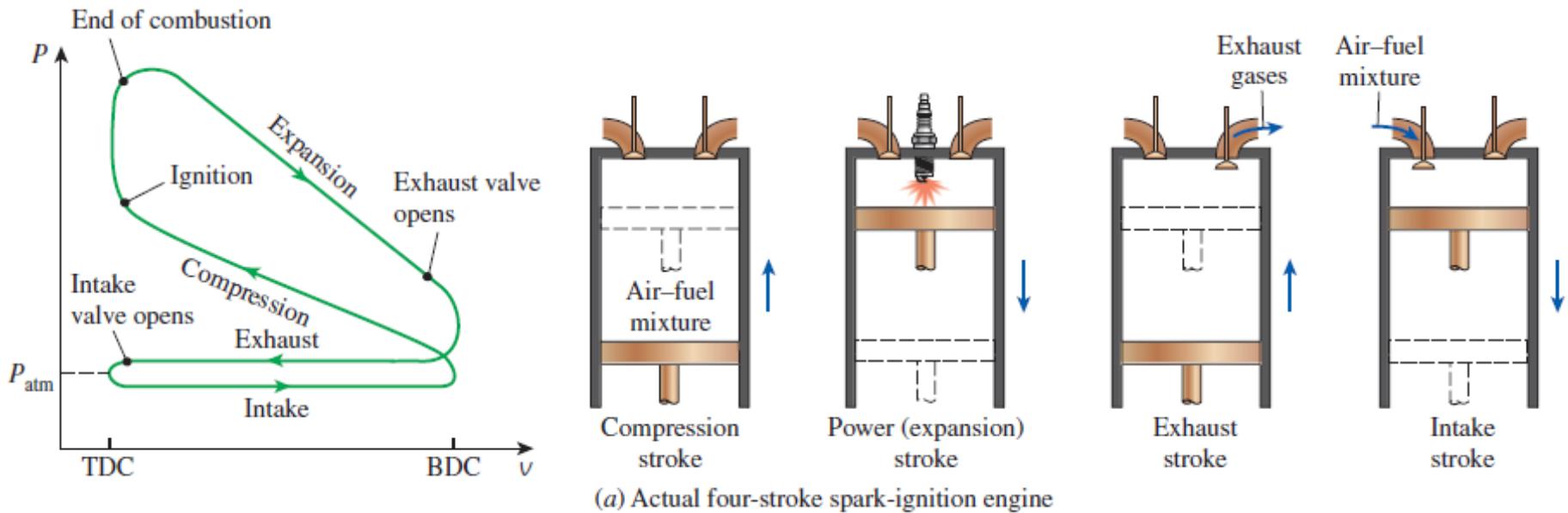
Compressieverhouding

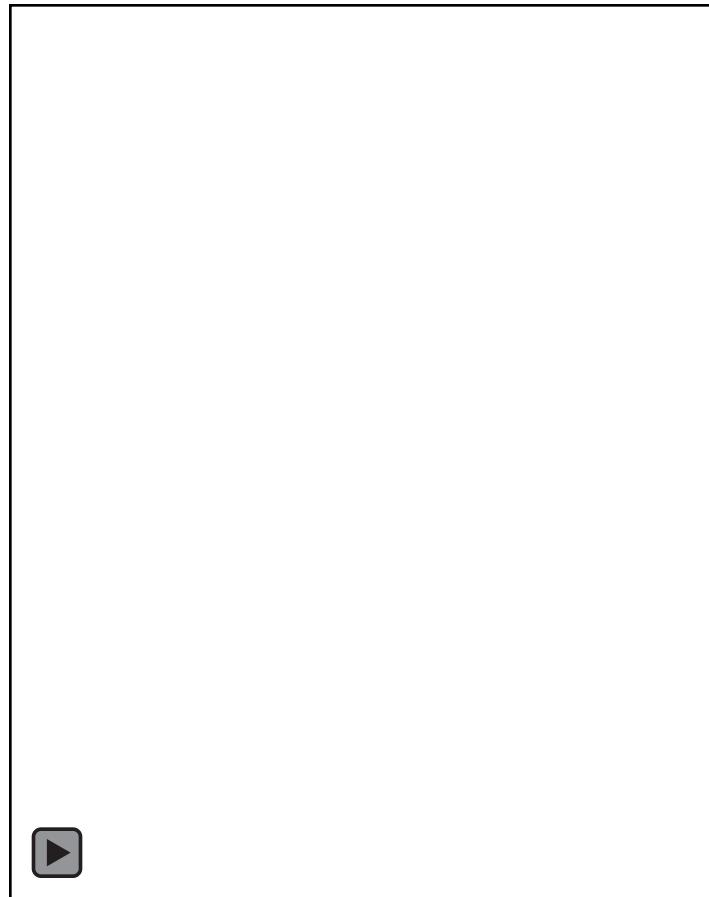
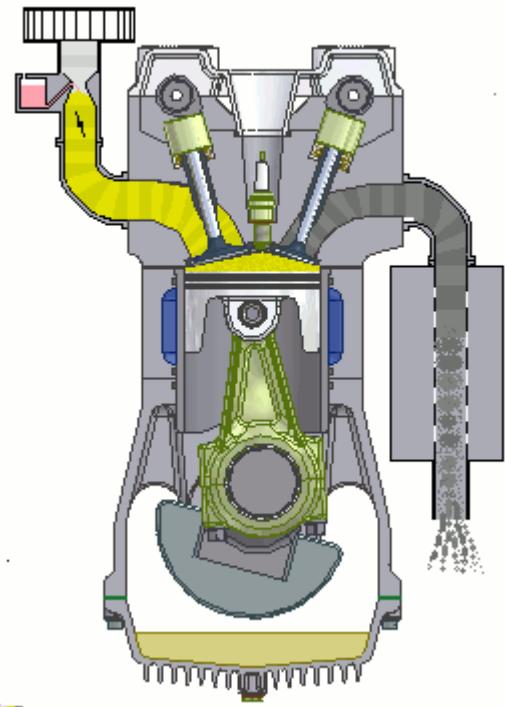
$$r = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_{BDC}}{V_{TDC}}$$

- Afhankelijk van de manier waarop de verbranding op gang komt, worden zuigermotoren ingedeeld in:
 - Spark-ignition (**SI**) motoren → ontsteker (bougie)
 - Compression-ignition (**CI**) motoren → zelfontstoken vanwege compressie

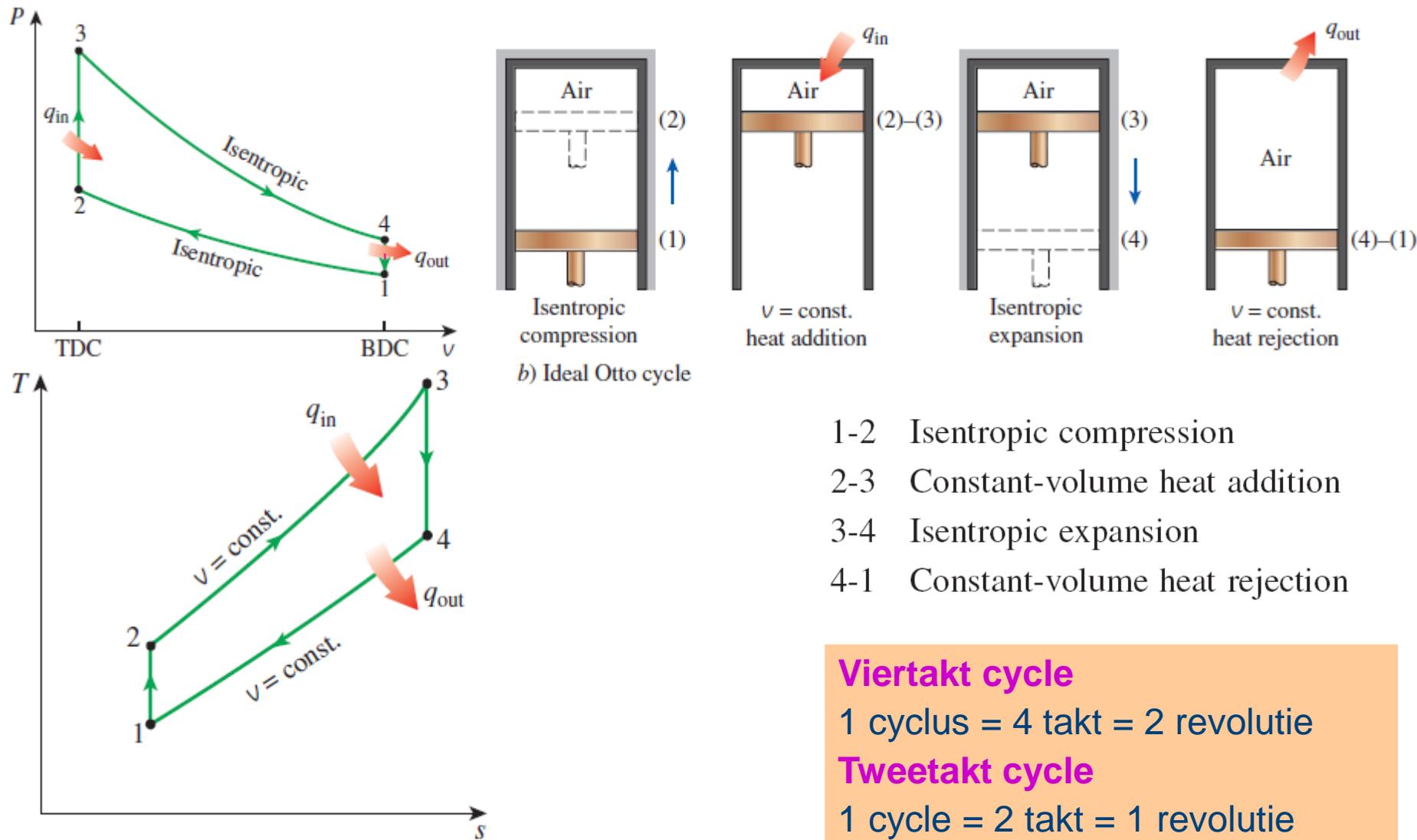
OTTO CYCLUS: DE IDEALE CYCLUS VOOR SPARK-IGNITION MOTOREN

- De zuiger voert vier volledige slagen uit in de cilinder. De krukas maakt twee omwentelingen voor elke thermodynamische cyclus.
- Deze motoren worden viertakt-IC-motoren genoemd.





OTTO CYCLUS: DE IDEALE CYCLUS VOOR SPARK-IGNITION MOTOREN



- 1-2 Isentropic compression
- 2-3 Constant-volume heat addition
- 3-4 Isentropic expansion
- 4-1 Constant-volume heat rejection

Viertakt cycle

1 cyclus = 4 takt = 2 revolutie

Tweetakt cycle

1 cycle = 2 takt = 1 revolutie

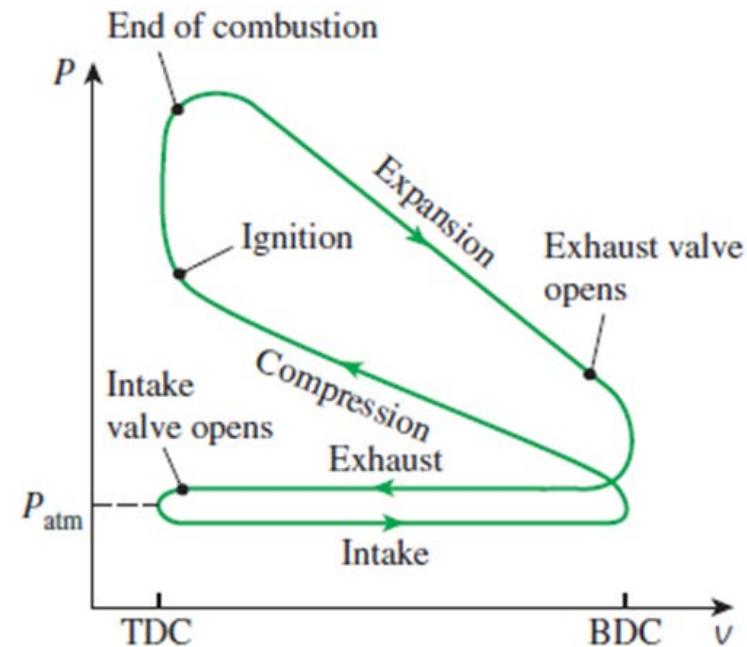
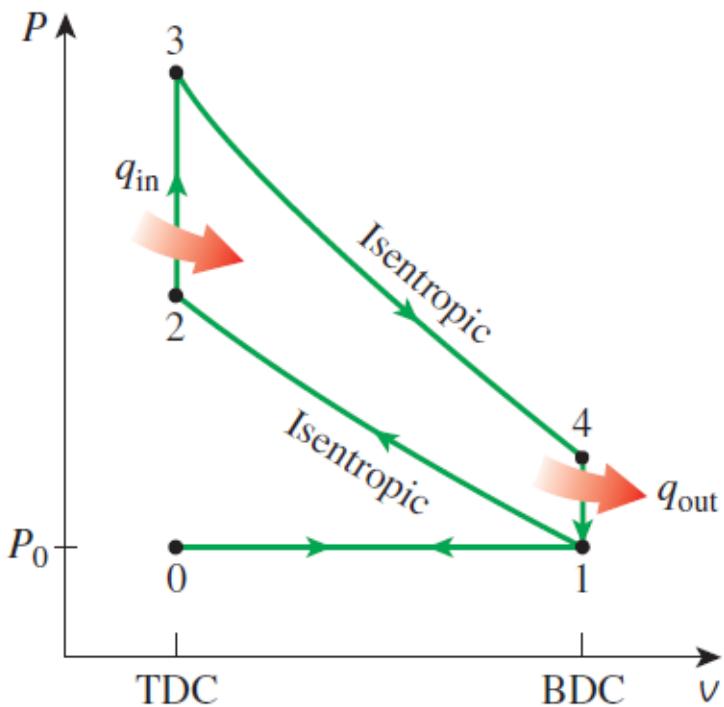
FIGURE 9–15

$T-s$ diagram of the ideal Otto cycle.

OTTO CYCLUS: DE IDEALE CYCLUS VOOR SPARK-IGNITION MOTOREN

Eén tekortkoming:

- Deze ideale cyclus bestaat uit twee slagen die gelijk zijn aan één mechanische cyclus of één omwenteling van de krukas, terwijl de getoonde werkelijke werking van de motor vier slagen omvat die gelijk zijn aan twee mechanische cycli of twee revoluties van de krukas.
- Dit kan worden gecorrigeerd door in- en uitlaatslagen op te nemen in de ideale Otto-cyclus:



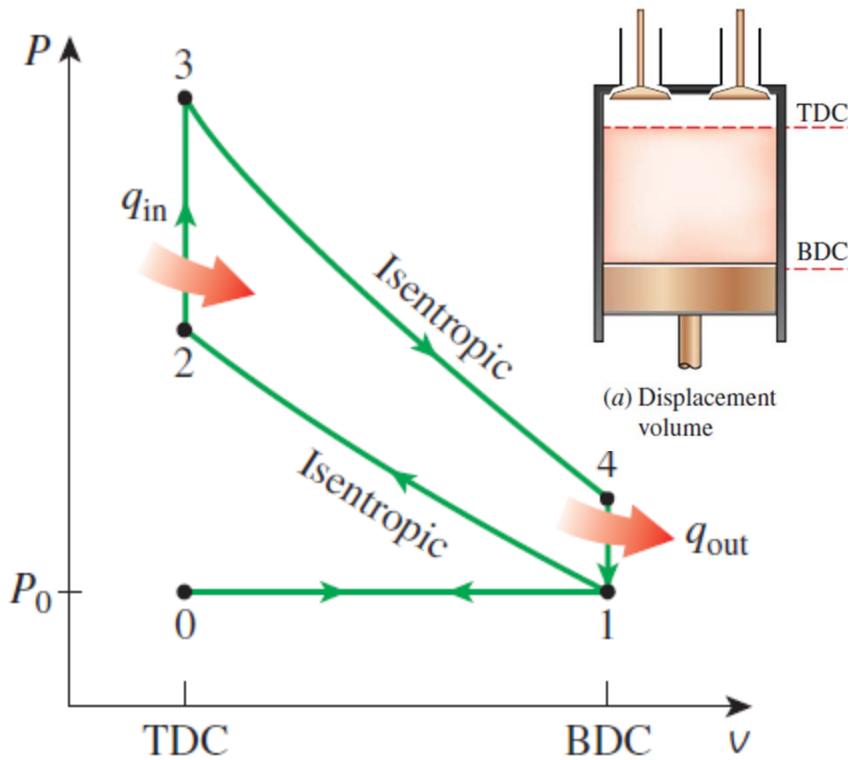


FIGURE 9–16

$P\text{-}v$ diagram of the ideal Otto cycle that includes intake and exhaust strokes.

$$W_{\text{out},0-1} = P_0(v_1 - v_0)$$

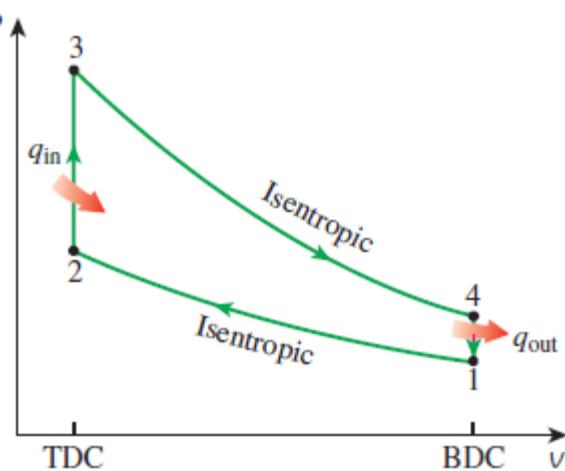
$$W_{\text{in},1-0} = P_0(v_1 - v_0)$$

Lucht komt de cilinder binnen door de geopende inlaatklep bij atmosferische druk P_0 tijdens proces 0-1 als de zuiger van TDC naar BDC beweegt.

De inlaatklep is gesloten bij toestand 1 en lucht wordt isentropisch samengeperst tot toestand 2. Warmte wordt overgedragen bij constant volume (proces 2-3); het wordt isentropisch geëxpandeerd tot toestand 4; en warmte wordt afgestoten bij constant volume (proces 4-1).

De lucht wordt afgevoerd via de geopende uitlaatklep (proces 1-0).

De arbeidsinteracties tijdens de inlaat en de uitlaat heffen elkaar op, en dus heeft het opnemen van de inlaat- en uitlaatprocessen geen effect op de netto arbeidsprestatie van de cyclus.



$$(q_{\text{in}} - q_{\text{out}}) + (w_{\text{in}} - w_{\text{out}}) = h_{\text{exit}} - h_{\text{inlet}}$$

$$q_{\text{in}} = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2)$$

$$q_{\text{out}} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1)$$

$$\eta_{\text{th, Otto}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3} \quad r = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_1}{V_2}$$

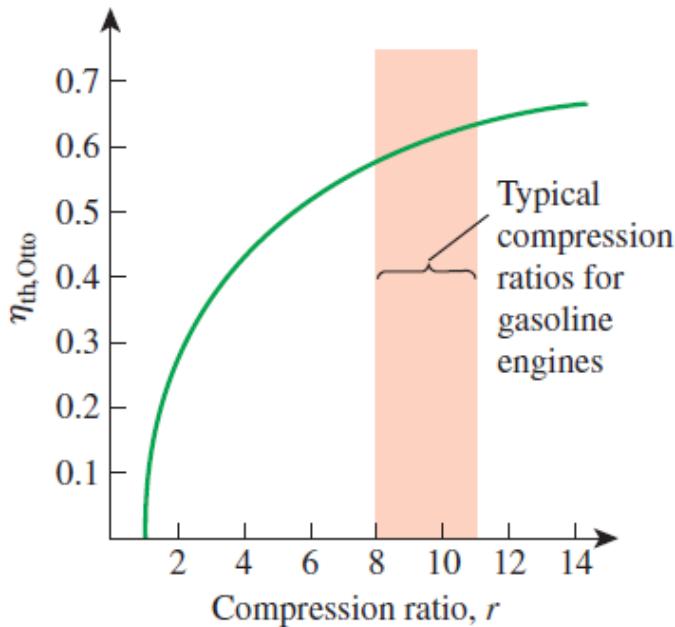


FIGURE 9–17

Thermal efficiency of the ideal Otto cycle as a function of compression ratio ($k = 1.4$).

$$\boxed{\eta_{\text{th, Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}}$$

In SI motoren, de compression ratio wordt beperkt door **zelfontbranding** of 'engine knock'.

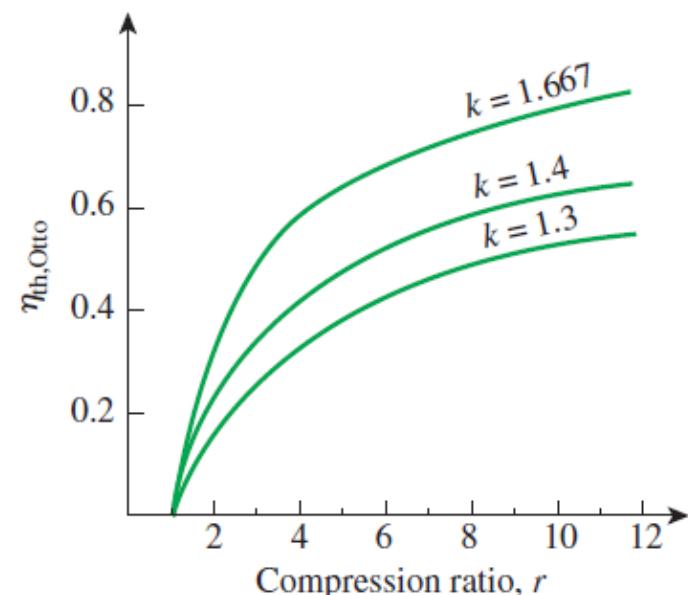


FIGURE 9–18

The thermal efficiency of the Otto cycle increases with the specific heat ratio k of the working fluid.

DIESEL CYCLUS: DE IDEALE CYCLUS VOOR COMPRESSION-IGNITION (CI) MOTOREN

- In dieselmotoren wordt alleen lucht gecomprimeerd tijdens de compressieslag
- Dieselmotoren zijn ontworpen om met veel hogere compressieverhoudingen te werken dan SI motoren, meestal tussen 12 en 24.
- Brandstoffen die minder geraffineerd zijn (dus minder duur) kunnen worden gebruikt in dieselmotoren.

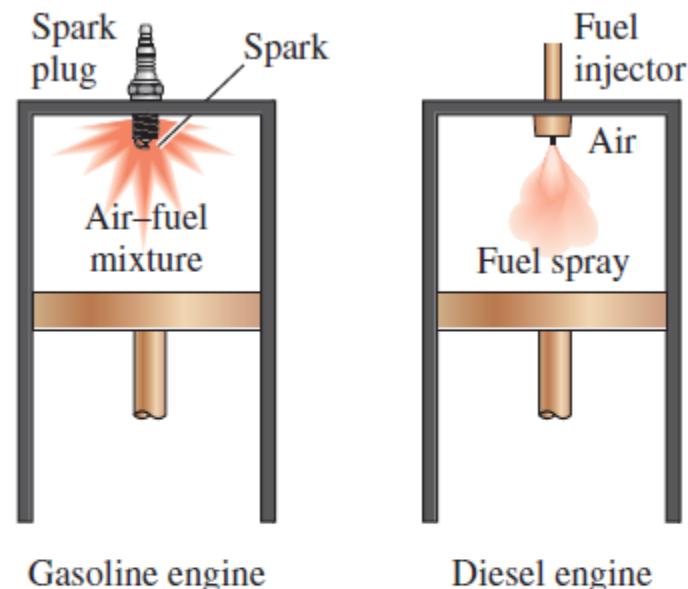
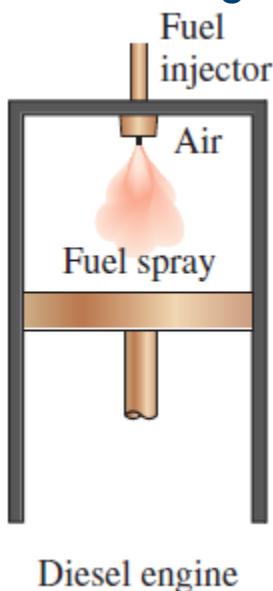


FIGURE 9–20

In diesel engines, the spark plug is replaced by a fuel injector, and only air is compressed during the compression process.

DIESEL CYCLUS: DE IDEALE CYCLUS VOOR COMPRESSION-IGNITION (CI) MOTOREN

- Het verbrandingsproces vindt plaats over een langer interval - de brandstofinjectie start wanneer de zuiger TDC nadert en gaat door tijdens het eerste deel van de aandrijfslag.
- Daarom wordt het verbrandingsproces in de ideale dieselcyclus benaderd als een warmtetoekoegingsproces onder constante druk



1-2 isentropische compressie
2-3 constant-druk warmteoevoer
3-4 isentropische expansie
4-1 constant-volume warmteafvoer.

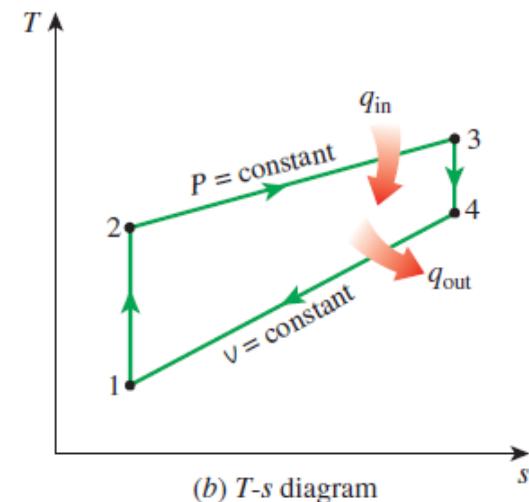
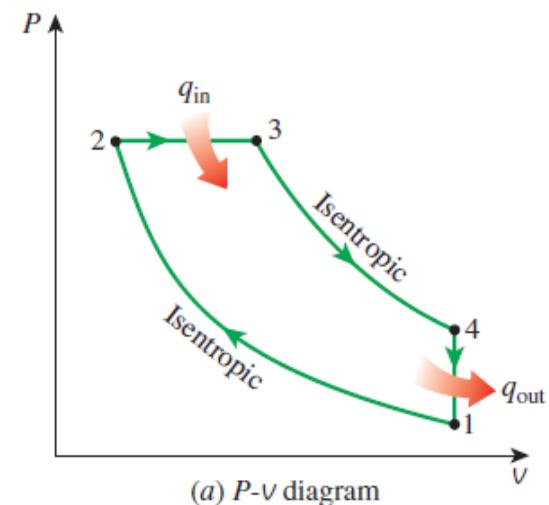
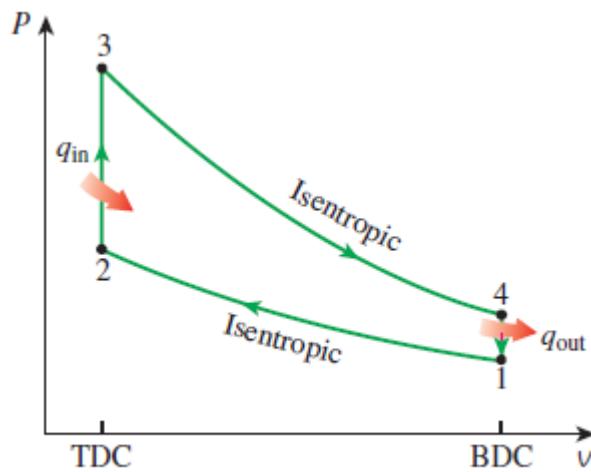


FIGURE 9-21
T-s and P-v diagrams for the ideal Diesel cycle.

IDEALE OTTO CYCLUS VOORBEELD

Een ideale Otto-cyclus voor een viertaktmotor heeft een CR van 8. Aan het begin van het compressieproces heeft de lucht een temperatuur van 100 kPa en 17°C en wordt er 800 kJ/kg warmte overgedragen aan de lucht tijdens het constant-volumewarmte-toevoegingsproces. Bepaal met constante specifieke luchtwarmte ($k = 1,4$, $c_v = 0,78 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$) a) de maximale temperatuur en druk in de cyclus b) de specifieke nettoarbeid c) de thermische efficiëntie d) het specifieke vermogen in kW/kg voor een motortoerental van 4000 r/min (revoluties per minuut).



IDEALE OTTO CYCLUS VOORBEELD – Oplossing

Een ideale Otto-cyclus voor een viertaktmotor heeft een CR van 8. Aan het begin van het compressieproces heeft de lucht een temperatuur van 100 kPa en 17°C en wordt er 800 kJ/kg warmte overgedragen aan de lucht tijdens het constant-volumewarmte-toevoegingsproces. Bepaal met constante specifieke luchtwarmte ($k = 1,4$, $c_v = 0,78 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$) a) de maximale temperatuur en druk in de cyclus b) de specifieke nettoarbeid c) de thermische efficiëntie d) het specifieke vermogen in kW/kg voor een motortoerental van 4000 r/min (revoluties per minuut).

Systeem: Het apparaat met gesloten zuigercilinder

Property relatie: Air standard aanname is geldig, ideale gas, constant soortelijke warmtecapaciteit

Cyclus en procesdiagram: Ideale Otto cyclus (isentropische compressie, constant volume warmteoever, isentropische expansie, constant volume warmteafvoer)

IDEALE OTTO CYCLUS VOORBEELD – Oplossing

- a) De maximale temperatuur en druk treden op bij toestand 3 (na de constant volume warmteoever).

Bepaal eerst de lucht in toestand 2 (proces 1-2 is een isentropische compressie van een ideaal gas)

We hebben constante soortelijke warmte, dus de isentropische, ideale gas, constante soortelijke warmterelaties zijn geldig.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{(k-1)} \text{ and } \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{(k-1)} = 290(8)^{(1.4-1)} = 666.2 \text{ K}$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k = 100000(8)^{1.4} = 1.838 \text{ MPa}$$

Dan kunnen we de thermodynamische eigenschappen van de lucht in toestand 3 vinden

$$q_{in} = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2)$$

$$800 \text{ kJ/kg} = 0.78(T_3 - 666.2) \text{ kJ/kg} \quad \longrightarrow \quad T_3 = 1691.8 \text{ K}$$

IDEALE OTTO CYCLUS VOORBEELD – Oplossing

a) Verder

$$\frac{P_3 v_3}{T_3} = \frac{P_2 v_2}{T_2}$$

$$P_3 = P_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right) \left(\frac{v_2}{v_3} \right) = (1.838 \text{ MPa}) \frac{1691.8 \text{ K}}{666.2 \text{ K}} (1) = 4.668 \text{ MPa}$$

b) Er zijn twee manieren om de specifieke nettoarbeid van de cyclus te berekenen; we kunnen ofwel de grensarbeid voor elk proces vinden en deze bij elkaar optellen of de netto warmtetransport bepalen, gelijk aan de nettoarbeid (1e cycluswet). Ik zal de tweede benadering gebruiken, maar eerst hebben we de inwendige energie bij toestand 4 nodig (om de warmteafvoer te bepalen):

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{(k-1)} \text{ and } \frac{v_4}{v_3} = r$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{(k-1)} = 1691.8 \left(\frac{1}{8} \right)^{1.4-1} = 736.4 \text{ K}$$



$$-q_{out} = u_1 - u_4 = c_v(T_1 - T_4)$$

$$q_{out} = 0.78(736.4 - 290) - 206.91 = 348.19 \text{ kJ/kg}$$

IDEALE OTTO CYCLUS VOORBEELD – Oplossing

b) Verder

$$w_{net} = q_{net} = q_{in} - q_{out} = 800 - 348.19 = 451.81 \text{ kJ/kg}$$

c) We hebben hier twee opties omdat we kunnen uitgaan van constante soortelijke warmte: 1) de algemene formulering van de efficiëntie van de 1e hoofdwet gebruiken

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{451.81 \text{ kJ/kg}}{800 \text{ kJ/kg}} = 0.565 \text{ or } 56.5\%$$

2) Gebruik de specifieke formule voor de efficiëntie van de ideale Otto-cyclus voor constante soortelijke warmte

$$\eta_{th,Otto} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$



$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{8^{1.4-1}} = 56.5\%$$

IDEALE OTTO CYCLUS VOORBEELD – Oplossing

d) Om het specifieke vermogen te berekenen, hebben we de specifieke nettoarbeid voor de cyclus (die we net hebben berekend) maal het aantal revoluties per seconde nodig. Onthoud dat dit een 4-taktmotor is, dus er zijn 2 revoluties per motorcyclus:

$$\dot{n} = N/n_{rev} = \frac{4000 \text{ rev/min}}{2 \text{ rev/cycle}} = 2000 \text{ cycles/min} = 2000/60 \text{ cycles/s}$$

Het specifieke vermogen is dus:

$$\dot{w}_{net} = w_{net}\dot{n} = 451.81 \text{ kJ/kg} \left(\frac{2000}{60} \right) \text{ cycles/s} = \mathbf{15060 \text{ kW/kg}}$$

Merk op dat een typische motorcyclus veel minder dan 1 kg werkvloeistof bevat (in de orde van grammen voor een typische personenauto en tientallen grammen voor een zware motor).

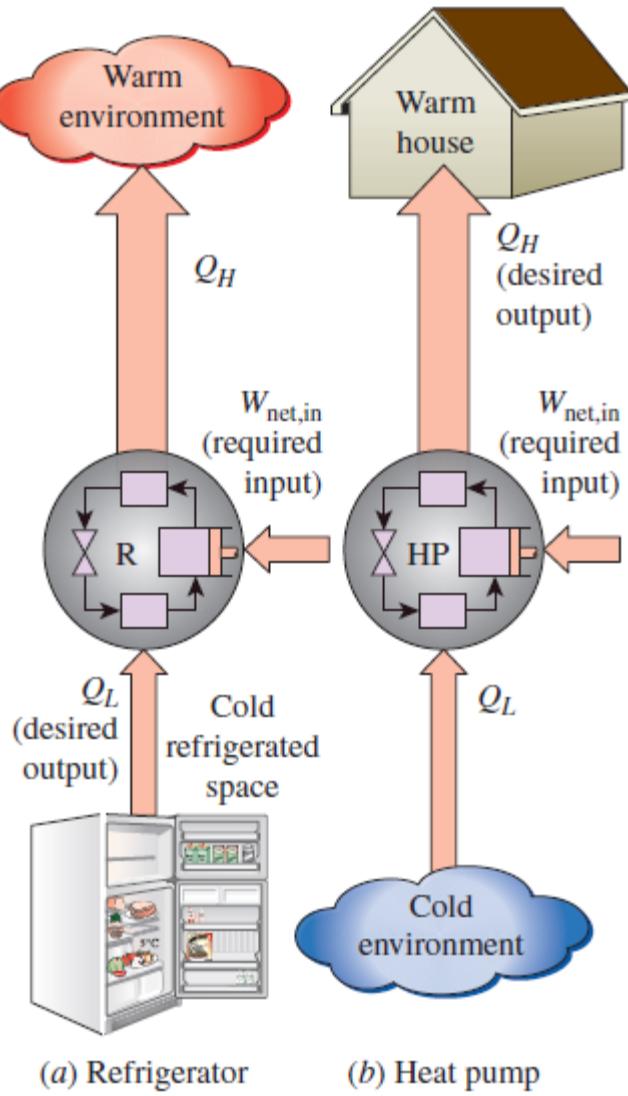


FIGURE 11–1

The objective of a refrigerator is to remove heat (Q_L) from the cold medium; the objective of a heat pump is to supply heat (Q_H) to a warm medium.

KOELKASTEN EN WARMTEPOMPEN

Voor de warmtetransport van een gebied met een lage temperatuur naar een gebied met een hoge temperatuur zijn speciale apparaten nodig die koelkasten worden genoemd.

Een ander apparaat dat warmte overbrengt van een medium met een lage temperatuur naar een medium met een hoge temperatuur is de warmtepomp.

$$\text{COP}_R = \frac{\text{Desired output}}{\text{Required input}} = \frac{\text{Cooling effect}}{\text{Work input}} = \frac{Q_L}{W_{\text{net,in}}}$$

$$\text{COP}_{HP} = \frac{\text{Desired output}}{\text{Required input}} = \frac{\text{Heating effect}}{\text{Work input}} = \frac{Q_H}{W_{\text{net,in}}}$$

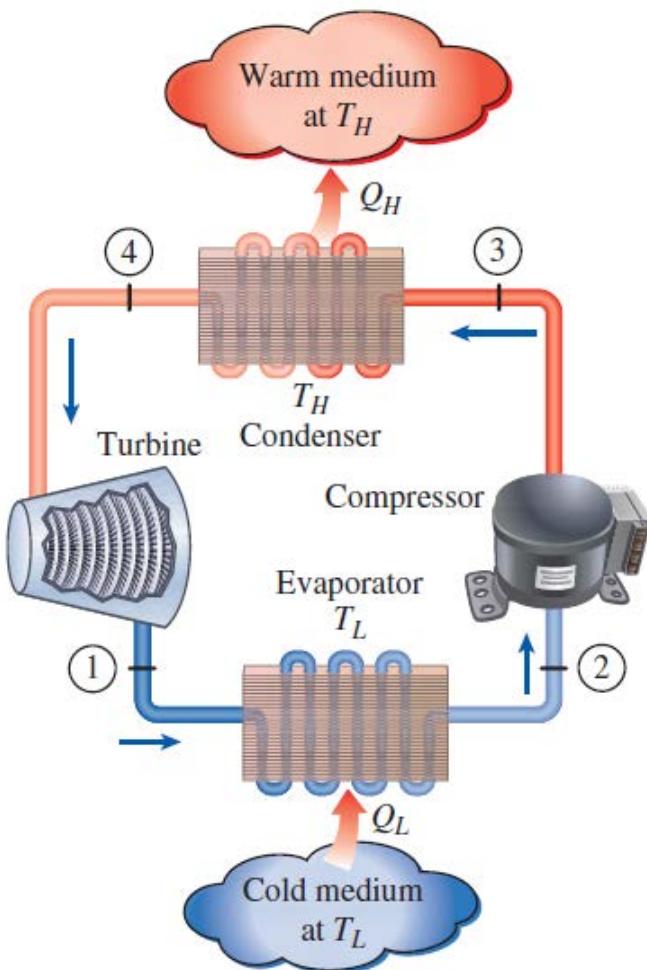
$$\text{COP}_{HP} = \text{COP}_R + 1$$

Voor vaste waarden van
 Q_L en Q_H

DE OMGEKEERDE CARNOT-CYCLUS

De omgekeerde Carnot-cyclus is de meest efficiënte koelcyclus die werkt tussen T_L en T_H .

Het is geen geschikt model voor koelcycli omdat de processen 2-3 en 4-1 niet praktisch zijn omdat proces 2-3 de compressie van een vloeistof-dampmengsel inhoudt, waarvoor een compressor nodig is die twee fasen aankan, en proces 4-1 de expansie van koelmiddel met een hoog vochtgehalte in een turbine inhoudt.



$$\text{COP}_{\text{R,Carnot}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$

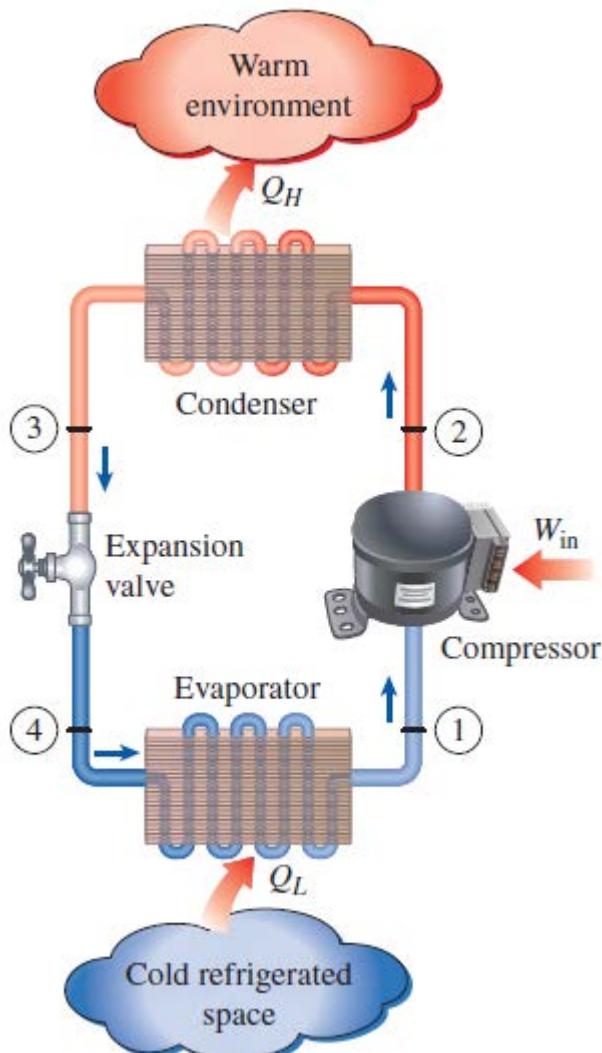
$$\text{COP}_{\text{HP,Carnot}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H}$$

Beide COP's nemen toe als het verschil tussen de twee temperaturen afneemt, dat wil zeggen als T_L stijgt of T_H daalt.

FIGURE 11–2

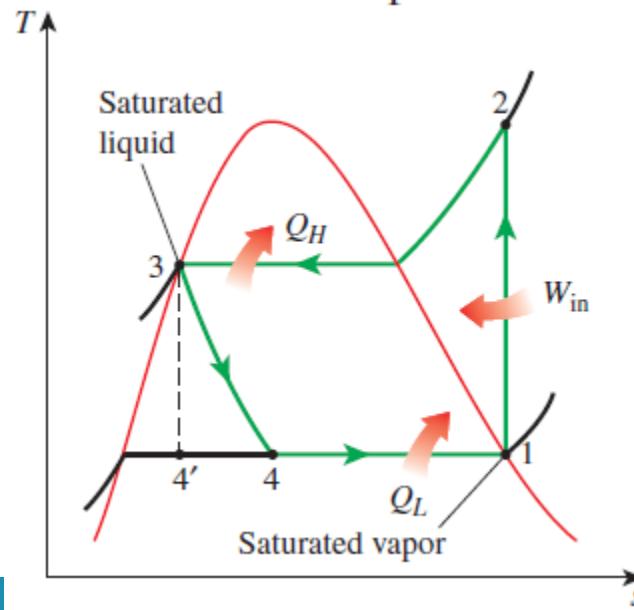
Schematic of a Carnot refrigerator and T - s diagram of the reversed Carnot cycle.

DE IDEALE DAMP-COMPRESSIE KOELCYCLUS



De damp-compressie koelcyclus is het ideale model voor koelsystemen. In tegenstelling tot de omgekeerde Carnot-cyclus wordt het koelmiddel volledig verdampht voordat het wordt gecomprimeerd en wordt de turbine vervangen door een smoormechanisme.

- 1-2 Isentropic compression in a compressor
- 2-3 Constant-pressure heat rejection in a condenser
- 3-4 Throttling in an expansion device
- 4-1 Constant-pressure heat absorption in an evaporator



Dit is de meest gebruikte cyclus voor koelkasten, airco systemen en warmtepompen.

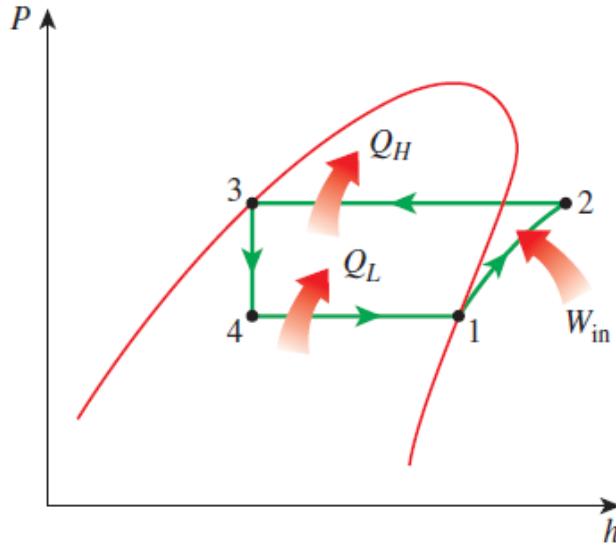


FIGURE 11-5

The *P-h* diagram of an ideal vapor compression refrigeration cycle.

Stationaire stroom energie balans $(q_{\text{in}} - q_{\text{out}}) + (w_{\text{in}} - w_{\text{out}}) = h_e - h_i$

$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{w_{\text{net,in}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$\text{COP}_{\text{HP}} = \frac{q_H}{w_{\text{net,in}}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

$$h_1 = h_g @ P_1 \text{ and } h_3 = h_f @ P_3$$

(Voor het ideale geval)

De ideale dampcompressie koelcyclus heeft een irreversibel proces (smoren) om het een realistischer model te maken voor de werkelijke systemen.

Het vervangen van de smoorklep door een turbine is niet praktisch omdat de extra voordelen de extra kosten en complexiteit niet rechtvaardigen.

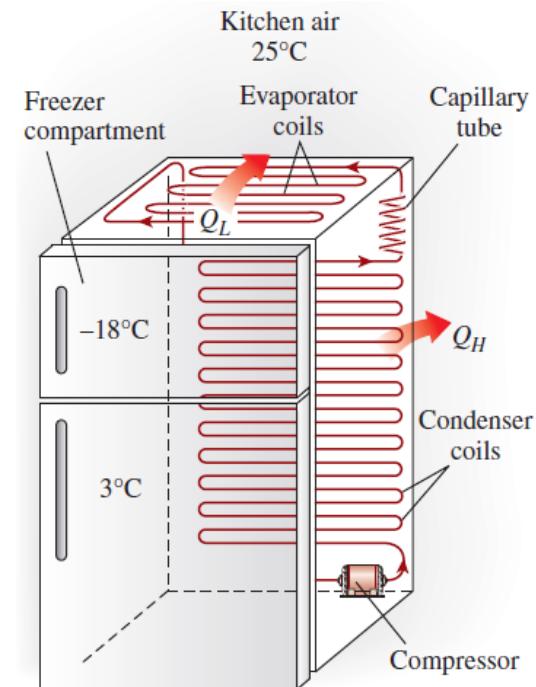
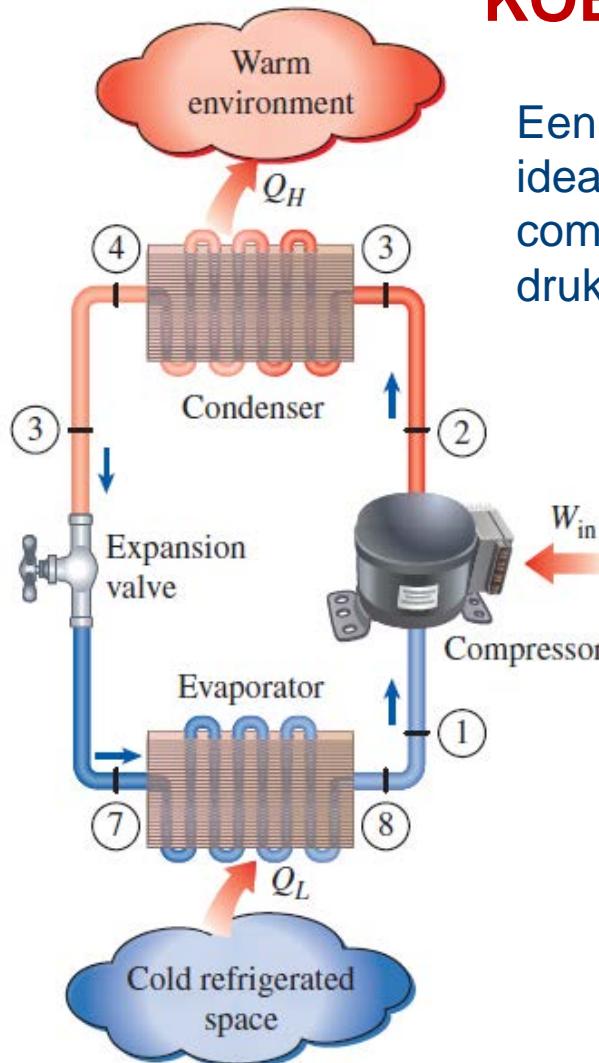


FIGURE 11-4

An ordinary household refrigerator.

WERKELIJKE DAMPCOMPRESSIE KOELCYCLUS



Een werkelijke damp-compressie koelcyclus verschilt van de ideale door de irreversibiliteiten die optreedt in verschillende componenten, voornamelijk door vloeistofwrijving (veroorzaakt drukverliezen) en warmtetransport van of naar de omgeving.

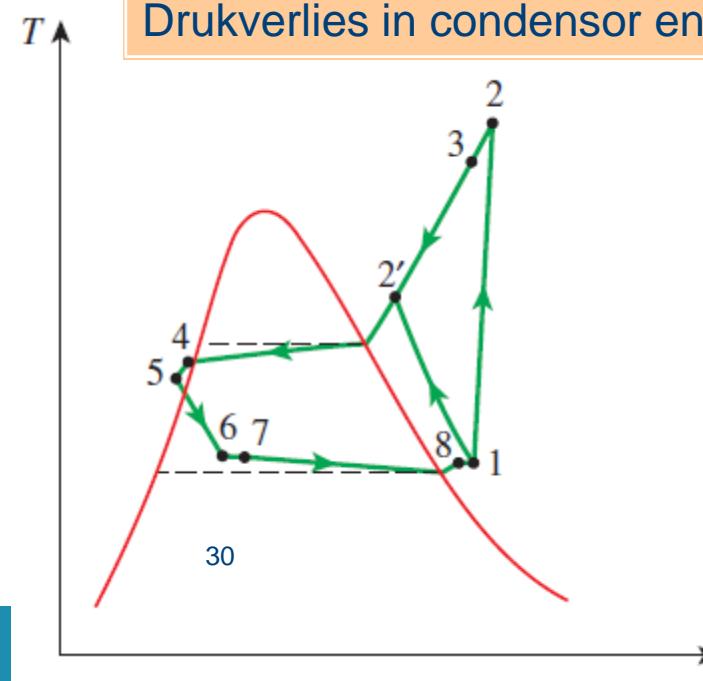
VERSCHILLEN

Niet-isentropische compressie

Oververhitte damp bij verdamperuitgang

Onderkoelde vloeistof bij condensoruitgang

Drukverlies in condensor en verdamper



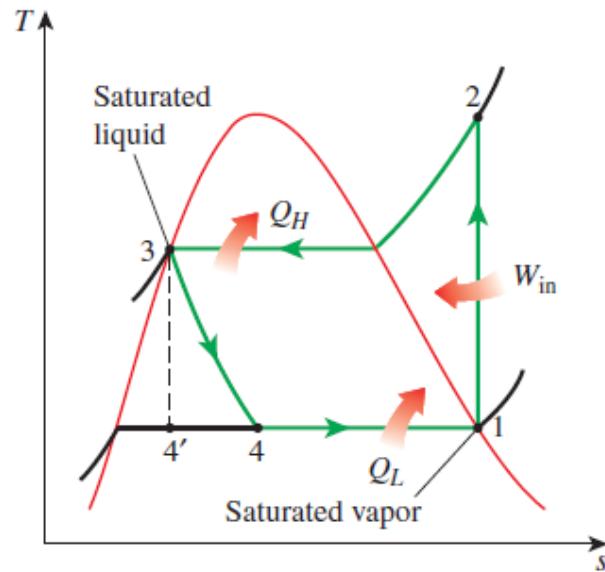
COP daalt
vanwege
irreversibiliteiten

FIGURE 11-7

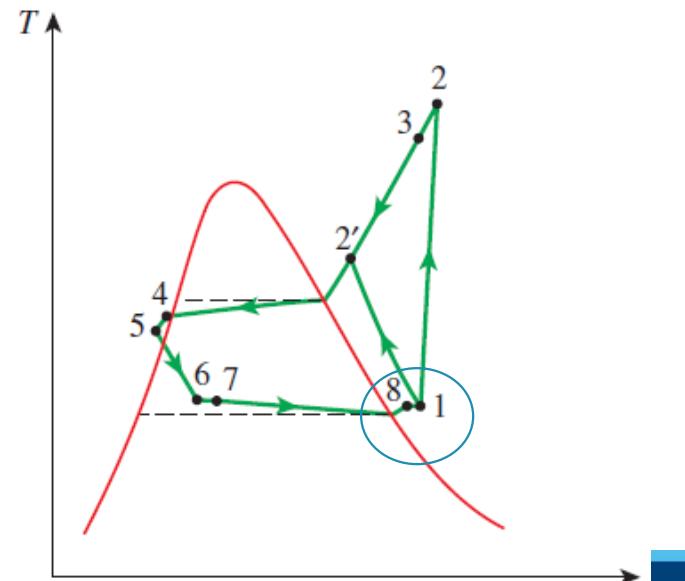
Schematic and T - s diagram for the actual vapor-compression refrigeration cycle.

- In de ideale cyclus verlaat het koelmiddel de verdamper en gaat het als verzadigde damp de compressor in
- In de praktijk is het misschien niet mogelijk om de toestand van het koelmiddel zo nauwkeurig te regelen.

→ Het is eenvoudiger om het systeem zo te ontwerpen dat het koudemiddel licht oververhit is bij de compressorinlaat. Deze lichte oververhitting zorgt ervoor dat het koudemiddel volledig verdampft wanneer het de compressor binnentreedt.



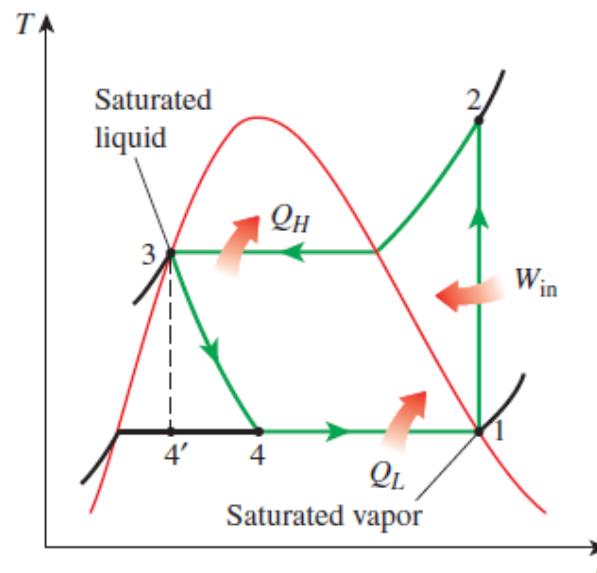
31



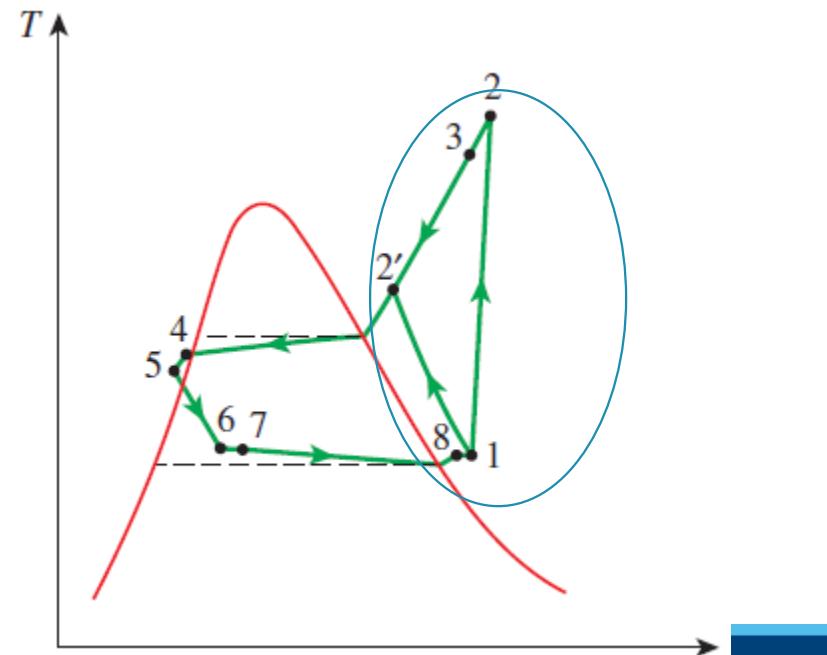
2

- Het compressieproces in de ideale cyclus is isentropisch.
- Het werkelijke proces heeft
 - 1) Wrijving, dat de entropie toeneemt, en
 - 2) Warmtetransport, dat de entropie kan verhogen of verlagen, afhankelijk van de richting.

→ Daarom kan de entropie van het koelmiddel tijdens een compressieproces toenemen (proces 1-2) of afnemen (proces 1-2'), afhankelijk van welke effecten overheersen.



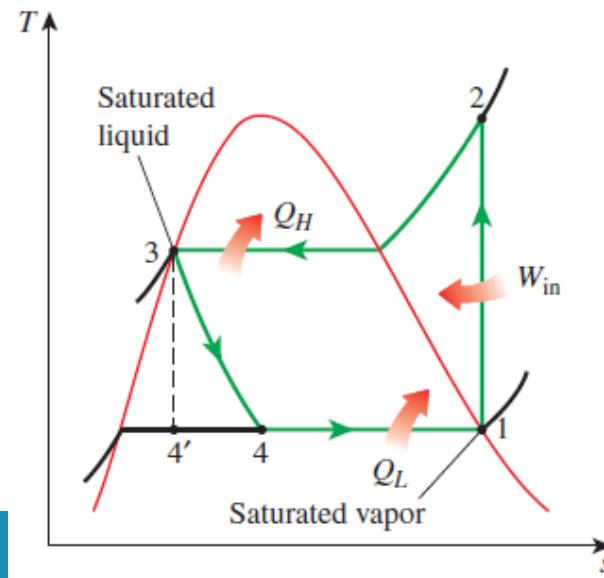
32



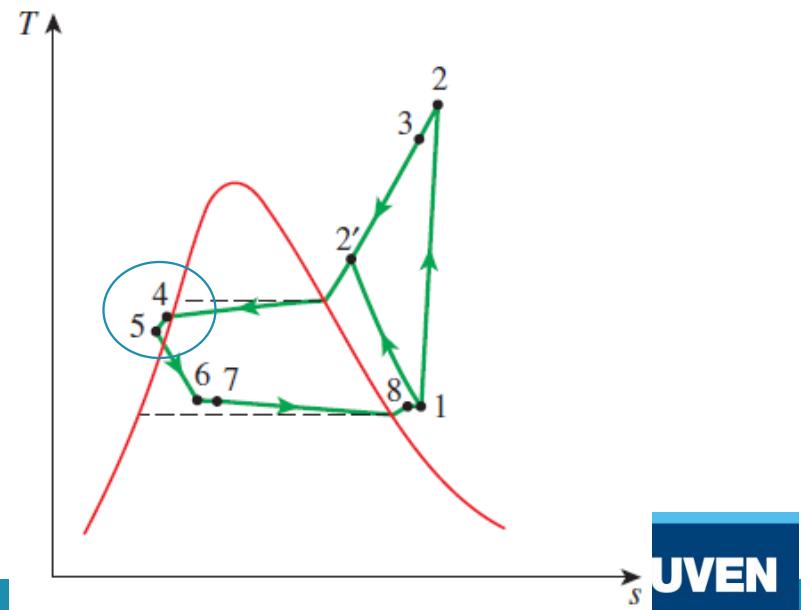
3

- In het ideale geval verlaat het koudemiddel de condensor als verzadigde vloeistof bij de uitgangsdruk van de compressor.
- In werkelijkheid,
 - 1) Het is onvermijdelijk dat er enig drukverlies optreedt in de condensor en in de leidingen die de condensor met de compressor en de smoorklep verbinden.
 - 2) Het is niet eenvoudig om het condensatieproces zo nauwkeurig uit te voeren dat het koudemiddel aan het einde een verzadigde vloeistof is, en het is ongewenst om het koudemiddel naar de smoorklep te leiden voordat het koudemiddel volledig gecondenseerd is.

→ Daarom wordt het koelmiddel enigszins afgekoeld voordat het de smoorklep binnengaat.



33



UVEN

TWEEDE-HOOFDWET ANALYSE VAN DAMP-COMPRESSIE KOELCYCLUS

De maximale COP van een koelcyclus die werkt tussen de temperatuurgrenzen T_L en T_H

$$\text{COP}_{\text{R,max}} = \text{COP}_{\text{R,rev}} = \text{COP}_{\text{R,Carnot}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$

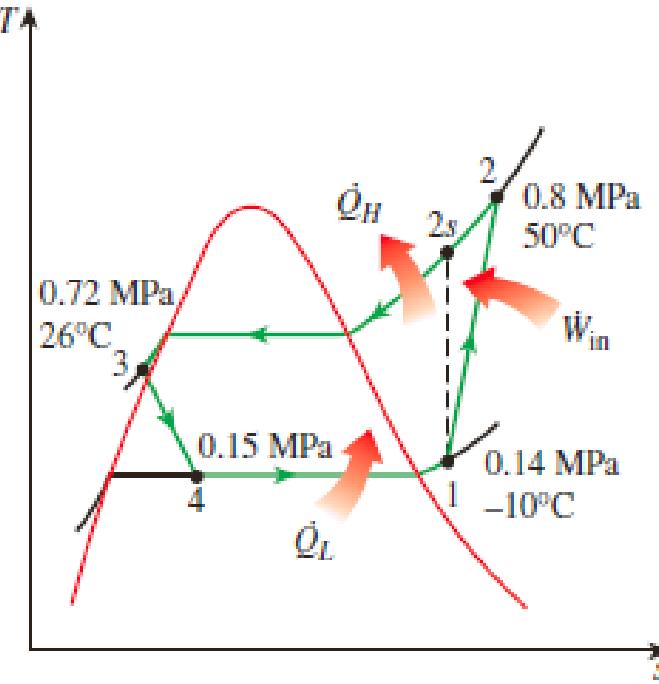
- Werkelijke koelcycli zijn niet zo efficiënt als ideale zoals de Carnot-cyclus vanwege de irreversibiliteiten.
- Maar de conclusie dat de COP omgekeerd evenredig is met het temperatuurverschil $T_H - T_L$ geldt net zo goed voor werkellijke koelcycli.

Voorbeeld

Koelmiddel-134a komt als oververhitte damp bij 0,14 MPa en -10°C met een snelheid van 0,05 kg/s de compressor van een koelkast binnen en verlaat deze bij 0,8 MPa en 50°C. Het koelmiddel wordt afgekoeld tot 26°C en 0,72 MPa in de condensor en wordt gas gegeven tot 0,15 MPa. Bepaal, zonder rekening te houden met warmtetransport en drukverliezen in de verbindingssleidingen tussen de componenten

- (a) de snelheid van warmteafvoer uit de gekoelde ruimte en het opgenomen vermogen van de compressor,
- (b) de isentropische efficiëntie van de compressor, en
- (c) de COP van de koelkast.

Oplossing



$$\left. \begin{array}{l} P_1 = 0.14 \text{ MPa} \\ T_1 = -10^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_1 = 246.37 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_2 = 0.8 \text{ MPa} \\ T_2 = 50^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_2 = 286.71 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_3 = 0.72 \text{ MPa} \\ T_3 = 26^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_3 \approx h_{f@26^\circ\text{C}} = 87.83 \text{ kJ/kg}$$

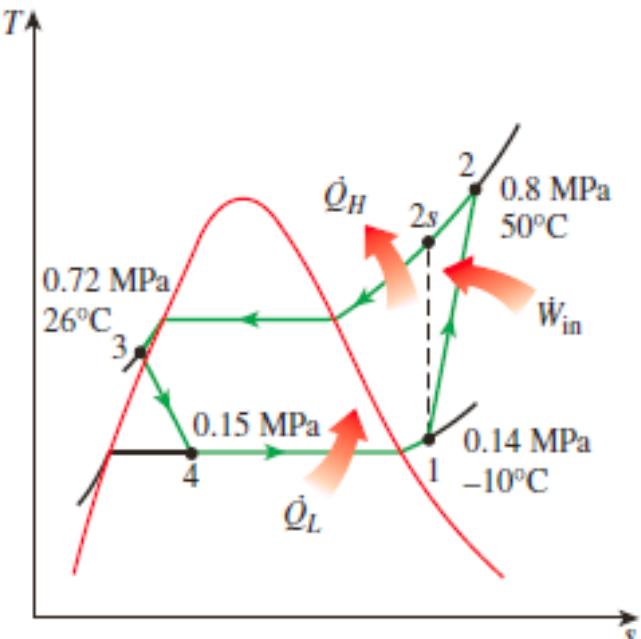
$$h_4 \approx h_3 (\text{throttling}) \rightarrow h_4 = 87.83 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_1 = 0.14 \text{ MPa} \\ T_1 = -10^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_1 = 246.37 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_2 = 0.8 \text{ MPa} \\ T_2 = 50^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_2 = 286.71 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_3 = 0.72 \text{ MPa} \\ T_3 = 26^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_3 \cong h_f @ 26^\circ\text{C} = 87.83 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 \cong h_3 (\text{throttling}) \rightarrow h_4 = 87.83 \text{ kJ/kg}$$



a) De warmteafvoer uit de gekoelde ruimte, Q_L , en het opgenomen vermogen van de compressor, W_{in} , worden bepaald aan de hand van hun definities:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_L &= \dot{m}(h_1 - h_4) \\ &= (0.05 \text{ kg/s})[(246.37 - 87.83) \text{ kJ/kg}] = 7.93 \text{ kW} \end{aligned}$$

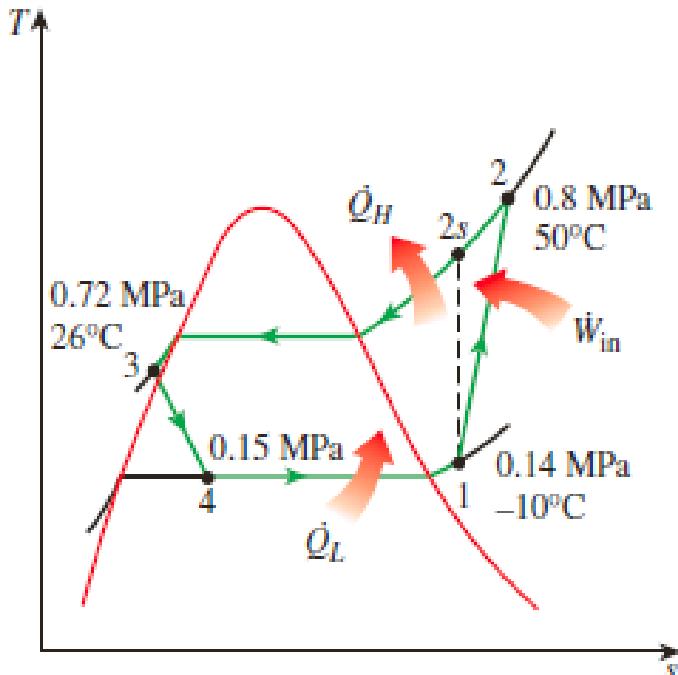
$$\begin{aligned} \dot{W}_{in} &= \dot{m}(h_2 - h_1) \\ &= (0.05 \text{ kg/s})[(286.71 - 246.37) \text{ kJ/kg}] = 2.02 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_1 = 0.14 \text{ MPa} \\ T_1 = -10^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_1 = 246.37 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_2 = 0.8 \text{ MPa} \\ T_2 = 50^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_2 = 286.71 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_3 = 0.72 \text{ MPa} \\ T_3 = 26^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_3 \cong h_f @ 26^\circ\text{C} = 87.83 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 \cong h_3 (\text{throttling}) \rightarrow h_4 = 87.83 \text{ kJ/kg}$$



b) **de isentropische efficiëntie van de compressor,**

$$\eta_c = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$\begin{aligned} P_{2s} &= 0.8 \text{ MPa} \\ s_{2s} &= s_1 = 0.9724 \text{ kJ/kg.K} \end{aligned}$$

$$= \frac{284.20 - 246.37}{286.72 - 246.37} = 0.938 = 93.8\%$$

c) ***COP***

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{in}} = \frac{7.93kW}{2.02kW} = 3.93$$

WARMTEPOMP SYSTEMEN

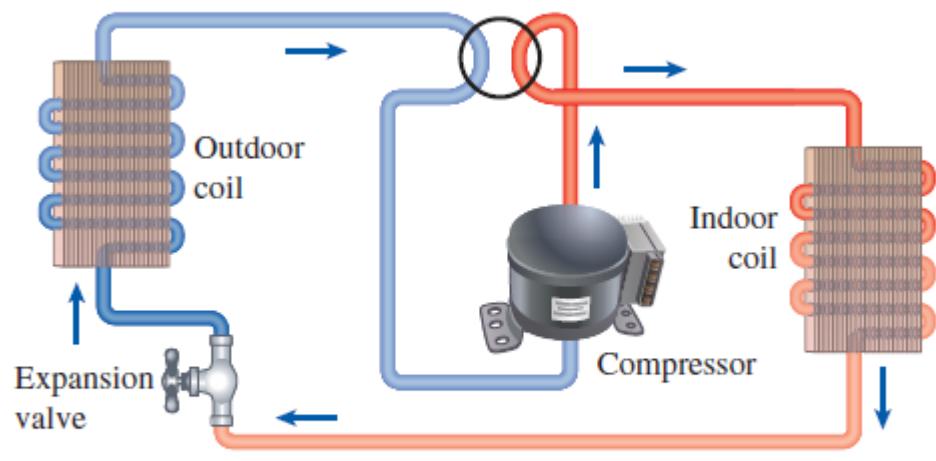
De meest gebruikte energiebron voor warmtepompen is atmosferische lucht (lucht-luchtsystemen).

Waterbronsystemen gebruiken meestal bronwater en aardwarmtepompen gebruiken de aarde als energiebron. Deze hebben meestal een hogere COP, maar zijn complexer en duurder om te installeren.

Zowel de capaciteit als de efficiëntie van een warmtepomp daalt aanzienlijk bij lage temperaturen. Daarom hebben de meeste luchtwarmtepompen een aanvullend verwarmingssysteem nodig, zoals elektrische weerstandverwarmers of een gasoven.

Warmtepompen zijn het meest concurrerend in gebieden met een grote koelbelasting tijdens het koelseizoen en een relatief kleine verwarmingsbelasting tijdens het verwarmingsseizoen. In deze gebieden kan de warmtepomp voorzien in alle koel- en verwarmingsbehoeften van residentiële of commerciële gebouwen.

Heat Pump Operation—Heating Mode
Reversing valve



Heat Pump Operation—Cooling Mode
Reversing valve

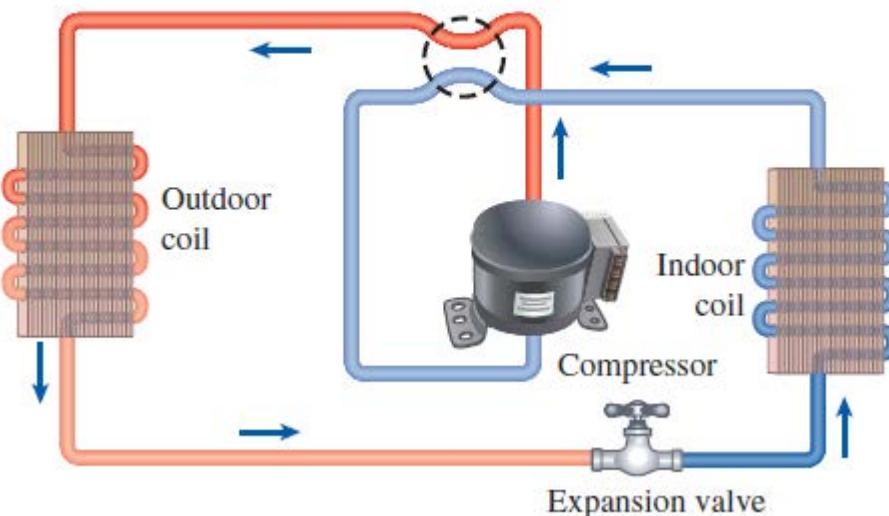


FIGURE 9–59

A heat pump can be used to heat a house in winter and to cool it in summer.



Warmtetransport basisconcepten en stationaire conductie



THERMODYNAMICA EN WARMTETRANSPORT

- **Thermodynamica:** hoeveelheid warmtetransport tussen equilibrium toestanden
- **Warmtetransport:** warmtetransportsnelheid en temperatuurverandering
- Bestuurder voor warmtetransport – temperatuurverschil (wermtetransport van hoge tot lage temperatuur)
- Het warmtetransport stopt wanneer de twee media dezelfde temperatuur bereiken.
- Warmte kan op drie verschillende manieren worden overgedragen:
conductie, convectie, straling

Modelleren in engineering

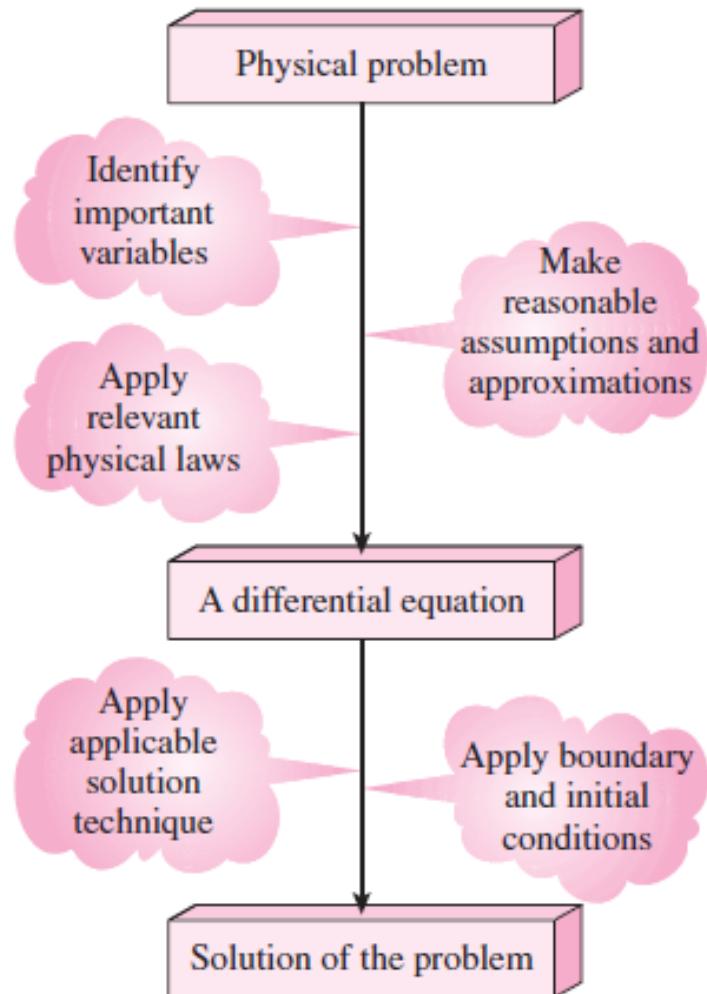


FIGURE 1–6
Mathematical modeling
of physical problems.

3

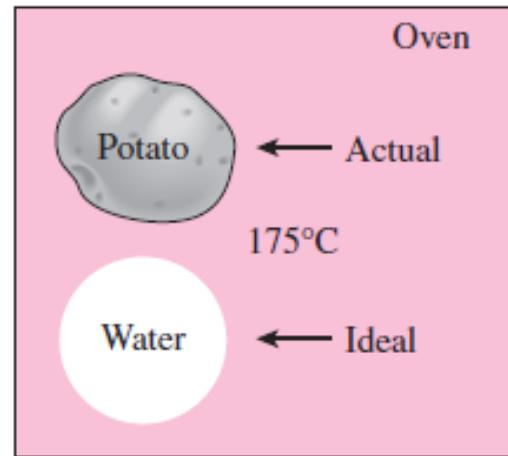


FIGURE 1–7

Modeling is a powerful engineering tool that provides great insight and simplicity at the expense of some accuracy.

Oppervlak energy balans

Een oppervlak bevat geen volume of massa en dus geen energie. Daarom kan een oppervlak gezien worden als een fictief systeem waarvan de energieinhoud constant blijft tijdens een proces.

Surface energy balance: $\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$

Deze relatie is geldig voor zowel stationaire als transiënte omstandigheden en de energiebalans van het oppervlak heeft geen betrekking op warmteontwikkeling omdat een oppervlak geen volume heeft.

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3$$

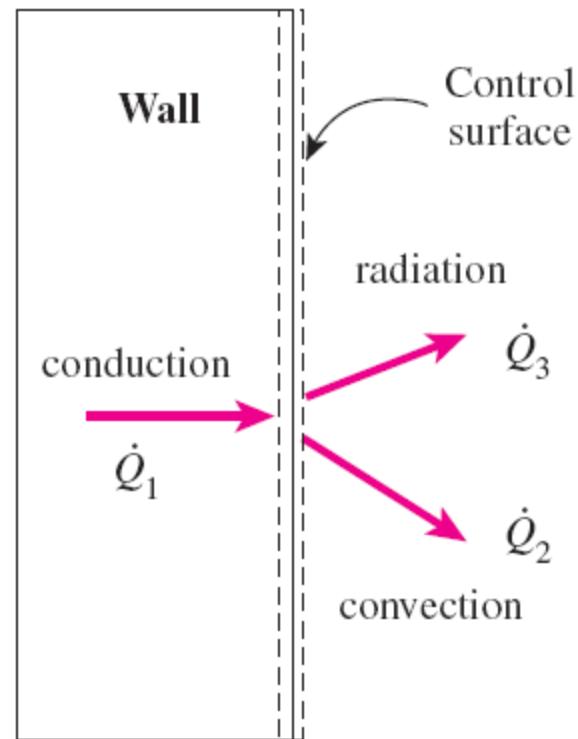


FIGURE 1–19

Energy interactions at the outer wall surface of a house.

When the directions of interactions are not known, all energy interactions can be assumed to be towards the surface, and the surface energy balance can be expressed as $\sum \dot{E}_{\text{in}} = 0$. Note that the interactions in opposite direction will end up having negative values, and balance this equation.

CONDUCTIE

Conductie: De transport van energie van de meer energetische deeltjes van een stof naar de aangrenzende minder energetische deeltjes als gevolg van interacties tussen de deeltjes.

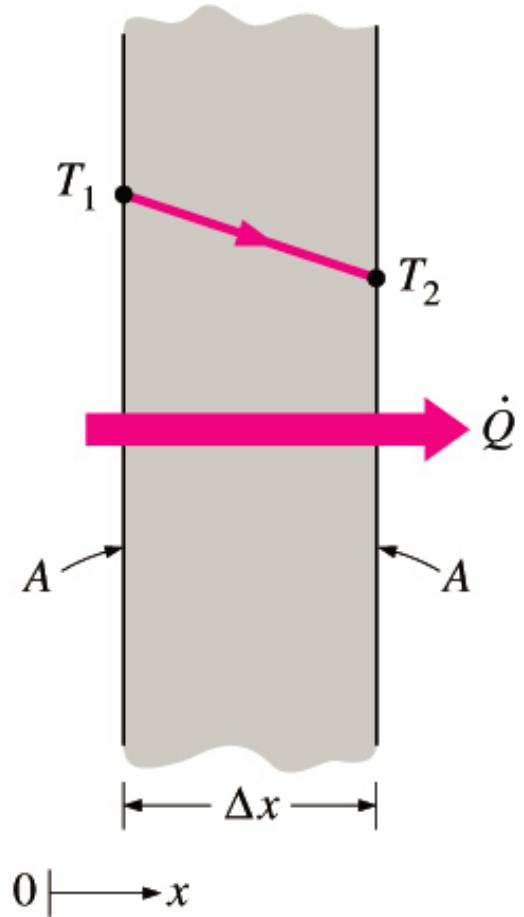
In gassen en vloeistoffen, wordt conductie veroorzaakt door de botsingen en diffusie van de moleculen tijdens hun willekeurige beweging.

In vaste stoffen, wordt het veroorzaakt door de combinatie van trillingen van de moleculen in een rooster en het energietransport door vrije elektronen.

De snelheid van warmteconduktie door een vlakke laag is evenredig met het temperatuurverschil over de laag en het warmtetransportgebied, maar is omgekeerd evenredig met de dikte van de laag.

$$\text{Rate of heat conduction} \propto \frac{(\text{Area})(\text{Temperature difference})}{\text{Thickness}}$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (\text{W})$$



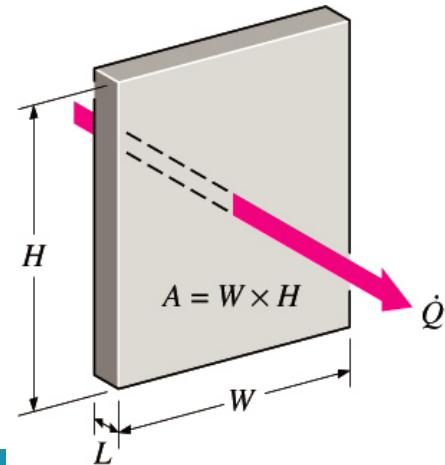
Conductie door een grote vlakke wand met dikte Δx en oppervlakte A .

Als $x \rightarrow 0$ $\dot{Q}_{\text{cond}} = -kA \frac{dT}{dx}$ Fourier's wet van conductie

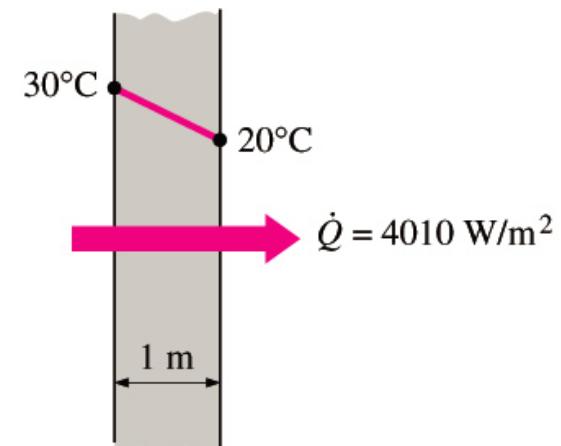
Thermische conductiviteit, k : Een maat voor het vermogen van een materiaal om warmte te geleiden.

Temperatuurgradiënt dT/dx : De helling van de temperatuurcurve op een T-x diagram.

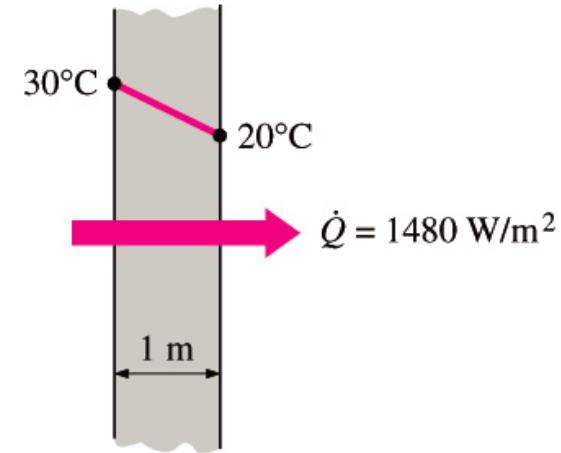
Warmte wordt geleid in de richting van afnemende temperatuur en de temperatuurgradiënt wordt negatief als de temperatuur afneemt met toenemende x . Het negatieve teken in de vergelijking zorgt ervoor dat het warmtetransport in de positieve x -richting een positieve grootheid is.



6



(a) Copper ($k = 401 \text{ W/m}\cdot\text{°C}$)



(b) Silicon ($k = 148 \text{ W/m}\cdot\text{°C}$)

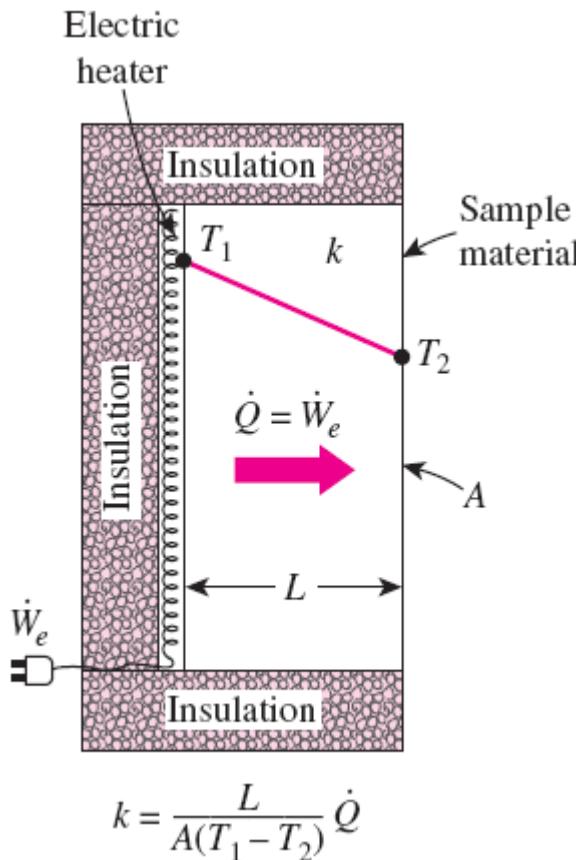
De conductie door een vaste stof is recht evenredig met de conductiviteit van de vaste stof.

Thermische Conductiviteit

Thermische conductiviteit: De snelheid van warmtetransport door een dikte-eenheid van het materiaal per oppervlakte-eenheid per temperatuurverschil-eenheid.

De thermische conductiviteit van een materiaal is een maat voor het vermogen van het materiaal om warmte te geleiden.

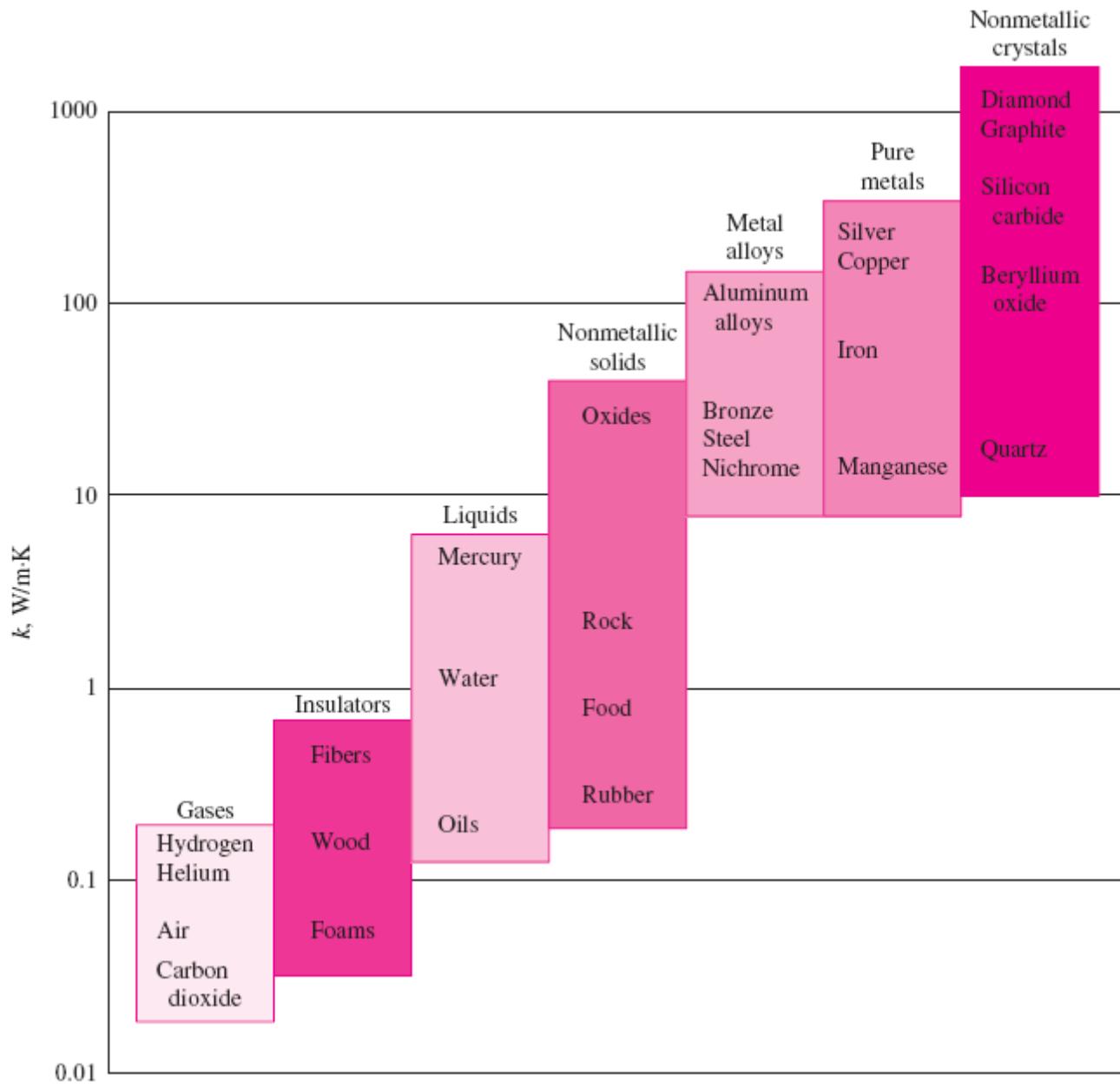
Een hoge waarde voor thermische conductiviteit geeft aan dat het materiaal een goede warmtegeleider is en een lage waarde geeft aan dat het materiaal een slechte warmtegeleider of isolator is.



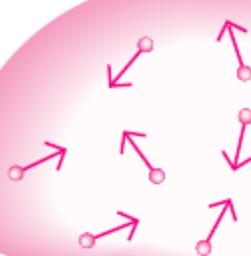
$$k = \frac{L}{A(T_1 - T_2)} \dot{Q}$$

Material	$k, \text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}^*$
Diamond	2300
Silver	429
Copper	401
Gold	317
Aluminum	237
Iron	80.2
Mercury (l)	8.54
Glass	0.78
Brick	0.72
Water (l)	0.607
Human skin	0.37
Wood (oak)	0.17
Helium (g)	0.152
Soft rubber	0.13
Glass fiber	0.043
Air (g)	0.026
Urethane, rigid foam	0.026

Een eenvoudige experimentele opstelling om de thermische conductiviteit van een materiaal te bepalen.



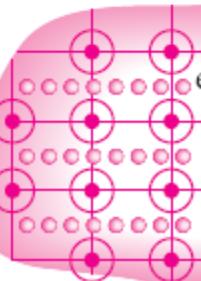
Het bereik van
thermische
conductiviteit
van
verschillende
materialen bij
kamertemperatuur.



- Gas
- Molecular collisions
 - Molecular diffusion



- Liquid
- Molecular collisions
 - Molecular diffusion



- Solid
- Lattice vibrations
 - Flow of free electrons

De thermische conductiviteit van gassen zoals lucht verschilt met een factor 10^4 van die van zuivere metalen zoals koper.

Zuivere kristallen en metalen hebben de hoogste conductiviteit en gassen en isolerende materialen de laagste.

TABLE 1–2

The thermal conductivity of an alloy is usually much lower than the thermal conductivity of either metal of which it is composed

Pure metal or alloy	k , W/m·K, at 300 K
Copper	401
Nickel	91
<i>Constantan</i> (55% Cu, 45% Ni)	23
Copper	401
Aluminum	237
<i>Commercial bronze</i> (90% CU, 10% Al)	52

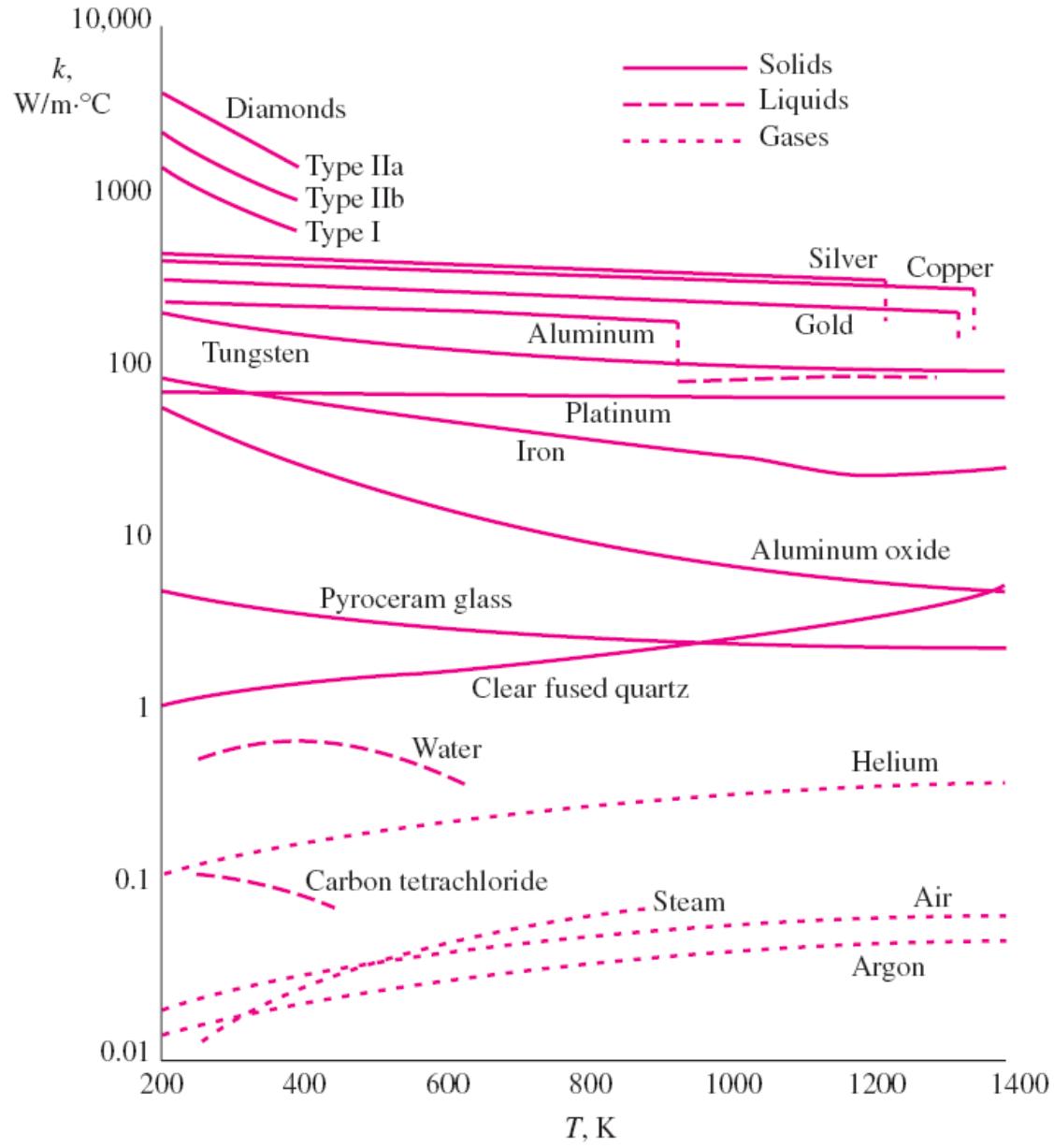


TABLE 1–3

Thermal conductivities of materials vary with temperature

T , K	k , W/m·K	
	Copper	Aluminum
100	482	302
200	413	237
300	401	237
400	393	240
600	379	231
800	366	218

Thermische diffusiviteit

c_p soortelijke warmtecapaciteit, J/kg·°C:

Warmtecapaciteit per massa-eenheid

ρc_p warmtecapaciteit, J/m³·°C:

Warmtecapaciteit per volume-eenheid

α Thermische diffusiviteit, m²/s: Geeft weer hoe snel warmte zich door een materiaal verspreidt

$$\alpha = \frac{\text{Heat conduction}}{\text{Heat storage}} = \frac{k}{\rho c_p} \quad (\text{m}^2/\text{s})$$

Een materiaal met een hoge thermische conductiviteit of een lage warmtecapaciteit zal uiteraard een grote thermische diffusie hebben.

Hoe groter de thermische diffusiviteit, hoe sneller de warmte zich in het medium verspreidt.

Een kleine waarde van thermische diffusie betekent dat warmte grotendeels wordt geabsorbeerd door het materiaal en dat een kleine hoeveelheid warmte verder wordt geleid.

The thermal diffusivities of some materials at room temperature

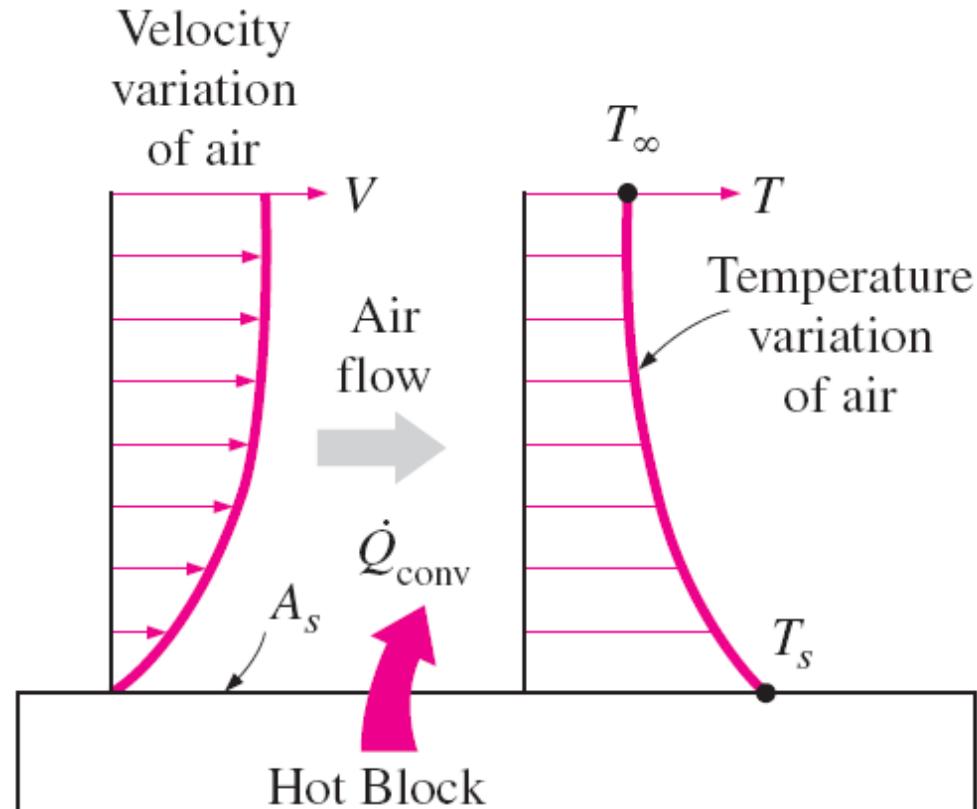
Material	α , m ² /s*
Silver	149×10^{-6}
Gold	127×10^{-6}
Copper	113×10^{-6}
Aluminum	97.5×10^{-6}
Iron	22.8×10^{-6}
Mercury (l)	4.7×10^{-6}
Marble	1.2×10^{-6}
Ice	1.2×10^{-6}
Concrete	0.75×10^{-6}
Brick	0.52×10^{-6}
Heavy soil (dry)	0.52×10^{-6}
Glass	0.34×10^{-6}
Glass wool	0.23×10^{-6}
Water (l)	0.14×10^{-6}
Beef	0.14×10^{-6}
Wood (oak)	0.13×10^{-6}

CONVECTIE

Convectie: De manier van energietransport tussen een vast oppervlak en de aangrenzende vloeistof of het gas dat in beweging is, en het gaat om de gecombineerde effecten van conductie en vloeistofbeweging.

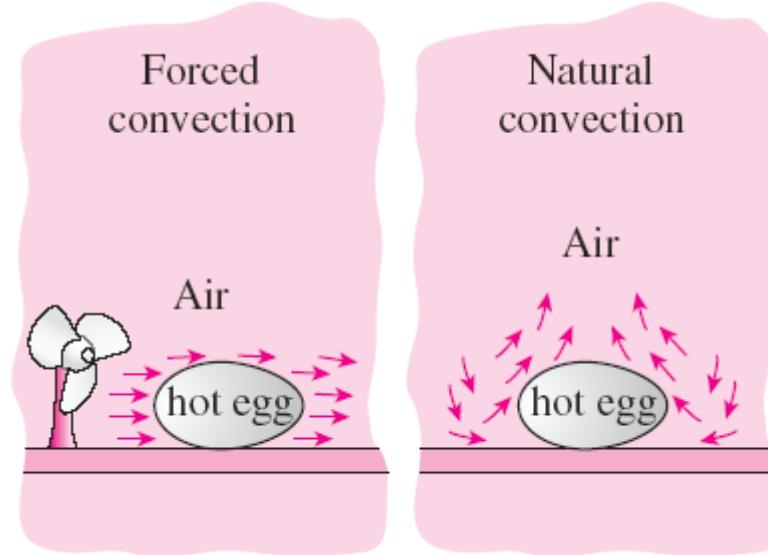
Hoe sneller de vloeistofbewegingen, hoe groter de convectiewarmtransport.

Bij afwezigheid van enige beweging van de bulkvloeistof vindt warmtetransport tussen een vast oppervlak en de aangrenzende vloeistof plaats door middel van pure geleiding.



Gedwongen convectie: Als de vloeistof wordt gedwongen om over het oppervlak te stromen door externe middelen zoals een ventilator, pomp of de wind.

Natuurlijke (of vrije) convectie: Als de vloeistofbeweging wordt veroorzaakt door opwaartse krachten die worden veroorzaakt door dichtheidsverschillen als gevolg van de temperatuurvariatie in de vloeistof.



Het koelen van een gekookt ei door geforceerde en natuurlijke convectie.

Warmtetransportprocessen waarbij de fase van een vloeistof verandert, worden ook als convectie beschouwd vanwege de vloeistofbeweging die tijdens het proces ontstaat, zoals het opstijgen van de dampbellen tijdens het koken of het vallen van de vloeistofdruppels tijdens condensatie.

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA_s(T_s - T_\infty)$$

(W) Wet van Newton voor afkoeling

h
A_s
T_s
T_∞

convectiewarmtetransportscoëfficiënt, W/m² · °C
het oppervlak waardoor convectiewarmtetransport plaatsvindt
de oppervlaktetemperatuur
vrije stroom temperatuur

h is **geen** vloeistofeigenschap.

Het is een experimenteel bepaalde parameter waarvan de waarde afhangt van alle variabelen die convectie beïnvloeden, zoals

- de oppervlaktegeometrie
- de aard van vloeistofbeweging
- eigenschappen van de vloeistof
- bulkvloeistofsnelheid

Typical values of convection heat transfer coefficient

Type of convection	<i>h</i> , W/m ² · °C*
Free convection of gases	2–25
Free convection of liquids	10–1000
Forced convection of gases	25–250
Forced convection of liquids	50–20,000
Boiling and condensation	2500–100,000

STRALING

- **Straling:** De energie die door materie wordt uitgezonden in de vorm van elektromagnetische golven (of fotonen) als gevolg van de veranderingen in de elektronische configuraties van de atomen of moleculen.
- In tegenstelling tot conductie en convectie is er voor de transport van warmte door straling geen tussenliggend medium nodig.
- In warmtetransportstudies zijn we geïnteresseerd in warmtestraling, de vorm van straling die door lichamen wordt uitgezonden vanwege hun temperatuur.
- Alle lichamen met een temperatuur boven het absolute nulpunt zenden warmtestraling uit.
- Straling is een volumetrisch fenomeen en alle vaste stoffen, vloeistoffen en gassen zenden in meer of mindere mate straling uit, absorberen deze of zenden deze uit.
- Straling wordt echter meestal beschouwd als *oppervlakteverschijnsel* voor vaste stoffen.

$$\dot{Q}_{\text{emit, max}} = \sigma A_s T_s^4$$

(W) **Stefan–Boltzmann wet**

$$\sigma = 5.670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4 \text{ Stefan–Boltzmann constant}$$

Blackbody: Het geïdealiseerde oppervlak dat maximale straling uitzendt.

$$\dot{Q}_{\text{emit}} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4$$

(W)

Straling uitgezonden door
echte oppervlakken

Emissiviteit ε : Een maat voor hoe dicht een oppervlak een blackbody benadert waarvoor $\varepsilon=1$ van het oppervlak. $0 \leq \varepsilon \leq 1$.

$$T_s = 400 \text{ K}$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{emit, max}} &= \sigma T_s^4 \\ &= 1452 \text{ W/m}^2\end{aligned}$$



Blackbody ($\varepsilon = 1$)

Blackbodystraling vertegenwoordigt de maximale hoeveelheid straling die van een oppervlak kan worden uitgezonden bij een bepaalde temperatuur

Emissivities of some materials
at 300 K

Material	Emissivity
Aluminum foil	0.07
Anodized aluminum	0.82
Polished copper	0.03
Polished gold	0.03
Polished silver	0.02
Polished stainless steel	0.17
Black paint	0.98
White paint	0.90
White paper	0.92–0.97
Asphalt pavement	0.85–0.93
Red brick	0.93–0.96
Human skin	0.95
Wood	0.82–0.92
Soil	0.93–0.96
Water	0.96
Vegetation	0.92–0.96

Netto

stralingswarmtetransport:

Het verschil tussen de hoeveelheid straling die door het oppervlak wordt uitgezonden en de hoeveelheid straling die wordt geabsorbeerd.

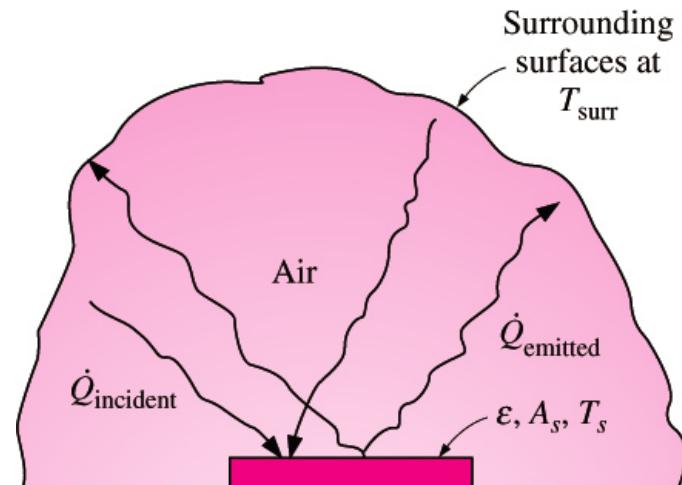
Netto stralingswarmtetransport hangt af van

- oppervlakteoriëntatie
- oppervlak eigenschappen
- het medium tussen de oppervlakken met straling

Straling is meestal significant ten opzichte van conductie of natuurlijke convectie, maar verwaarloosbaar ten opzichte van gedwongen convectie.

Wanneer een oppervlak volledig wordt omsloten door een veel groter (of zwart) oppervlak met een temperatuur T_{surr} , gescheiden door een gas (zoals lucht) dat niet tussenkomt in de straling, is de netto stralingswarmtetransport tussen deze twee oppervlakkentwee oppervlakken gegeven door

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \varepsilon\sigma A_s (T_s^4 - T_{\text{surr}}^4) \quad (\text{W})$$



$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \varepsilon\sigma A_s (T_s^4 - T_{\text{surr}}^4)$$

Wanneer straling en convectie tegelijkertijd optreden tussen een oppervlak en een gas:

$$\dot{Q}_{\text{total}} = h_{\text{combined}} A_s (T_s - T_\infty) \quad (\text{W})$$

Gecombineerde warmtetransportcoëfficiënt h_{combined}

Omvat de effecten van zowel convectie als straling

$$\dot{Q}_{\text{total}} = \dot{Q}_{\text{conv}} + \dot{Q}_{\text{rad}} = h_{\text{conv}} A_s (T_s - T_{\text{surr}}) + \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{\text{surr}}^4)$$

$$\dot{Q}_{\text{total}} = h_{\text{combined}} A_s (T_s - T_\infty) \quad (\text{W})$$

$$h_{\text{combined}} = h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}} = h_{\text{conv}} + \varepsilon \sigma (T_s + T_{\text{surr}})(T_s^2 + T_{\text{surr}}^2)$$

MECHANISMEN VOOR GELIJKTIJDIGE WARMTETRANSPORT

Warmtetransport vindt alleen plaats door conductie in ondoorzichtige vaste stoffen, maar door conductie en straling in halfdoorzichtige vaste stoffen.

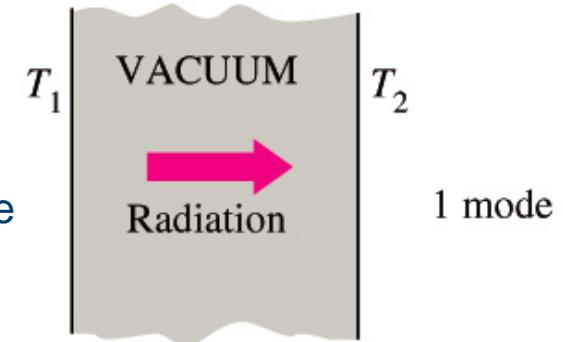
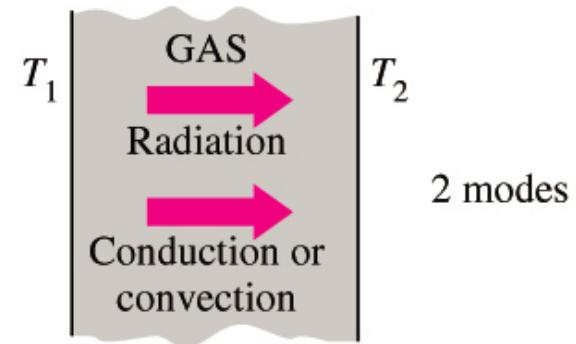
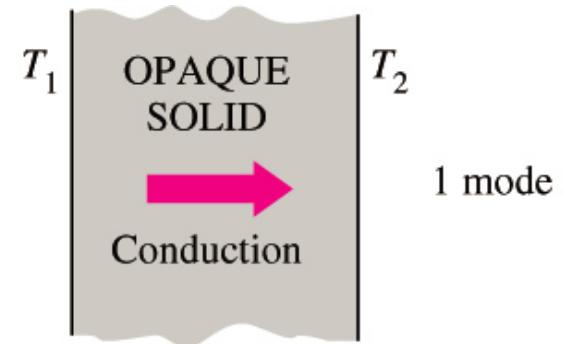
Warmtetransport vindt plaats door conductie en mogelijk door straling in een stilstaande vloeistof (geen bulkvloeistofbeweging) en door convectie en straling in een stromende vloeistof.

Convectie = conductie + vloeistofbeweging

Warmtetransport door een vacuüm gebeurt door straling.

De meeste gassen tussen twee vaste oppervlakken verstoren de straling niet.

Vloeistoffen zijn meestal sterke stralingsabsorbers.



Hoewel er drie mechanismen van warmtetransport zijn, kunnen er bij een medium slechts twee tegelijkertijd een rol spelen.

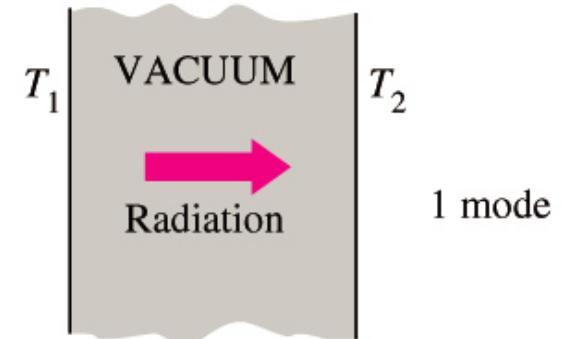
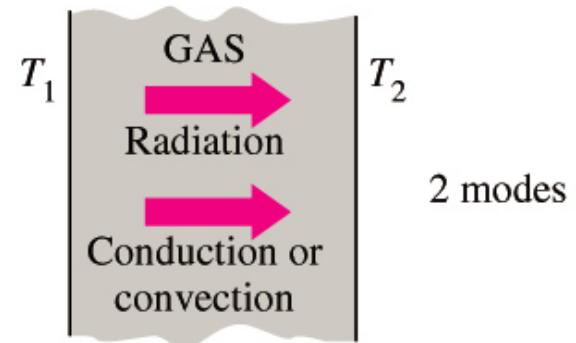
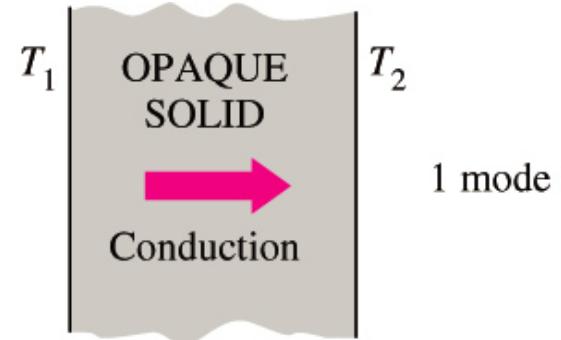
MECHANISMEN VOOR GELIJKTIJDIGE WARMTETRANSPORT – ALGEMENE RICHTLIJNEN

Ondoorzichtige vaste stof – alleen conductie

Halfdoorzichtige vaste stof – conductie + straling

Vloeistof – convectie (straling meestal verwaarloosbaar door verzwakking; kan puur conductie zijn als er geen bulkbeweging is)

Gas – convectie en straling (vooral als het gas bij benadering zo transparant is als lucht, andere diatomische moleculen); kan pure conductie zijn als er geen bulkvloeistofbeweging is



STATIONAIRE WARMTECONDUCTIE IN VLAKKE WANDEN

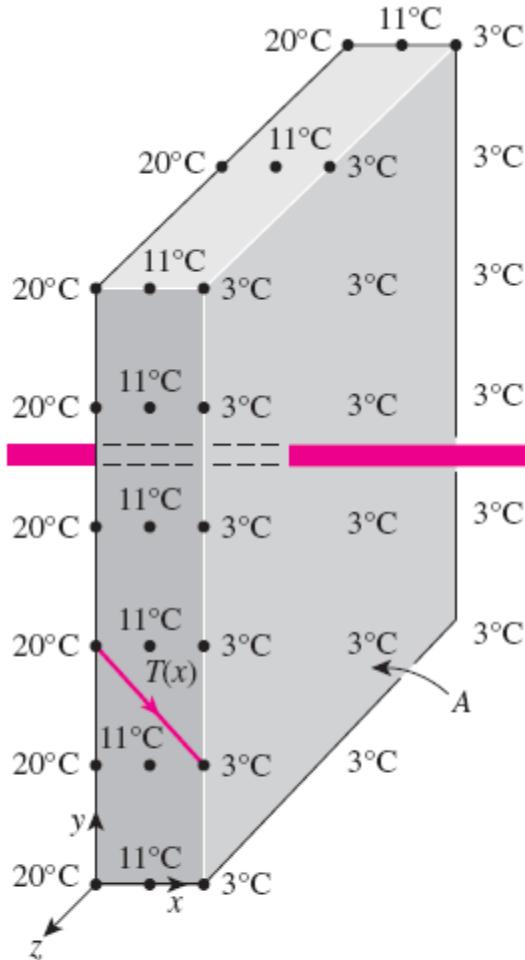


FIGURE 3-1

Heat transfer through a wall is one-dimensional when the temperature of the wall varies in one direction only.

De warmteovertransport door de muur van een huis kan worden gemodelleerd als gelijkmatig en eendimensionaal.

De temperatuur van de wand hangt in dit geval af van slechts één richting (zeg de x -richting) en kan worden uitgedrukt als $T(x)$.

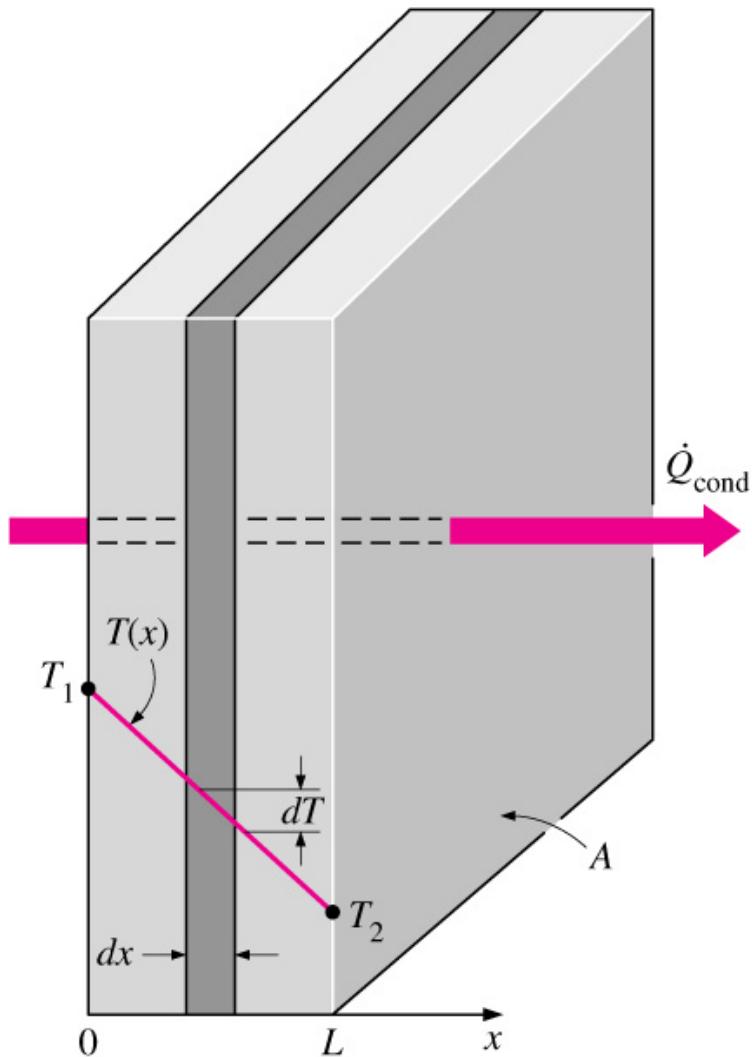
$$\begin{pmatrix} \text{Rate of} \\ \text{heat transfer} \\ \text{into the wall} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} \text{Rate of} \\ \text{heat transfer} \\ \text{out of the wall} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \text{Rate of change} \\ \text{of the energy} \\ \text{of the wall} \end{pmatrix}$$
$$\dot{Q}_{\text{in}} - \dot{Q}_{\text{out}} = \frac{dE_{\text{wall}}}{dt} \quad dE_{\text{wall}}/dt = 0$$

voor stationaire werking

Bij een constante werking is het warmtetransport door de wand constant.

$$\dot{Q}_{\text{cond, wall}} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (\text{W})$$

Fourier's wet
van conductie



$$dT/dx = \text{const.}$$

$$\dot{Q}_{\text{cond, wall}} = -kA \frac{dT}{dx}$$

$$\int_{x=0}^L \dot{Q}_{\text{cond, wall}} dx = - \int_{T=T_1}^{T_2} kA dT$$

$$\dot{Q}_{\text{cond, wall}} = kA \frac{T_1 - T_2}{L} \quad (\text{W})$$

De conductie door een vlakke wand is evenredig met de gemiddelde conductie, het wandoppervlak en het temperatuurverschil, maar is omgekeerd evenredig met de wanddikte.

Zodra de conductiesnelheid beschikbaar is, kan de temperatuur $T(x)$ op elke locatie x worden bepaald door T_2 te vervangen door T en L door x .

Thermische weerstand

$$\dot{Q}_{\text{cond, wall}} = kA \frac{T_1 - T_2}{L}$$

$$\dot{Q}_{\text{cond, wall}} = \frac{T_1 - T_2}{R_{\text{wall}}} \quad (\text{W})$$

$$R_{\text{wall}} = \frac{L}{kA} \quad (\text{°C/W})$$

Conductieweerstand van de wand :

Warmteweerstand van de muur tegen conductie.

De thermische weerstand van een medium hangt af van de geometrie en de thermische eigenschappen van het medium.

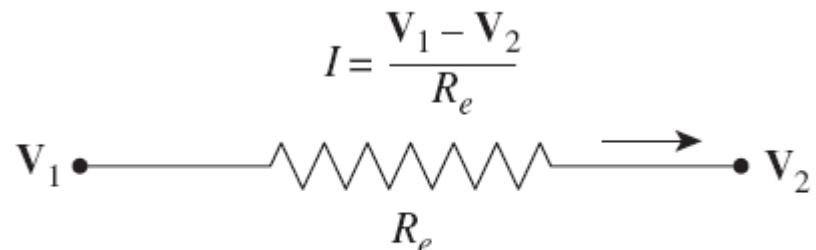
$$I = \frac{\mathbf{V}_1 - \mathbf{V}_2}{R_e} \quad R_e = L/\sigma_e A$$

Electrische weerstand

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{R}$$



(a) Heat flow



(b) Electric current flow

Warmtetransportsnelheid → electrische stroom
thermische weerstand → electrical resistance
temperatuurverschil → spanningsverschil

Wet van Newton voor afkoeling

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA_s(T_s - T_\infty)$$

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = \frac{T_s - T_\infty}{R_{\text{conv}}} \quad (\text{W})$$

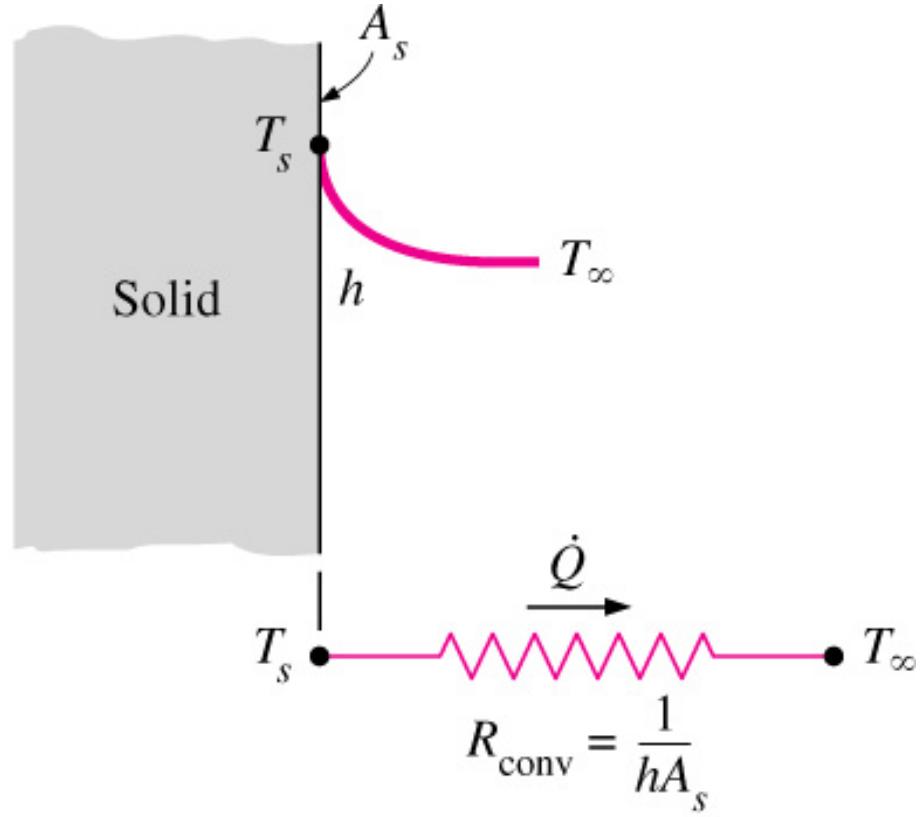
$$R_{\text{conv}} = \frac{1}{hA_s} \quad (\text{°C/W})$$

Convectieweerstand van het oppervlak : Thermische weerstand van het oppervlak tegen warmteconvektie.

Wanneer de convectiewarmtetransportcoëfficiënt erg groot is ($h \rightarrow \infty$), wordt de convectieweerstand nul en is $T_s \approx T$.

Dat wil zeggen dat het oppervlak geen weerstand biedt tegen convektie en dus het warmtetransportproces niet vertraagt.

Deze situatie wordt in de praktijk benaderd bij oppervlakken waar koken en condensatie optreden.



$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{\text{surr}}^4) = h_{\text{rad}} A_s (T_s - T_{\text{surr}}) = \frac{T_s - T_{\text{surr}}}{R_{\text{rad}}}$$

$$R_{\text{rad}} = \frac{1}{h_{\text{rad}} A_s} \quad (\text{K/W})$$

Stralingsweerstand van het oppervlak: Thermische weerstand van het oppervlak tegen straling.

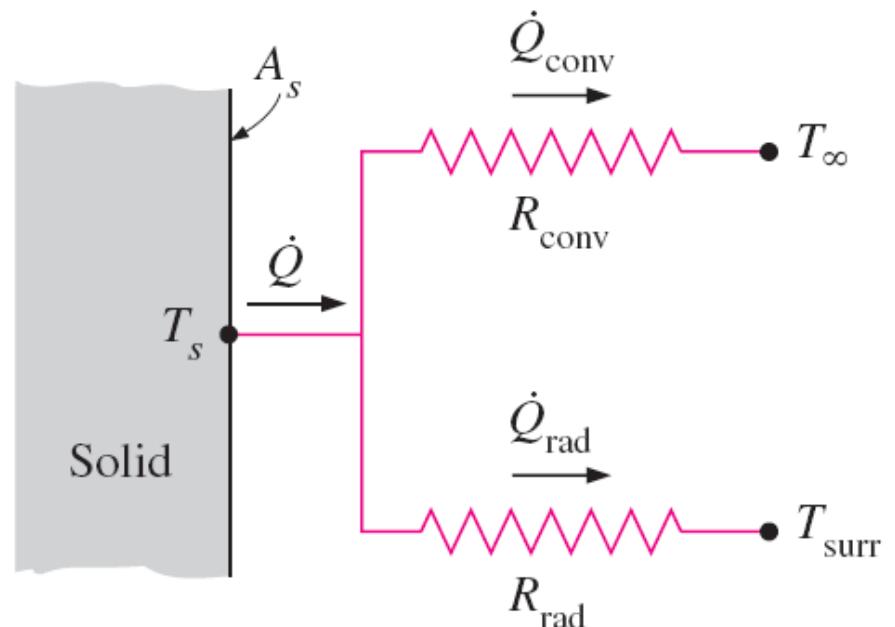
$$h_{\text{rad}} = \frac{\dot{Q}_{\text{rad}}}{A_s (T_s - T_{\text{surr}})} = \varepsilon \sigma (T_s^2 + T_{\text{surr}}^2)(T_s + T_{\text{surr}}) \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{K})$$

stralingswarmtetransportcoëfficiënt

When $T_{\text{surr}} \approx T_{\infty}$

$$h_{\text{combined}} = h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}}$$

Gecombineerde warmtetransportcoëfficiënt



$$\dot{Q} = \dot{Q}_{\text{conv}} + \dot{Q}_{\text{rad}}$$

$$\begin{pmatrix} \text{Rate of heat convection into the wall} \\ \text{through the wall} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \text{Rate of heat conduction through the wall} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \text{Rate of heat convection from the wall} \end{pmatrix}$$

$$T_{\infty 1}$$

$$T_1$$

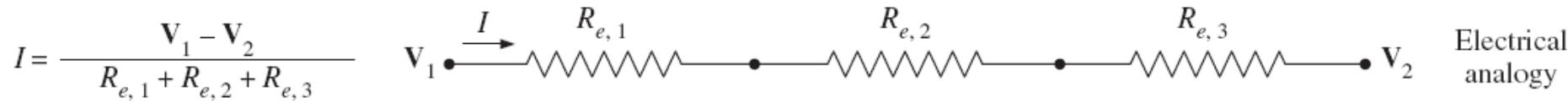
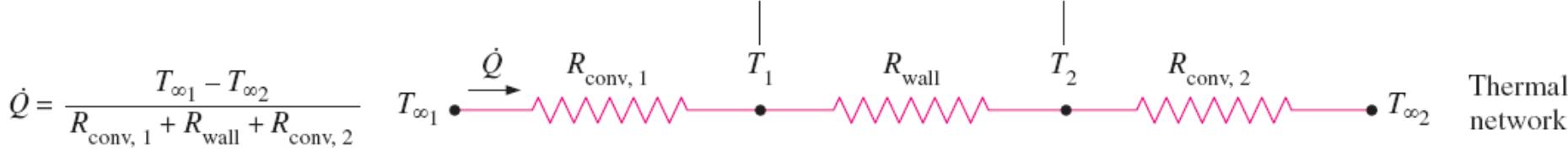
Wall

$$T_2$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{\text{total}}}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_1}{1/h_1 A} = \frac{T_1 - T_2}{L/kA} = \frac{T_2 - T_{\infty 2}}{1/h_2 A}$$

$$= \frac{T_{\infty 1} - T_1}{R_{\text{conv}, 1}} = \frac{T_1 - T_2}{R_{\text{wall}}} = \frac{T_2 - T_{\infty 2}}{R_{\text{conv}, 2}}$$



Het thermische weerstandsnetwerk voor warmtetransport door een vlakke wand onderworpen aan convectie aan beide zijden, en de elektrische analogie.

$$R_{\text{total}} = R_{\text{conv}, 1} + R_{\text{wall}} + R_{\text{conv}, 2} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_2 A}$$

(°C/W)

LEUVEN

Temperatuurdaaling

$$\Delta T = \dot{Q}R \quad (\text{°C})$$

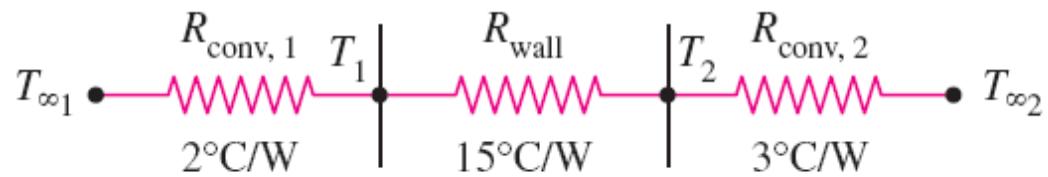
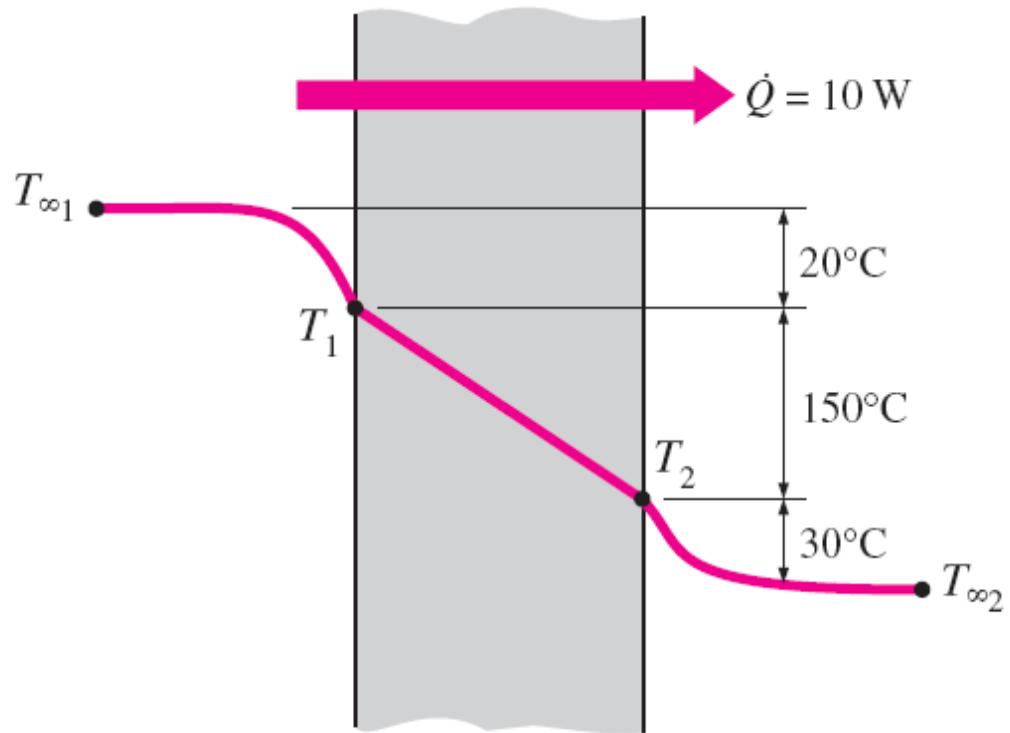
$$\dot{Q} = UA \Delta T \quad (\text{W})$$

$$UA = \frac{1}{R_{\text{total}}} \quad (\text{°C/K})$$

U overall heat transfer coefficient

Als Q eenmaal is geëvalueerd, kan de oppervlaktetemperatuur T_1 worden bepaald uit

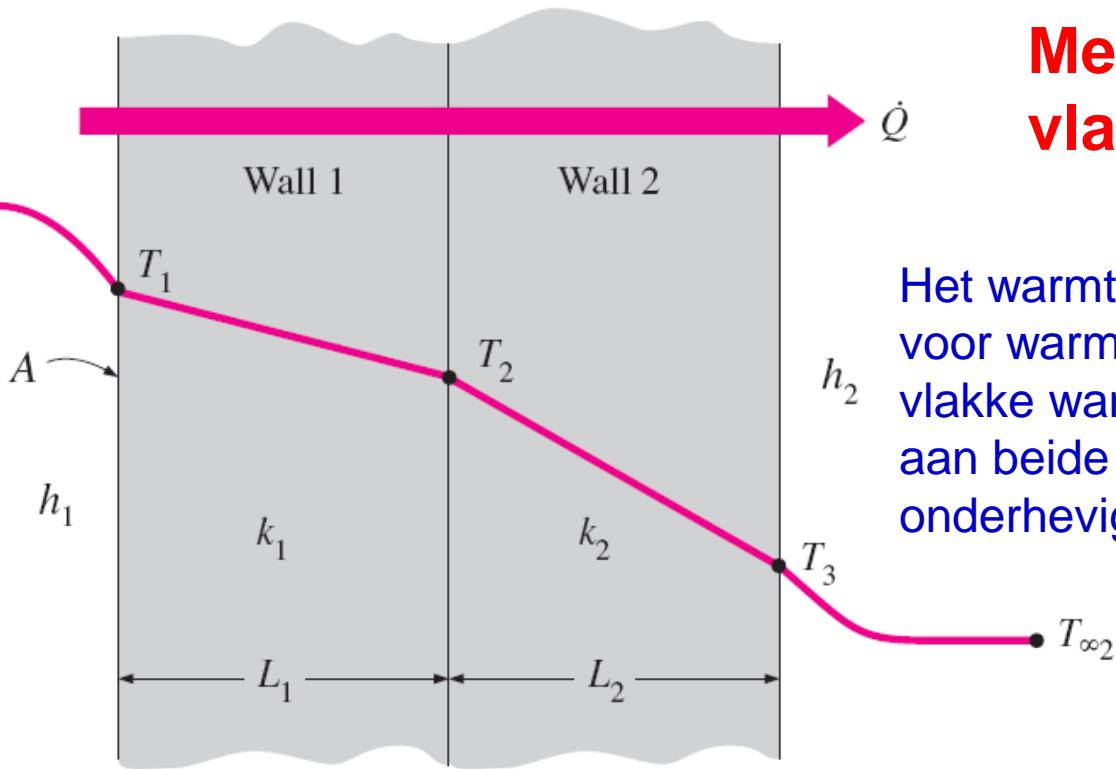
$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_1}{R_{\text{conv}, 1}} = \frac{T_{\infty 1} - T_1}{1/h_1 A}$$



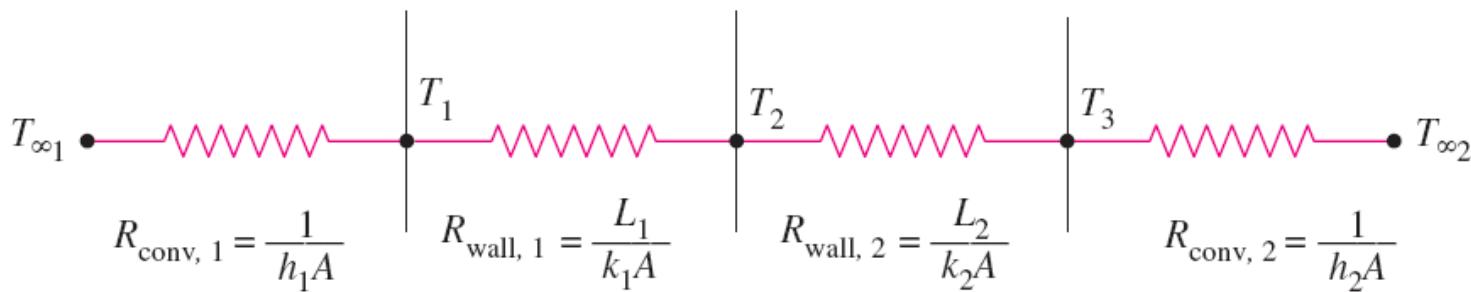
$$\Delta T = \dot{Q}R$$

De temperatuurdaling over een laag is evenredig met de thermische weerstand.

Meerlagige vlakke wanden



Het warmteweerstandsnetwerk voor warmtetransport door een vlakke wand met twee lagen die aan beide zijden aan convektie onderhevig is.

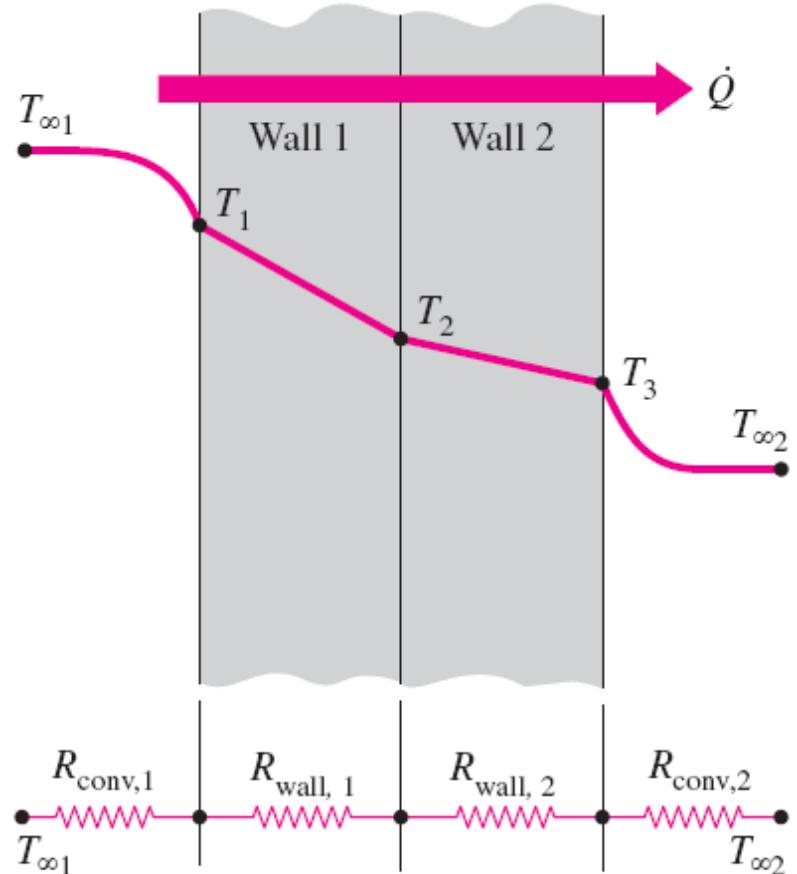


$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{\text{total}}}$$

$$\begin{aligned} R_{\text{total}} &= R_{\text{conv}, 1} + R_{\text{wall}, 1} + R_{\text{wall}, 2} + R_{\text{conv}, 2} \\ &= \frac{1}{h_1 A} + \frac{L_1}{k_1 A} + \frac{L_2}{k_2 A} + \frac{1}{h_2 A} \end{aligned}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_i - T_j}{R_{\text{total}, i-j}}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_2}{R_{\text{conv}, 1} + R_{\text{wall}, 1}} = \frac{T_{\infty 1} - T_2}{\frac{1}{h_1 A} + \frac{L_1}{k_1 A}}$$



$$\text{To find } T_1: \dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_1}{R_{\text{conv},1}}$$

$$\text{To find } T_2: \dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_2}{R_{\text{conv},1} + R_{\text{wall},1}}$$

$$\text{To find } T_3: \dot{Q} = \frac{T_3 - T_{\infty 2}}{R_{\text{conv},2}}$$

The evaluation of the surface and interface temperatures when $T_{\infty 1}$ and $T_{\infty 2}$ are given and \dot{Q} is calculated.

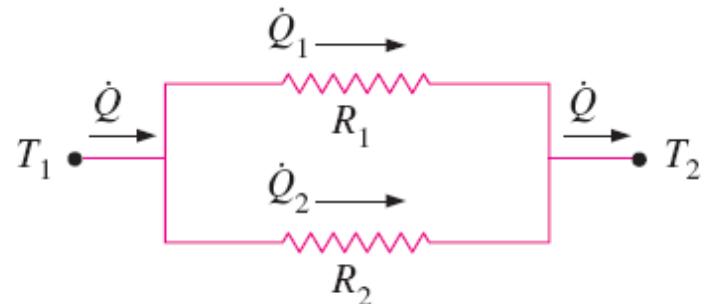
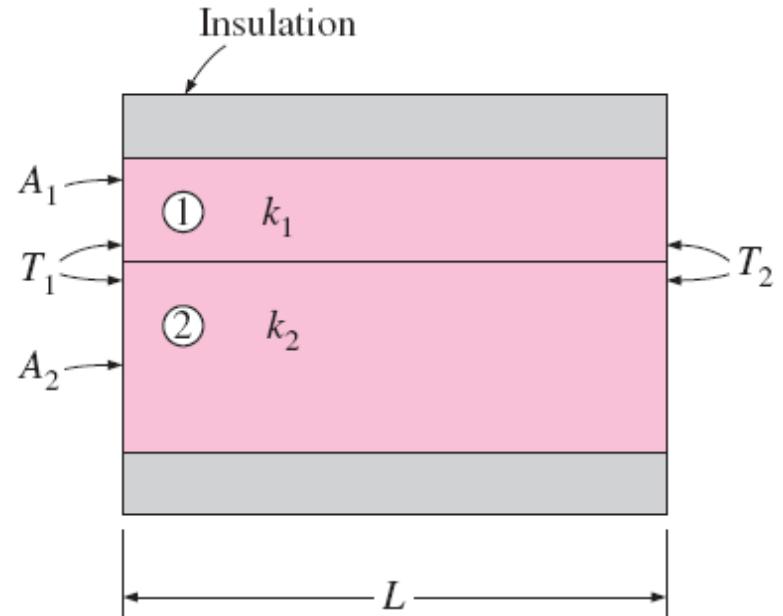
GEGENERALISEERDE THERMISCHE WEERSTANDSNETWERKEN

$$\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 = \frac{T_1 - T_2}{R_1} + \frac{T_1 - T_2}{R_2} = (T_1 - T_2) \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{R_{\text{total}}}$$

$$\frac{1}{R_{\text{total}}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad \longrightarrow \quad R_{\text{total}} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}$$

Thermische weerstandsnetwerk
voor twee parallelle lagen.



$$\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2$$

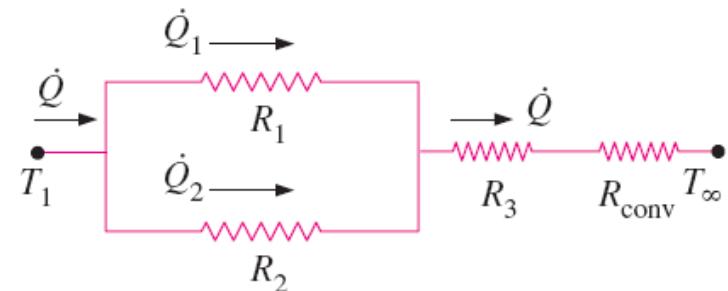
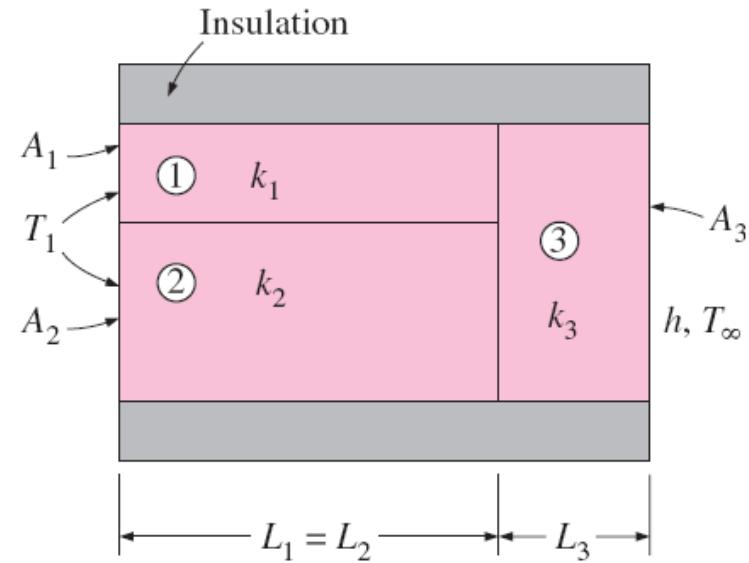
$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_\infty}{R_{\text{total}}} \quad R_{\text{total}} = R_{12} + R_3 + R_{\text{conv}} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} + R_3 + R_{\text{conv}}$$

$$R_1 = \frac{L_1}{k_1 A_1} \quad R_2 = \frac{L_2}{k_2 A_2}$$

$$R_3 = \frac{L_3}{k_3 A_3} \quad R_{\text{conv}} = \frac{1}{h A_3}$$

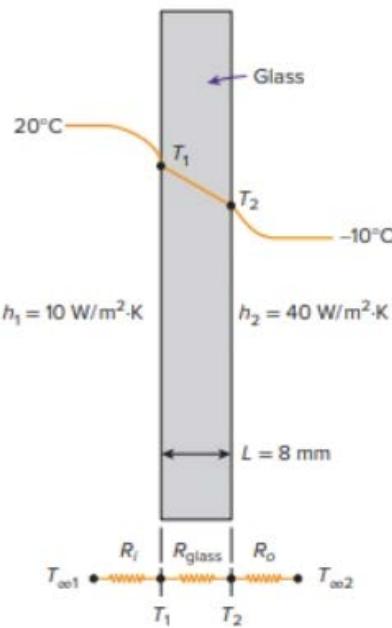
Twee aannames bij het oplossen van complexe multidimensionale warmtetransportproblemen door ze als eendimensionaal te behandelen met behulp van het thermische weerstandsnetwerk zijn

- (1) elke vlakke wand loodrecht op de x-as is isotherm (d.w.z. aannemen dat de temperatuur alleen in de x-richting varieert)
- (2) elk vlak evenwijdig aan de x-as is adiabatisch (d.w.z. aannemen dat warmtetransport alleen in de x-richting plaatsvindt)



VOORBEELDEN – Raam van enkel glas

Beschouw een glazen raam van 0,8 m hoog en 1,5 m breed met een dikte van 8 mm en een thermische conductiviteit van $k = 0,78 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. Bepaal de gelijkmatige warmtetransport door dit glazen raam en de temperatuur van het binnenoppervlak voor een dag waarop de ruimte op 20°C wordt gehouden terwijl de buitentemperatuur -10°C is. Neem aan dat de warmtetransportscoëfficiënten op het binnen- en buitenoppervlak van het raam $h_1 = 10 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ en $h_2 = 40 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ zijn, waarin de effecten van straling zijn inbegrepen.



VOORBEELDEN – Raam van enkel glas

Assumptions 1 Heat transfer through the window is steady since the surface temperatures remain constant at the specified values. 2 Heat transfer through the wall is one-dimensional since any significant temperature gradients exist in the direction from the indoors to the outdoors. 3 Thermal conductivity is constant.

Properties The thermal conductivity is given to be $k = 0.78 \text{ W/m}\cdot\text{K}$.

Analysis This problem involves conduction through the glass window and convection at its surfaces, and can best be handled by making use of the thermal resistance concept and drawing the thermal resistance network, as shown in Fig. 17–12. Noting that the area of the window is $A = 0.8 \text{ m} \times 1.5 \text{ m} = 1.2 \text{ m}^2$, the individual resistances are evaluated from their definitions to be

$$R_i = R_{\text{conv}, 1} = \frac{1}{h_i A} = \frac{1}{(10 \text{ W/m}^2\cdot\text{K})(1.2 \text{ m}^2)} = 0.08333^\circ\text{C/W}$$

$$R_{\text{glass}} = \frac{L}{kA} = \frac{0.008 \text{ m}}{(0.78 \text{ W/m}\cdot\text{K})(1.2 \text{ m}^2)} = 0.00855^\circ\text{C/W}$$

$$R_o = R_{\text{conv}, 2} = \frac{1}{h_2 A} = \frac{1}{(40 \text{ W/m}^2\cdot\text{K})(1.2 \text{ m}^2)} = 0.02083^\circ\text{C/W}$$

VOORBEELDEN – Raam van enkel glas

Noting that all three resistances are in series, the total resistance is

$$\begin{aligned} R_{\text{total}} &= R_{\text{conv}, 1} + R_{\text{glass}} + R_{\text{conv}, 2} = 0.08333 + 0.00855 + 0.02083 \\ &= 0.1127^{\circ}\text{C/W} \end{aligned}$$

Then, the steady rate of heat transfer through the window becomes

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{\text{total}}} = \frac{[20 - (-10)]^{\circ}\text{C}}{0.1127^{\circ}\text{C/W}} = 266 \text{ W}$$

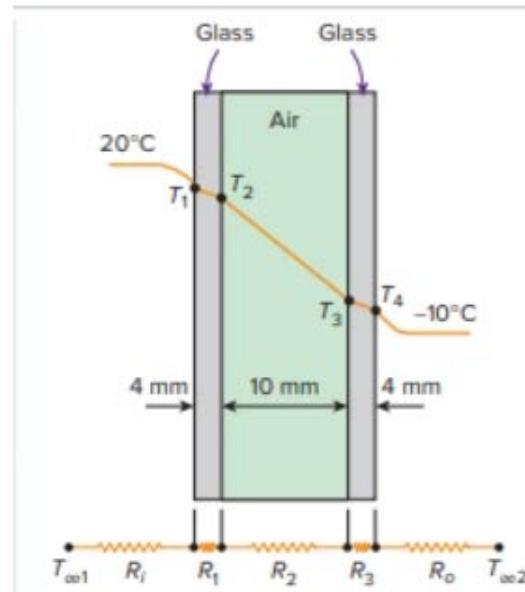
Knowing the rate of heat transfer, the inner surface temperature of the window glass can be determined from

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \frac{T_{\infty 1} - T_1}{R_{\text{conv}, 1}} \longrightarrow T_1 &= T_{\infty 1} - \dot{Q}R_{\text{conv}, 1} \\ &= 20^{\circ}\text{C} - (266 \text{ W})(0.08333^{\circ}\text{C/W}) \\ &= -2.2^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

What could happen if the inside temperature of the window surface is so cold?

VOORBEELDEN – Raam van dubbel glas

Beschouw een dubbel glasraam van 0,8 m hoog en 1,5 m breed, bestaande uit twee glaslagen van 4 mm dik ($k = 0,78 \text{ W/m}\cdot\text{K}$) gescheiden door een stilstaande luchtruimte van 10 mm breed ($k = 0,026 \text{ W/m}\cdot\text{K}$). Bepaal de constante snelheid van warmtetransport door dit raam met dubbele ruit en de temperatuur van het binnenoppervlak voor een dag waarop de ruimte op 20°C wordt gehouden terwijl de buitentemperatuur -10°C is. Neem aan dat de convectieve warmtetransportcoëfficiënten op het binnen- en buitenoppervlak van het raam $h_1 = 10 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ en $h_2 = 40 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ zijn, waarbij de effecten van straling zijn inbegrepen.



VOORBEELDEN – Raam van dubbel glas

SOLUTION A double-pane window is considered. The rate of heat transfer through the window and the inner surface temperature are to be determined.

Analysis This example problem is identical to the previous one except that the single 8-mm-thick window glass is replaced by two 4-mm-thick glasses that enclose a 10-mm-wide stagnant air space. Therefore, the thermal resistance network of this problem involves two additional conduction resistances corresponding to the two additional layers, as shown in Fig. 17–13. Noting that the area of the window is again $A = 0.8 \text{ m} \times 1.5 \text{ m} = 1.2 \text{ m}^2$, the individual resistances are evaluated from their definitions to be

$$R_i = R_{\text{conv}, 1} = \frac{1}{h_1 A} = \frac{1}{(10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})(1.2 \text{ m}^2)} = 0.08333^\circ\text{C/W}$$

$$R_1 = R_3 = R_{\text{glass}} = \frac{L_1}{k_1 A} = \frac{0.004 \text{ m}}{(0.78 \text{ W/m} \cdot \text{K})(1.2 \text{ m}^2)} = 0.00427^\circ\text{C/W}$$

$$R_2 = R_{\text{air}} = \frac{L_2}{k_2 A} = \frac{0.01 \text{ m}}{(0.026 \text{ W/m} \cdot \text{K})(1.2 \text{ m}^2)} = 0.3205^\circ\text{C/W}$$

$$R_o = R_{\text{conv}, 2} = \frac{1}{h_2 A} = \frac{1}{(40 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})(1.2 \text{ m}^2)} = 0.02083^\circ\text{C/W}$$

VOORBEELDEN – Raam van enkel glas

Noting that all three resistances are in series, the total resistance is

$$\begin{aligned} R_{\text{total}} &= R_{\text{conv}, 1} + R_{\text{glass}, 1} + R_{\text{air}} + R_{\text{glass}, 2} + R_{\text{conv}, 2} \\ &= 0.08333 + 0.00427 + 0.3205 + 0.00427 + 0.02083 \\ &= 0.4332^{\circ}\text{C}/\text{W} \end{aligned}$$

Then, the steady rate of heat transfer through the window becomes

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{\text{total}}} = \frac{[20 - (-10)]^{\circ}\text{C}}{0.4332^{\circ}\text{C}/\text{W}} = 69.2 \text{ W}$$

which is about one-fourth of the result obtained in the previous example. This explains the popularity of the double- and even triple-pane windows in cold climates. The drastic reduction in the heat transfer rate in this case is due to the large thermal resistance of the air layer between the glasses.

The inner surface temperature of the window in this case will be

$$T_i = T_{\infty 1} - \dot{Q}R_{\text{conv}, 1} = 20^{\circ}\text{C} - (69.2 \text{ W})(0.08333^{\circ}\text{C}/\text{W}) = 14.2^{\circ}\text{C}$$

which is considerably higher than the -2.2°C obtained in the previous example. Therefore, a double-pane window will rarely get fogged. A double-pane window will also reduce the heat gain in summer, and thus reduce the air-conditioning costs.