



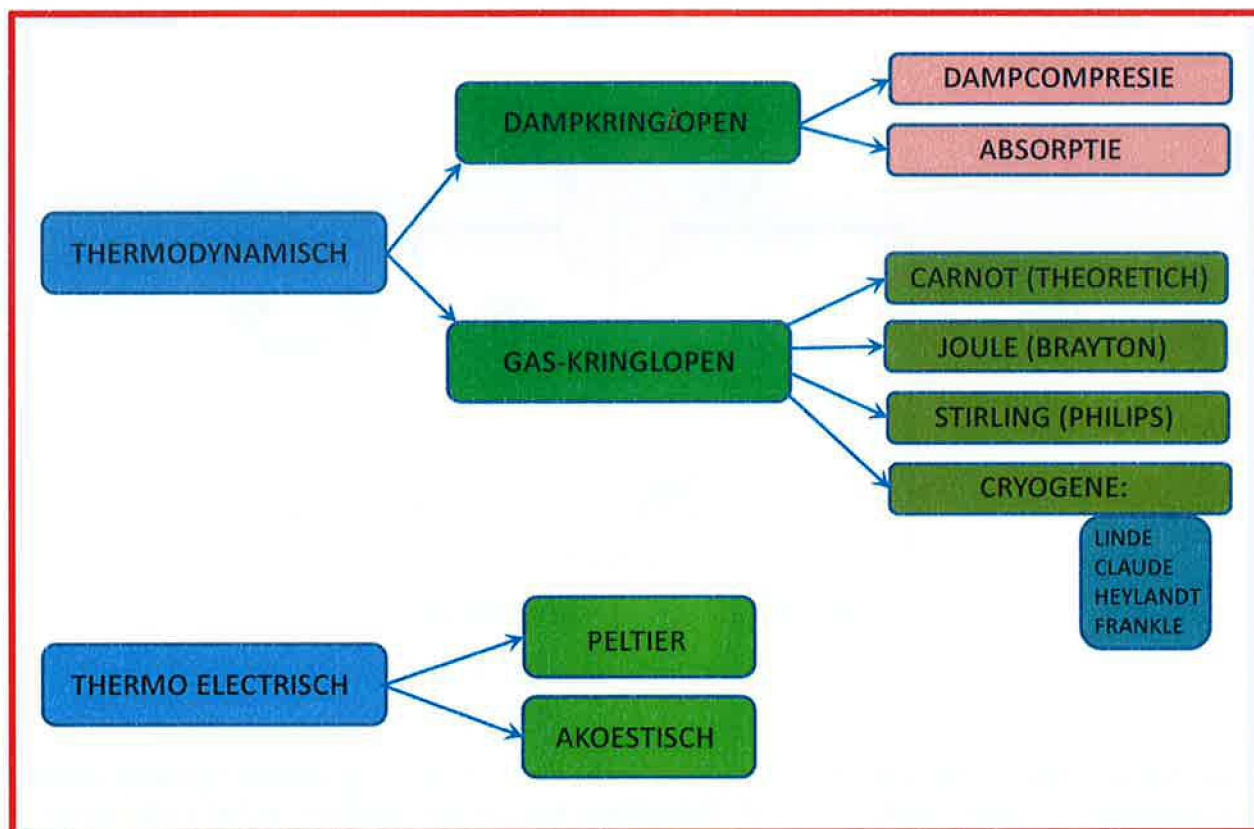
hoofdgroep **SYSTEMS**

code **S1**

OPWEKKING VAN KOUDE

1. OVERZICHT VAN KOELPRINCIPES

In onderstaand overzicht worden de bekende koelprincipes in groepen verdeeld. In deze module wordt uitgegaan op de theoretische achtergronden van de principes. Hierbij wordt veel aandacht besteed aan het verschil in rendement.

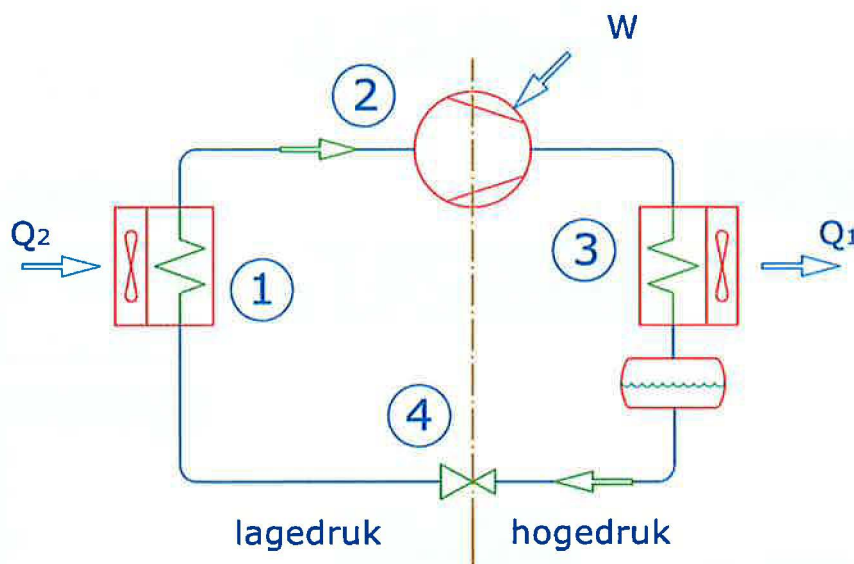


Figuur 1.1 Overzicht van basisprincipes.

2. DAMPCOMPRESSIEKOELING.

De dampcompressiekoelmachine, kortweg compressiekoelmachine genoemd, bestaat uit vier hoofdcomponenten, zie figuur 2-1.

1. de verdamper
2. de compressor
3. de condensor
4. het smoorventiel.



Figuur 2-1 compressiekoelmachine

De componenten worden door leidingen met elkaar verbonden en het zo gevormde systeem vormt een circuit waarin het koudemiddel circuleert. Het geheel kan als een systeem worden beschouwd met de door de stippellijn aangegeven systeemgrens.

Bij de verdamper komt een hoeveelheid warmte Q_2 het systeem binnen, bij de compressor wordt de arbeid W toegevoerd, bij de condensor wordt de warmtehoeveelheid Q_1 uit het systeem afgevoerd. De energiebalans van het systeem is:

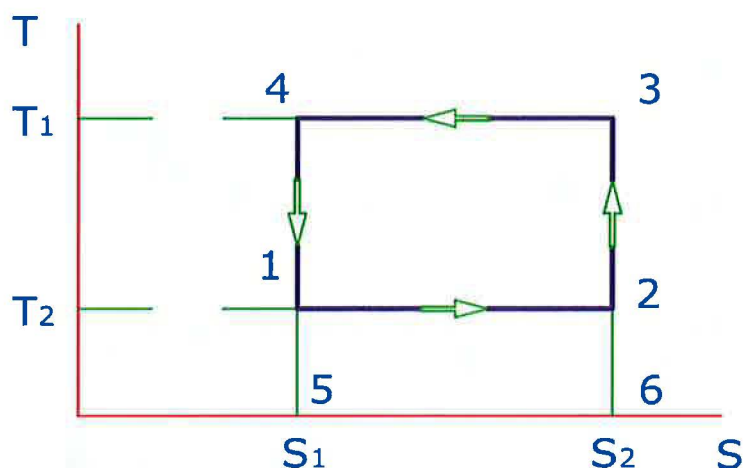
$$Q_2 + W - Q_1 = 0$$

Het proces dat binnen de systeemgrens plaats vindt wordt gerealiseerd door toestandsveranderingen van het koudemedium in een kringloop. Deze kringloop is weer te geven in de toestandsdiagrammen van enkelvoudige stoffen zoals in de thermodynamica gebruikelijk. Het koudemedium is de materie waarmee de warmte wordt getransporteerd van de verdamper naar de condensor.

De bekende kringloop van Carnot, bestaande uit twee isothermen en twee omkeerbare adiabaten, kan als koelmachine worden gezien als de cyclus in de juiste richting wordt doorlopen. Figuur 2-2 geeft het Carnot-proces in het T-S diagram weer. In het geval van de koelmachine wordt het proces in dit diagram linksom doorlopen.

De rechthoek 1-2-6-5 stelt de op temperatuur T_2 , toegevoerde warmtehoeveelheid Q_2 voor. De rechthoek 3-4-5-6 stelt de op temperatuur T_1 afgevoerde warmtehoeveelheid Q_1 voor. Verder geldt:

$$W = Q_1 - Q_2$$



Figuur 2.2 Carnot proces

=> Tentamen vraag.

De rechthoek 1-2-3-4 geeft met zijn oppervlakte de toegevoerde arbeid W weer.

Het nuttig effect van een Carnot-proces noemt men de Carnot factor. De functie van het systeem is het afvoeren van warmte uit een te koelen object. De warmtehoeveelheid Q_2 , het koudevermogen, geeft dus de prestatie van de machine aan. Om de cyclus te laten werken moet de arbeid W worden aangewend. Het nuttig effect, bij een koelmachine koudefactor genoemd, is:

$$\varepsilon = Q_2 / W$$

Bij een Carnot proces is de koudefactor gelijk de Carnot factor ε_c .

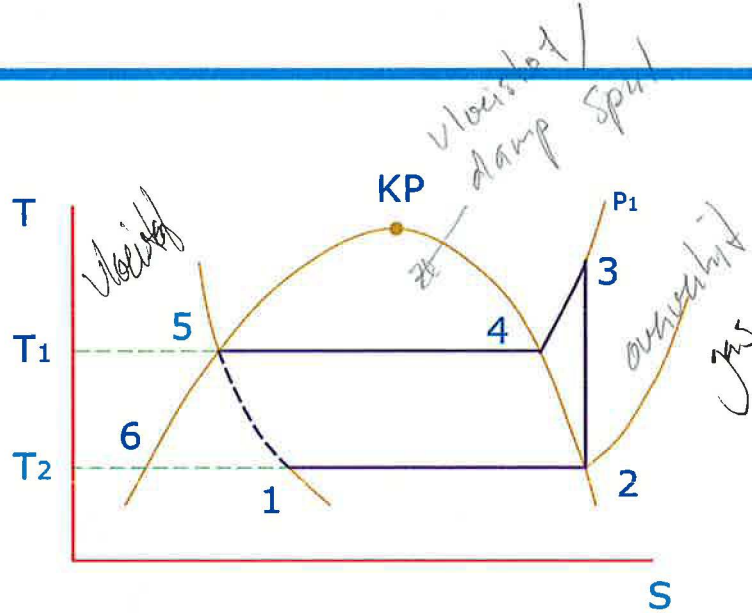
Het afgeven van warmte is gebonden aan het temperatuurniveau van de omgeving. De temperatuur T_1 ligt binnen zekere grenzen vast. De verdampingstemperatuur T_2 wordt bepaald door het te koelen object. Het is duidelijk dat bij lager wordende T_2 de koudefactor ε afneemt. Carnot heeft een uitstekend vergelijkingsproces gegeven omdat dit proces bij vastgestelde T_1 en T_2 het hoogst bereikbare rendement heeft.

$$\varepsilon_c = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

De koudefactor is vaak groter dan 1.

Het Carnot proces is technisch niet uitvoerbaar. Daarom wordt voor de beoordeling van een compressiekoelmachine uitgegaan van een theoretische kringloop van de compressiekoelmachine waarin alle procesdelen ideaal verlopen. Figuur 3-3 geeft een dergelijk proces aan in het T-S diagram. De dun getrokken boogvormige lijn geeft de grens aan tussen vloeistofgebied respectievelijk dampgebied enerzijds en het coëxistentiegebied anderzijds. De vloeistofgrenslijn en de dampgrenslijn komen samen in het kritische punt KP. In het coëxistentiegebied vallen isobaren samen met isothermen, dus lopen horizontaal. In het vloeistofgebied lopen de isobaren vlak langs de vloeistofgrenslijn zolang de druk voldoende ver beneden de kritische druk blijft. In het gasgebied vormen de isobaren een bundel van gebogen lijnen die schuin omhoog lopen. Een omkeerbare adiabaat is een isentroop, dus een verticale lijn in het T-S diagram. Dat bleek ook bij de weergave van het Carnot proces in figuur 3-2. De lijnen van constante enthalpie hebben bij niet-ideale gassen en bij vloeistofgasmengsels een gecompliceerd verloop. In het voor de compressiekoelmachine relevante gebied lopen de isenthalpen schuin naar beneden. De hier getekende compressiekoelmachine-kringloop is in feite het omgekeerde van een Rankine turbine-kringloop.

Carnot factor = afhankelijk van Temperatuur.



Figuur 2-3 T-S diagram van ideale compressie koelmachine

1 onder parabool $\rightarrow$ vloeistof met gas of
gas met vloeistof.

stap 5 $\rightarrow$ 1 = smoorverlies $\rightarrow$ niet ideaal.

stap 3 $\rightarrow$ 4 = afhoeken van oververhit gas.

3. ABSORPTIEKOELING

3.1. Inleiding

Een absorptiekoelmachine werkt volgens hetzelfde principe als de compressiekoelmachine. Alleen wordt de mechanisch gedreven compressor vervangen door de absorber/generator combinatie, vaak aangeduid met de benaming "thermische compressor" (zie figuur 3.1).

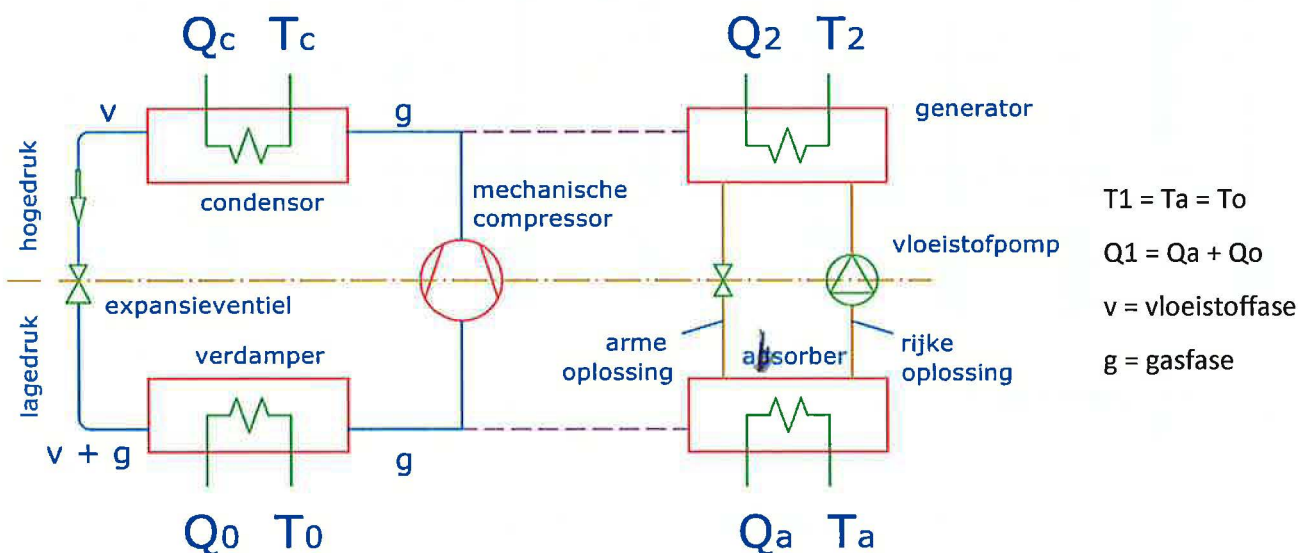
In deze thermische compressor wordt de koudemiddeldamp uit de verdamper aangezogen door een absorber doordat de damp bij de ingestelde temperatuur en druk in een absorbent kan oplossen. De verrijkte oplossing wordt middels een pomp naar een generator gevoerd. Door toevoer van aandrijfwarmte aan de generator wordt bij hoge temperatuur en druk koudemiddium uitgedampt. De damp wordt in de condensor gecondenseerd en via een smookklep naar de verdamper gevoerd, waar het koudemiddel haar eigenlijke werk doet. De verarmde oplossing gaat vanuit de generator via een tweede smookklep terug naar de absorber. Het hier beschreven systeem is een ééntraps continue werkende absorptiekoelmachine (of warmtepomp).

3.2 Naamgeving en diagrammen

Voor het werken met binaire systemen zijn o.a. twee diagrammen in gebruik, het log p, 1/T diagram en het h-w diagram. Het eerste is goed bruikbaar om de procesgrenzen vast te stellen en geldt alleen voor evenwichtscondities. In figuur (3-2) is het log p, 1/T diagram van ammoniak-water weergegevens en figuur (3-3) toont dit diagram voor lithiumbromide en water. Het h-w diagram geeft enthalpie-waarden op verschillende punten in het proces van waaruit energiestromen te berekenen zijn (zie figuur (3-4).

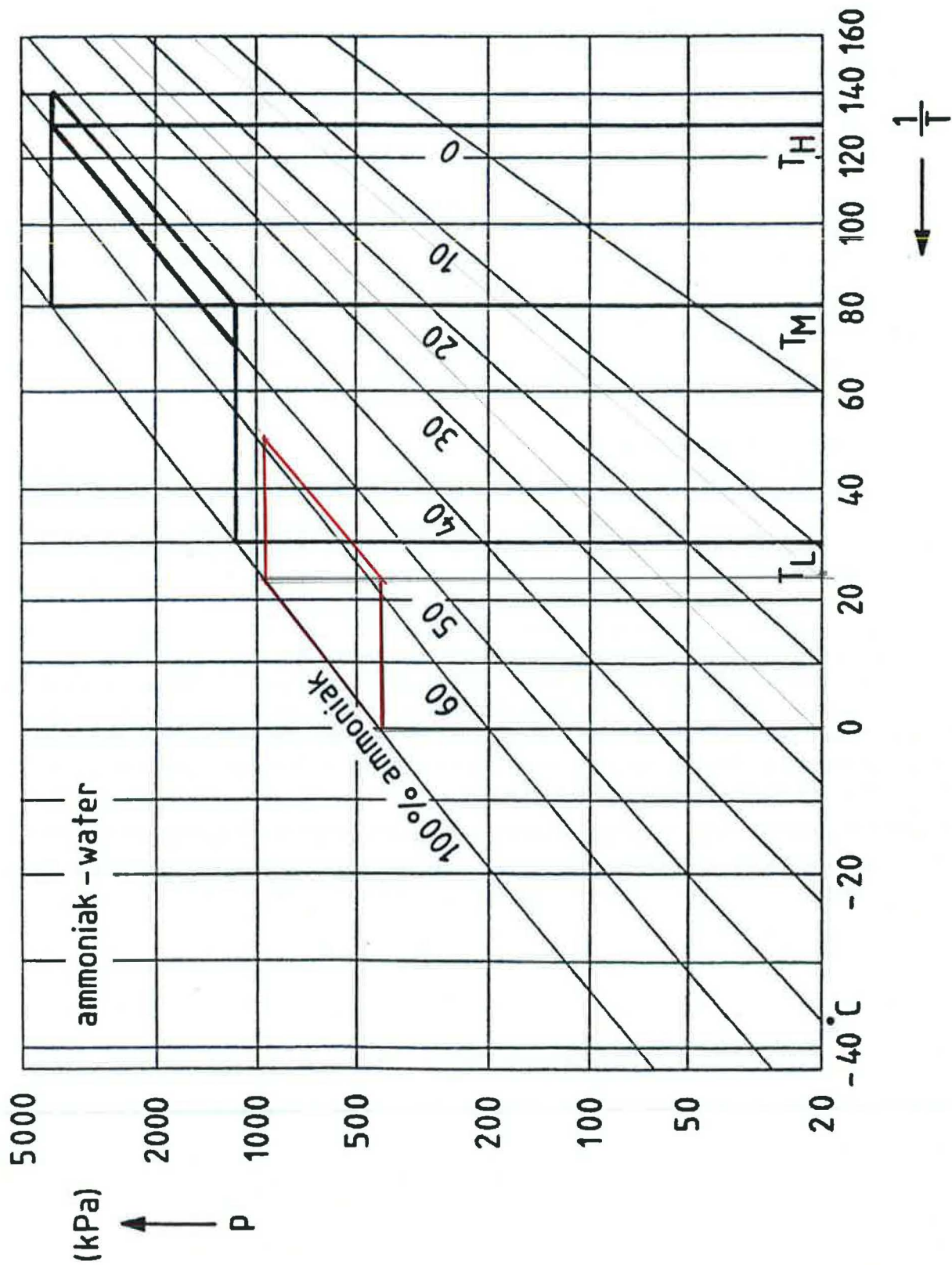
In de oplossingskringloop gebruiken we de termen "arm" en "rijk" mengsel. In het algemeen heeft deze aanduiding betrekking op de concentratie van het werkmiddel in het mengsel. Deze concentratie wordt in de absorber verhoogd en in de generator verlaagd. In de generator wordt dus werkmiddeldamp gegenereerd. Met name bij het stofpaar water/LiBr wordt vaak van deze regel afgeweken en staat het absorptiemengsel (=zoutoplossing) centraal. De concentratie zout in de oplossing bepaalt nu het "arm" of "rijk" zijn. In de absorber wordt waterdamp (werkmiddel) in een geconcentreerde (rijke) zoutoplossing geabsorbeerd.

De generator wordt hier gezien als een apparaat dat de verdunde arme zoutoplossing uit de absorber moet concentreren (verrijken), met andere woorden, opnieuw geschikt maken voor zijn functie (regenereren). In dit verband wordt de generator aangeduid als regenerator.

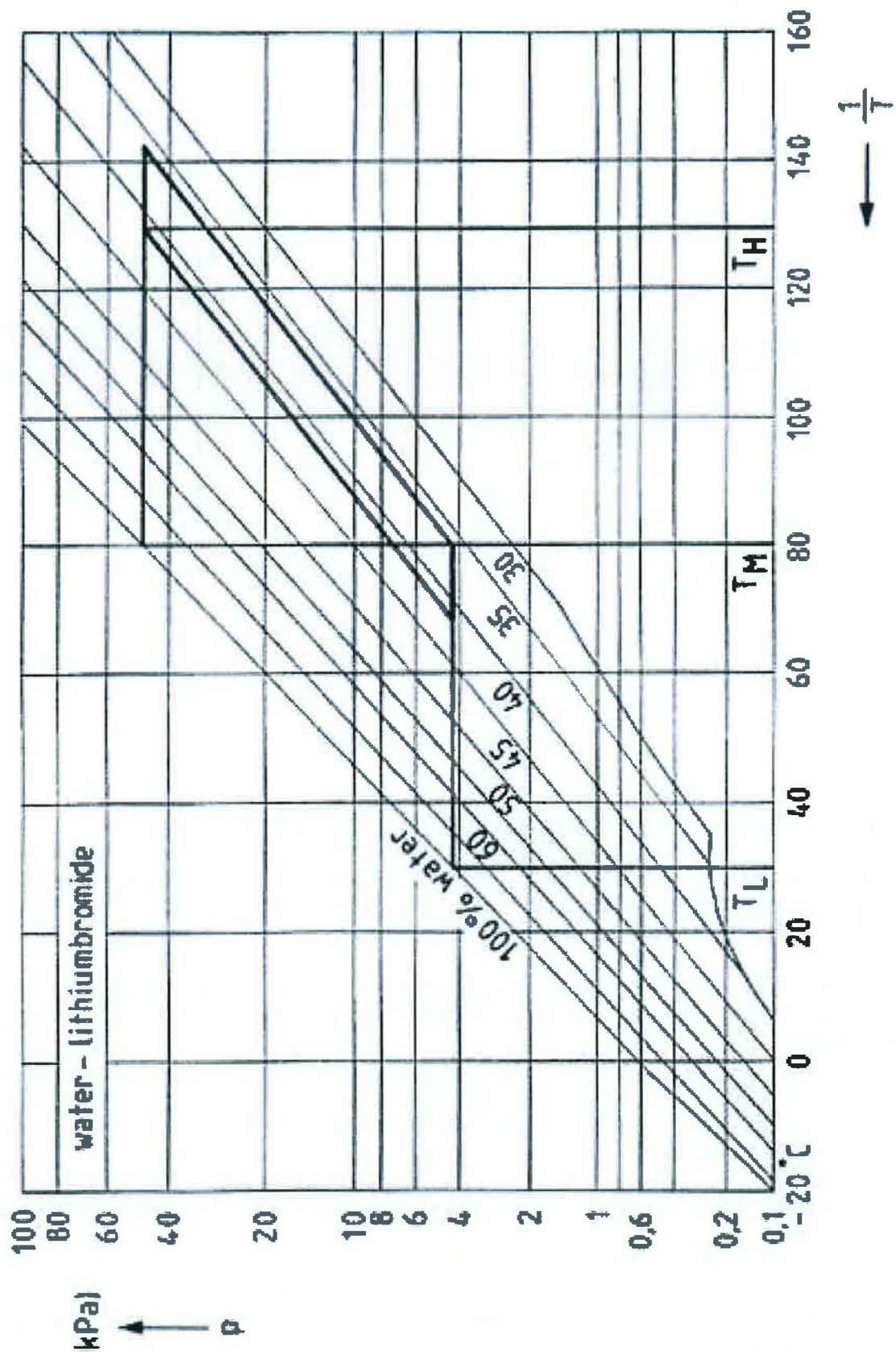


Figuur 3.1 absorber-generatorcombinatie

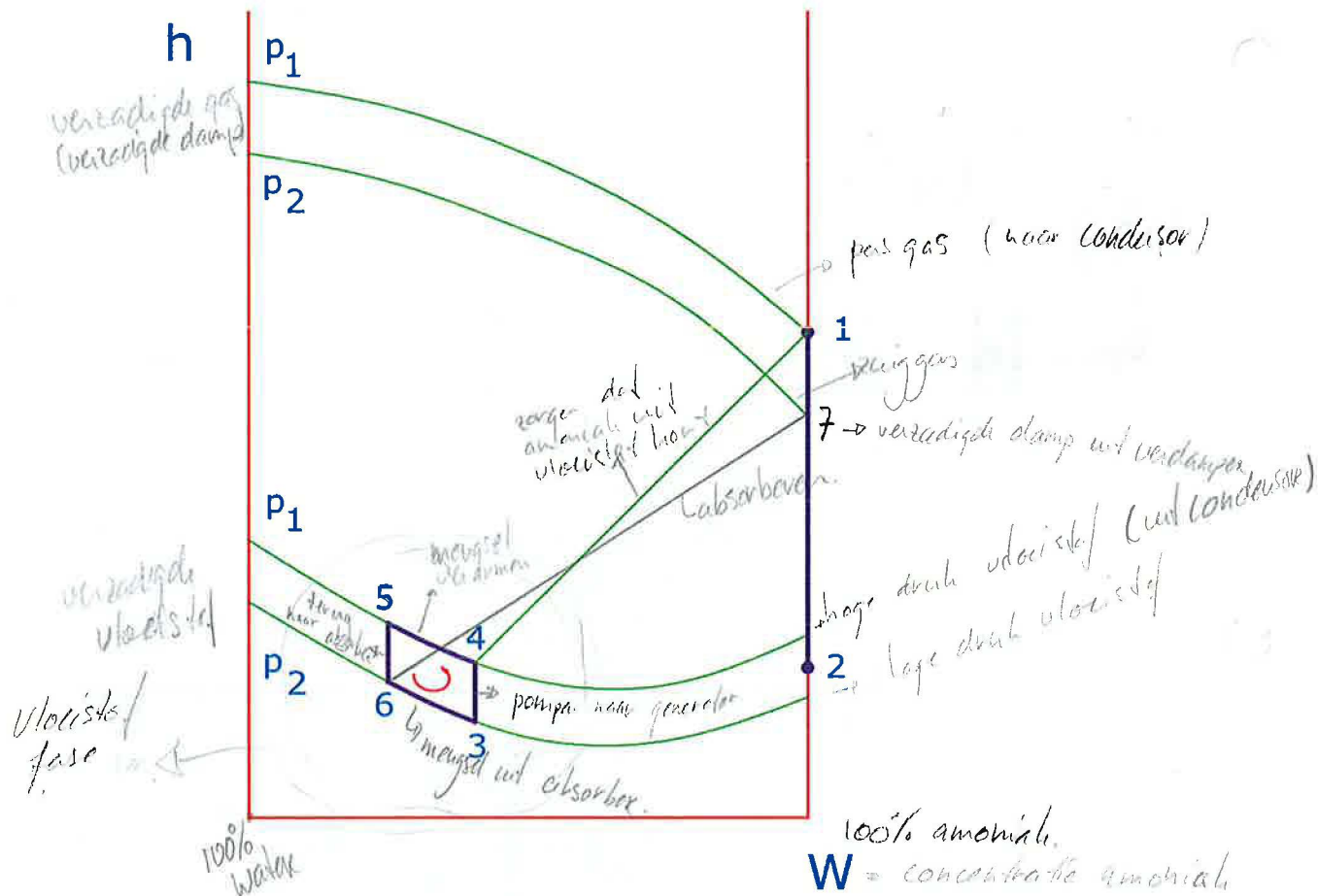
De absorber-generatorcombinatie vormt een "thermische" compresor.



Figuur 3-2 Log p-1/T diagram ammoniak-water



Figuur 3-3 Logp-1/T diagram voor Litiumbromide-water



Figuur 3-4 h-w diagram

* wordt niet behandeld.

* 3.3. Absorptiediffusie koelmachine volgens von Platen en Munters

Door de toevoeging van een niet-condenseerbaar hulpgas (zuiver waterstofgas H_2) heerst er in het gehele systeem een gelijke druk. (Waterstof H_2 wordt niet door water en NH_3 geabsorbeerd.) Het vloeistoftransport van de absorber naar de generator kan daardoor plaatsvinden met een door warmte gedreven bellenpomp (het principe van een koffiezetapparaat).

Werking

- Door de warmtetoevoer (vlam of elektrisch) zal de NH_3 -rijke oplossing opkoken en naar boven stijgen, waardoor een hoogteverschil tussen de generator en de absorber wordt overwonnen;
- Boven in de generator wordt de NH_3 afgescheiden en de absorbent vloeistofdruppels vallen in de generator terug. Door het hoogteverschil stroomt nu de NH_3 -arme absorbent via de warmtewisselaar in de absorber terug, waarbij deze tevens de NH_3 -rijke absorbent vanuit de absorber voorverwarmt;
- Via de rectificator (druppelafscheider) stroomt de NH_3 -damp naar de condensor, waarin door warmteafgifte aan de omgeving de NH_3 -damp condenseert. Deze NH_3 -vloeistof stroomt in de verdamper;
- In de verdamper komt tevens het waterstofgas uit de absorber (via de warmtewisselaar). De in de verdamper heersende totaal druk (15 tot 20 bar) komt hoofdzakelijk door het waterstofgas. Hierdoor wordt de NH_3 -vloeistof gesmoord van condensordruk (15 tot 20 bar) naar circa 3 bar $\sim -10^\circ C$ (partiële druk);
- De in de verdamper gevormde NH_3 -damp en het waterstofgas heeft een grotere soortelijke massa dan de warme NH_3 -damp en het waterstofgas in de absorber en een veel grotere soortelijke massa dan het ongemengde waterstofgas, dat zich in de toevoerleiding van de absorber naar de verdamper bevindt. Door deze verschillen ontstaat het kringloopproces van de verdamper via de warmtewisselaar naar de absorber. In de warmtewisselaar wordt de NH_3 -damp en het waterstofgas voorverwarmd;

- In de absorber vindt weer een warmte-uitwisseling plaats tussen de uit de verdamper komende NH_3 -damp en het waterstofgas en de uit de generator komende warmere NH_3 -arme absorbent. De NH_3 -damp lost onderin in het absorbent op en het NH_3 -vrije waterstofgas stroomt weer naar de verdamper terug, zodat het kringloopproces weer opnieuw begint.

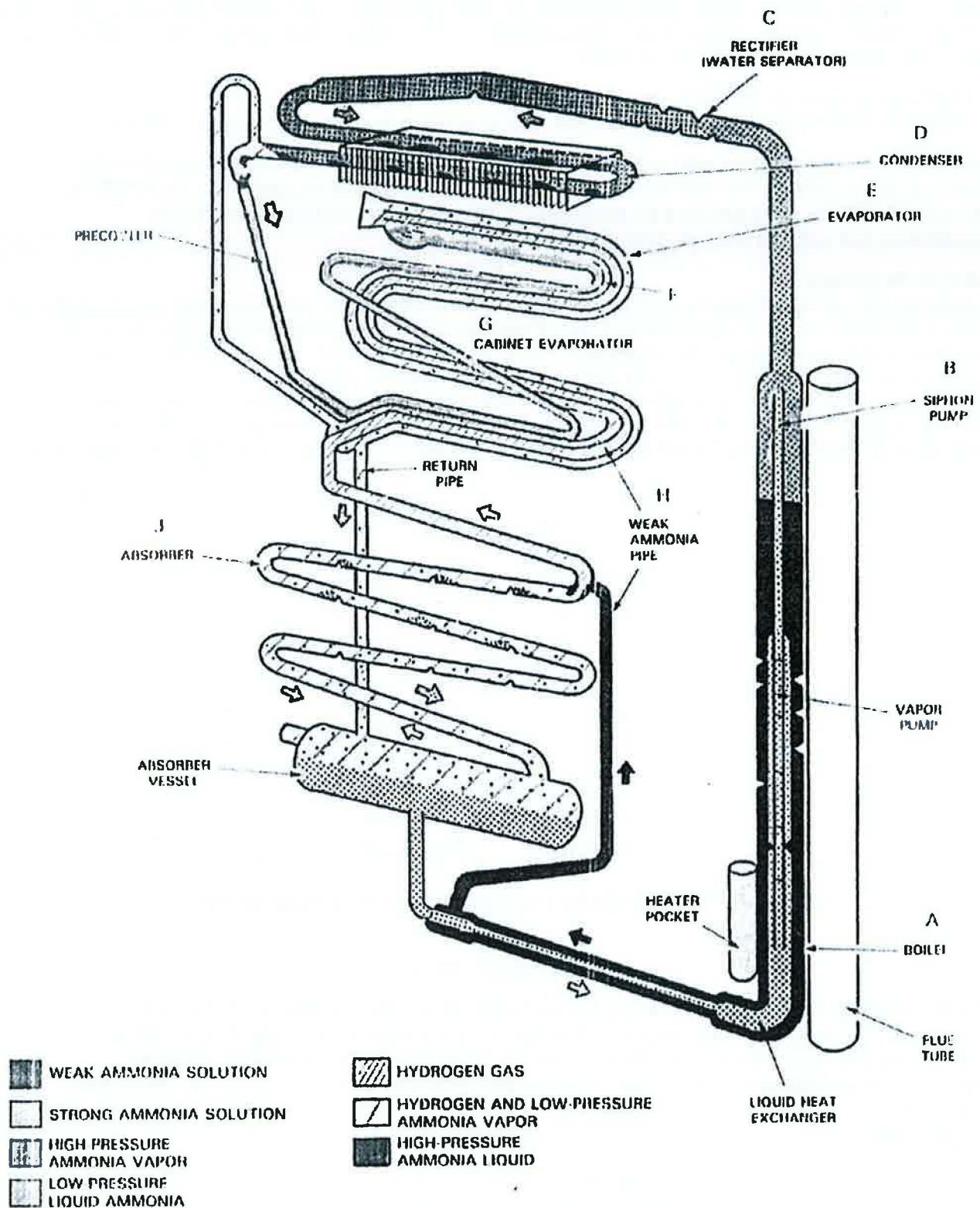


Fig. 3.5 Absorptiediffusie koelmachine volgens von Platen en Munters

4. GASKRINGLOOP KOELING

4.1 Inleiding

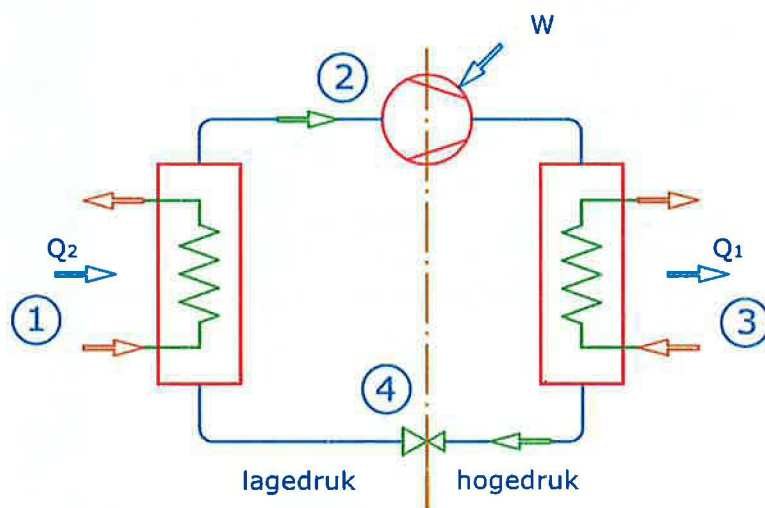
Bij koelmachines volgens het principe van de gaskringloop, wordt de koude niet geproduceerd door verdamping van een vloeistof maar door expansie van een gas. Dat is een principiële verschil met de in de vorige hoofdstukken besproken compressie- en absorptiekoelmachines. Gaskringloop koelmachines zijn in twee groepen te verdelen:

- Machines waarbij de drukverlaging via een smoorventiel plaats vindt.
- Machines waarbij de drukverlaging via een arbeid leverende expansiemachine gebeurt.

Het koelproces verloopt geheel in de gasfase. Er zijn enkele processen waarin aan het eind van het proces vloeistof ontstaat die voor allerlei doeleinden en dus ook als koudemiddel bruikbaar is. Bij deze systemen is de vloeistof als een eindproduct van het proces te beschouwen. De koudeopwekking zelf gebeurt door de gasexpansie.

Processen in de gasfase.

Ter vergelijking van de reeds beschreven processen is een gestileerd en vereenvoudigd prinsipeschema in figuur 4-1 getekend. Aan het lagedrukvat 1 wordt warmte Q_2 bij lage temperatuur toegevoerd. Dit lagedruk deel is met de verdamper te vergelijken. Aan compressor 2 wordt de arbeid W toegevoerd en wordt het koudemiddel op hoge druk gebracht. In het hogedruk vat 3 wordt de warmte Q_1 naar de omgeving afgevoerd. Dit deel is equivalent aan de condensor. Het smoorventiel 4 werkt isenthalp. In tegenstelling tot de compressie- en absorptie- machine wordt hier in de gasfase gesmoord. Temperatuur verlaging ontstaat alleen als aan bepaalde voorwaarden is voldaan. Daarover wordt later nog geschreven.



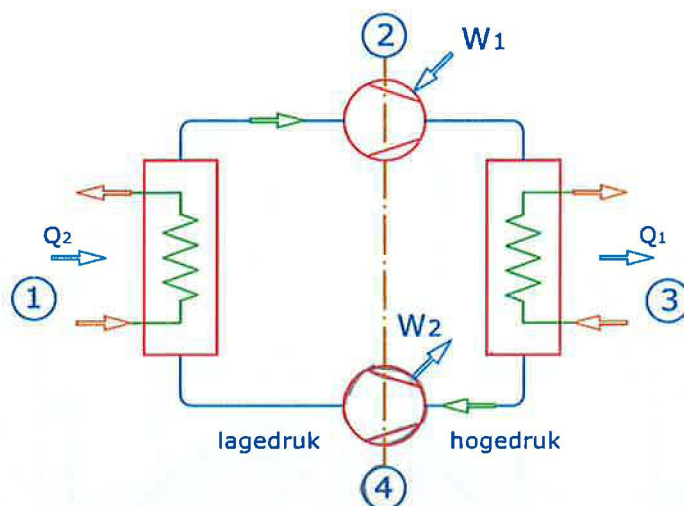
Figuur 4.1 Prinsipeschema expansiesysteem met smoorventiel

$$-Q_1 + Q_2 + W_1 = 0 \quad (4.1)$$

Deze balans heeft dezelfde vorm als die bij de compressiekoelmachine. Het smoorventiel is thermodynamisch niet gunstig, omdat geen arbeid wordt teruggewonnen uit de drukverlaging. Omdat in de gasfase gewerkt wordt is het mogelijk het smoorventiel te vervangen door een expansiemachine die mechanische arbeid levert. In het ideale geval is de expansie omkeerbaar adiabatisch en dus isentropisch. Het prinsipeschema wordt dan als in figuur 4-2 aangegeven. De energie- balans is:

$$-Q_1 + Q_2 + W_1 - W_2 = 0 \quad (4.2)$$

Compressor en expansiemachine worden zodanig gekoppeld, dat de expansiearbeid een deel van de arbeid voor de compressor levert, om het proces in gang te houden is arbeid nodig. Daarom is $W_1 > W_2$ en $Q_1 > Q_2$. De afkoeling van het gas ontstaat in dit geval doordat arbeid aan het gas wordt onttrokken tijdens de expansie. Wordt voor de drukverlaging een smoorventiel gebruikt dan ontstaat de afkoeling door het Joule-Thomson effect.



Figuur 4.2 Principeschema expansiesysteem met turbine

Het is niet mogelijk om een geschikt vergelijkings-proces voor alle expansiekoelmachines te geven dat dichter bij de werkelijkheid staat dan Carnot. De verschillen tussen de processen zijn daarvoor te groot. De belangrijkste processen zullen daarom apart worden besproken. Enkele in de gasfase werkende processen zijn:

- Brayton- of Jouleproces
- Stirlingproces
- Ackeret Kellerproces.

In figuur 4-3 zijn deze processen naast het Carnotproces getekend.

4.2 Het Carnotproces = *alleen theoretisch proces*

Het Carnotproces, bestaande uit twee isothermen en twee adiabaten, is ook als expansiekoelmachine technisch niet te realiseren en heeft ook hier alleen theoretische betekenis. In het T-S diagram is Carnot door de bekende rechthoek weer te geven die in dit geval geheel in de gasfase van het koudemedium moet liggen. In het p-V diagram loopt de compressie adiabaat van 1 naar 2. In het schema gebeurt deze compressie in de onderste machine. Er wordt geen warmte aan- of afgevoerd. Van 2 naar 3 volgt isotherme compressie, in het schema de bovenste compressor. De warmte Q1 wordt afgevoerd. Van 3 naar 4 wordt adiabatisch ge-expandeerd, van 4 naar 1 verloopt de expansie isothermisch.

De warmte Q2 wordt toegevoerd. Alle vier machines zijn op een as gekoppeld. De expansiearbeid wordt voor de compressieaandrijving benut, zodat alleen de arbeid $w_1 - w_2$ aan de as behoeft te worden toegevoerd. De koudefactor is die van Carnot.

$$\epsilon_c = T_2 / (T_1 - T_2) \quad (4.3)$$

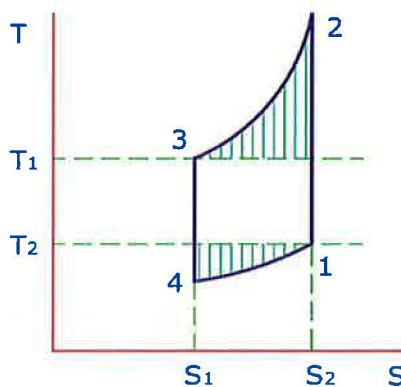
4.3 Het Braytonproces

Het Braytonproces wordt ook wel Jouleproces genoemd. Het bestaat uit twee isobaren en twee adiabaten. Het proces is aan de hand van figuur 4-3 te volgen: van 1 naar 2 adiabatische compressie, van 2 naar 3 afkoeling bij constante druk, van 3 naar 4 adiabatische expansie, van 4 naar 1 temperatuurverhoging bij constante druk. De warmtetoevoer langs 4-1 en de warmteafvoer langs 2-3 vindt niet isotherm plaats maar langs een temperatuurtraject.

2.2 OVERZICHT VAN DIVERSE SYSTEMEN Koudgaskoelmachines				
	CARNOT	JOULE	ACKERET-KELLER	STIRLING-PHILIPS
Grand-slag	2 isothermen 2 adiabaten	2 isobaren 2 adiabaten	2 isothermen 2 isobaren	2 isothermen 2 isochoren
P-V diagram				
T-S diagram				
Schema's				

Figuur 4.3 Overzicht van koudgasmachines.

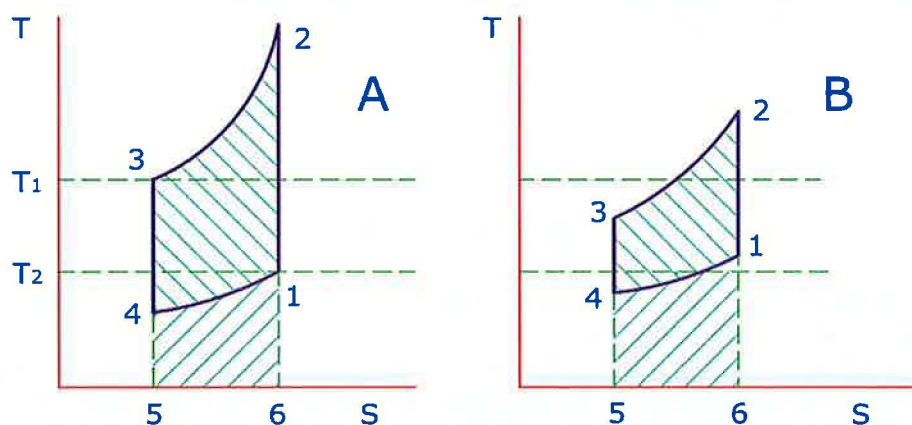
Zijn de omstandigheden zo dat de warmtetoevoer bij T_2 en de warmteafvoer bij T_1 , moet plaatsvinden, hetgeen bij veel koelmachines het geval is, dan wordt de koudefactor van Carnot bepaald door T_1 en T_2 , zie figuur 4-4. De gearceerde oppervlakken vallen buiten de rechthoek van het Carnotproces. In het T-S diagram waaruit te zien is dat het koudevermogen ten opzichte van Carnot afneemt en de toe te voeren arbeid beduidend toeneemt. De koudefactor wordt veel kleiner dan van het Carnotproces voor dezelfde temperatuurgrenzen.



Figuur 4.4 Braytonproces in T-S diagram

Er zijn koelobjecten waarbij de warmteopname langs een "traject" kan plaatsvinden. Voorbeelden hiervan zijn vriestunnels en proceskoeling waar het te koelen product in tegenstroom met het koudemedium warmte kan uitwisselen. Voor de warmteafvoer naar de omgeving is veelal ook een mogelijkheid te vinden om de warmtewisselaar langs een traject te laten werken. Voor bepaling van de koude-factor mogen dan de gemiddelde temperaturen T_1 en T_2 worden ingezet, waardoor deze veel gunstiger wordt.

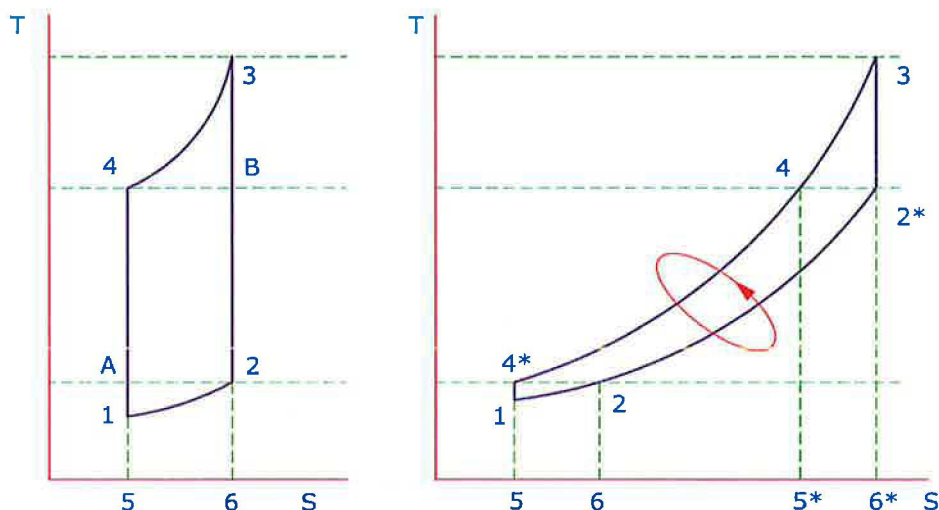
Vergelijk de beide kanten van figuur 4-5. De isobaren schuiven naar elkaar toe, het koudevermogen wordt groter, de toe te voeren arbeid kleiner. Merk op, dat het werken met deze diagrammen veel inzicht oplevert.



Figuur 4.5 Invloed warmteoverdracht via traject

Tot nu toe is van een ideaal proces uitgegaan, dus van volledige warmteuitwisseling en isentropische compressie en expansie. Om het rendement van de machine te verbeteren wordt tussen de isobarische procesdelen interne warmtewisseling toegepast, figuur 4-6.

Stel dat er een vrij groot temperatuurverschil moet worden overbrugd. Links in figuur 4-6 is een Braytoncyclus getekend zonder interne warmtewisseling. Het koudevermogen wordt voorgesteld door de oppervlakte 1-2-6-5-1, de aan de omgeving af te geven warmte door 3-4-5-6-3. Rechts in figuur 4-6 is op punt 2 de opwarming van het gas voortgezet door het in warmtewisseling te brengen met het warmere gecompresseerde gas. De opwarming gaat door tot punt 2'. Van 2' naar 3 volgt adiabatische compressie tot dezelfde temperatuur als punt 3 in de linker figuur. Van 3 naar 4 volgt warmteafgifte aan de omgeving. Van 4 naar 4' wordt het gecompresseerde gas verder gekoeld door warmtewisseling met het geëxpandeerde gas. Daarna volgt adiabatische expansie van 4' naar 1.



Figuur 4-6 Invloed interne warmtewisseling

De temperatuur van punt 3 moet bereikt worden om het af staan van warmte aan de omgeving mogelijk te maken. Omdat de compressie op een hogere temperatuur begint, punt 2' in plaats van 2, is een kleiner drukverschil nodig om de temperatuur van punt 3 te bereiken. Het procesdeel 3-4' verloopt langs een isobaar voor lagere druk dan het stuk 3-4 in het links aangegeven proces. Bij volledige warmtewisseling ligt punt 2' op dezelfde temperatuur als 4 en punt 4' op dezelfde temperatuur als punt 2, even afgezien van verschil in soortelijke warmte van de gasstromen. In beide processen wordt het koudevermogen voorgesteld door 1-2- 6-5-1, en dat is voor beide gelijk.

De warmteafgifte aan de omgeving is links voorgesteld door 3-4-5-6-3 en rechts door 3-4-5'-6'-3. In een T-S diagram zijn de isobaren horizontaal ten opzichte van elkaar verschoven. De beide oppervlakken zijn dus ook gelijk. Het verschil tussen 3-4-5-6-3 en 1-2-6-5-1 is de toegevoerde arbeid. Denk aan de warmtebalans:

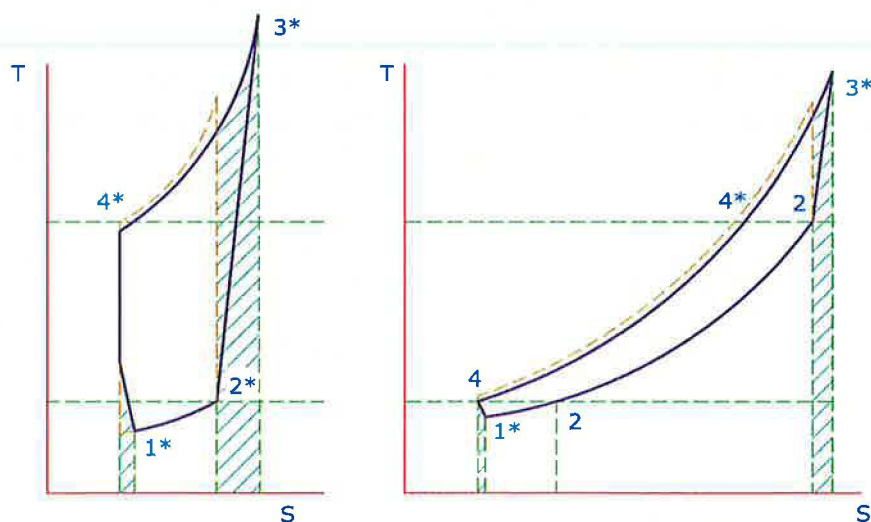
$$-Q_1 + Q_2 + W_1 - W_2 = 0 \quad (4.2)$$

waaruit:

$$Q_1 - Q_2 = W_1 - W_2$$

De toe te voeren arbeid is voor beide processen gelijk. Dat klopt ook omdat de rechthoek A-2-B-4- A dezelfde oppervlakte heeft als de figuur 4'-2'-2'-4-4'.

Verder is 4-B-3-4 gelijk aan 4-21-3-4 en 1-2-A-1 gelijk aan 1-2-4'-1. De interne warmtewisseling heeft dus geen rendementsverbetering gegeven en de installatie is alleen duurder geworden door de extra warmtewisselaars. Maar hier is uitgegaan van ideale processen. Bij reële processen is de situatie als in figuur 4- 7 getekend.



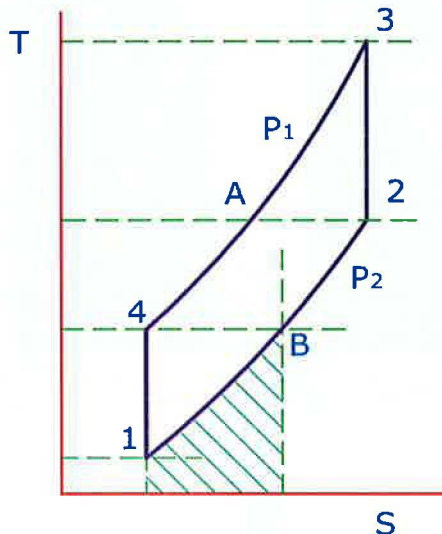
Figuur 4.7 Invloed interne warmtewisseling bij reële processen

De compressie en expansie verlopen niet adiabatisch maar gaan met entropie- verhoging gepaard. De toe te voeren arbeid wordt daardoor eveneens vergroot. In het proces met warmtewisseling blijkt deze verhoging veel minder te zijn dan in het proces zonder warmtewisseling. Vooral bij grote te overbruggen temperatuur- verschillen speelt dit een belangrijke rol. Bovendien is bij grotere drukverhouding het volumetrisch rendement van de compressor slechter.

Lange tijd is het Braytonproces alleen gebruikt voor temperaturen van -200°C aan het koude eind van de installatie. Door verbetering van het rendement van compressoren, expansiemachines en warmtewisselaars is de kans groot dat deze cyclus binnen afzienbare tijd ook voor koeltemperaturen van -50°C aanvaardbaar kan concurreren.

Figuur 4-8 toont een ideaal Braytonproces in een T-S diagram. Het koudemEDIUM is lucht, de druk $p_1 = 1$ bar. Het proces verloopt gedeeltelijk in vacuüm. Het feit dat de hoge druk 1 bar is, maakt het mogelijk daar waar de atmosfeer voldoende zuiver is een open cyclus te maken door eenvoudig het stuk 3-A weg te laten. De warmtewisselaar voor afvoer van de warmte naar de omgeving is dan niet nodig. De lucht wordt bij A uit de omgeving aangezogen en na het doorlopen van het proces in toestand 3 weer in de omgeving geblazen. Nadeel is dat de warmteopname uit het object, het procesdeel 1-B, in vacuüm moet gebeuren. Daarvoor is dan weer een extra warmtewisselaar nodig, zodat de investeringswinst verloren gaat.

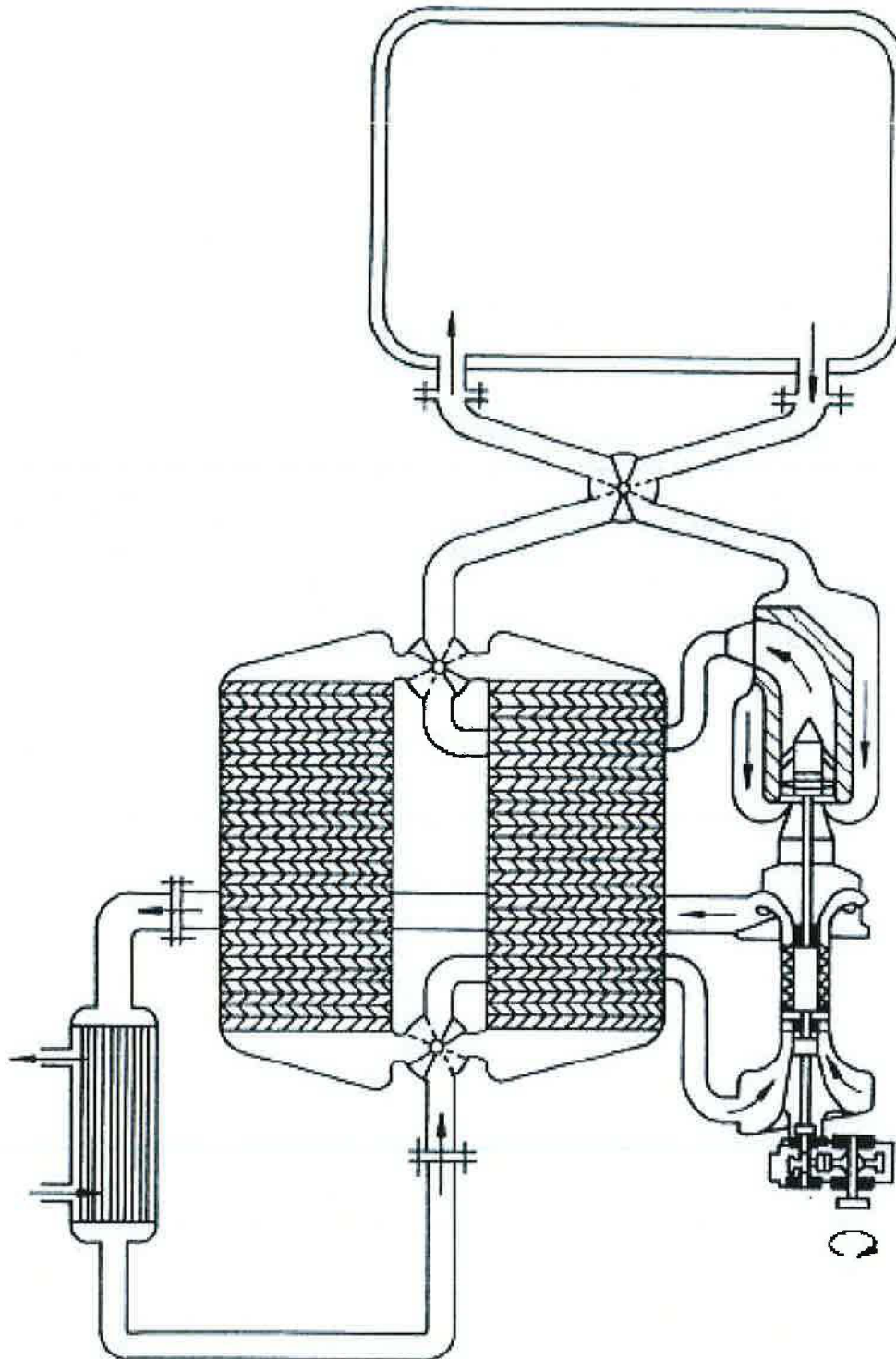
In Rusland zijn koelmachines gebouwd waarbij dit laatste nadeel is ondervangen. In figuur 4-9 is dit getekend, geprojecteerd op het ideale proces uit figuur 4- 8. De gesloten cyclus is weergegeven, maar hetzelfde kan ook als open systeem worden uitgevoerd. Vanaf punt 3* wordt de lucht door de omgeving afgekoeld tot punt A, welk punt ten opzichte van het ideale proces op zijn plaats blijft. Van punt A naar punt 4* volgt afkoeling in een regeneratieve warmtewisselaar. Van 4* naar 5* neemt de lucht warmte op uit het product of object dat moet worden gekoeld. Dat gebeurt voor de expansie, dus ongeveer bij druk p_2 . Door drukverliezen is de druk van 3* naar 4* en van 4* naar 5* wat lager geworden. Om het procesdeel 4*-5* in een vrijwel atmosferische ruimte te laten verlopen, bijvoorbeeld een vriestunnel of een vriesopslag, moet de lijn 3*-4* naar een wat hogere druk opschuiven.



Figuur 4.8 Ideaal Braytonproces in T-D diagram

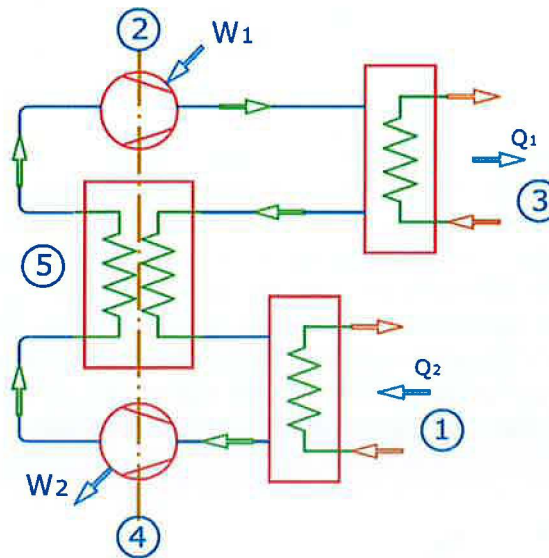
Wil men het deel 3*-A als open proces uitvoeren, dan moet een geringe onderdruk in het koelobject geaccepteerd worden. De drukverliezen zijn bij een goed ontwerp klein. Van 5* naar 1* wordt geëxpandeerd. Door de niet- omkeerbare verliezen neemt de entropie toe. Punt 1* moet een lagere temperatuur hebben dan punt 4* in verband met de onvolkomen warmtewisseling en het verschil in soortelijke warmte tussen de gasstromen van de verschillende drukken. De geëxpandeerde lucht wordt in een regeneratieve warmtewisselaar opgewarmd tot 2*. Temperatuur bij punt 2* is lager dan bij punt A. De druk in 2* is iets lager dan in 1* door het druk verlies in de warmtewisselaar. De opgewarmde lucht wordt van 2* naar 3* gecomprimeerd. Door de niet-omkeerbare verliezen tijdens deze compressie neemt de entropie toe. De warmteopnamen uit het object gebeurt langs 4*-5*. Het zich daaronder bevindende oppervlak in het T-S diagram geeft het koudevermogen aan.

Het oppervlak onder de lijn I-B stelt het koudevermogen van het ideale proces voor. In het werkelijke proces is het koudevermogen kleiner en de toe te voeren arbeid groter dan in het ideale proces. De koudefactor is in het werkelijke proces belangrijk kleiner. Bovendien is uit de diagrammen te zien dat de warmtestromen door de warmtewisselaars in het werkelijke proces groter zijn dan in het ideale proces, zodat de afmetingen van deze warmtewisselaars groter worden.



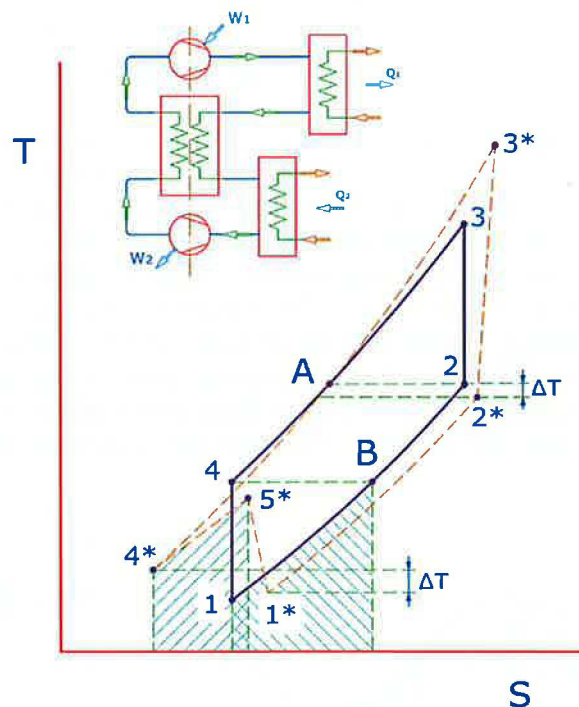
Figuur 4.9 Russisch expansiekoelsysteem

Het schema van de koelmachine is in figuur 4-10 gegeven. In tegenstelling met het schema in figuur 4-2 vindt de warmtetoevoer Q_2 aan de hoge drukzijde plaats.



Figuur 4.10 Schematische uitvoering Russische expansie koelmachine

Bij de open koelmachine kan het drukvat bij Q vervallen en wordt de warmte direct in de omgevingslucht gebracht. Figuur 4-11 toont de in Rusland gebouwde Brayton koelmachine in wat meer gedetailleerde vorm. Het pijpstuk met warmte- wisselaar links boven kan door het losnemen van twee flenzen worden verwijderd, waarmee de open cyclus gerealiseerd is. De wisseltijden van de regeneratieve warmtewisselaars liggen in de ordegrootte van enige minuten. Deze Russische machines worden voor vrij grote koudevermogens gebouwd en gebruikt voor het invriezen van voedsel. Op het voordeel van de regeneratieve warmtewisselaar wordt later teruggekomen.



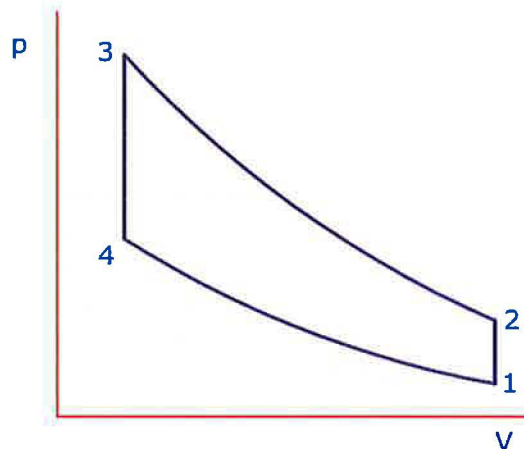
Figuur 4.11 Gedetailleerde uitvoering Russische expansie koelmachine

In de Verenigde Staten is een kleine Braytonmachine gebouwd voor de klimaat- regeling in automobielen. Het systeem is eveneens gebruikt voor de klimaatregeling in vliegtuigen. In de Verenigde Staten is een middelgrote vriestunnel in standaard uitvoering op de markt, werkende met een laagste temperatuur van -130°C . Gezien de compacte bouw lijkt de toepassing in auto's en vliegtuigen zinvol. Het invriezen van voedsel bij -175°C resp. -130°C is nog niet economisch verantwoord.

Daartoe moet het systeem bij -50°C kunnen werken met een rendement dat vergelijkbaar is met dat van compressiekoelmachines. Er zal nog veel ontwikkelingswerk nodig zijn om deze situatie te bereiken.

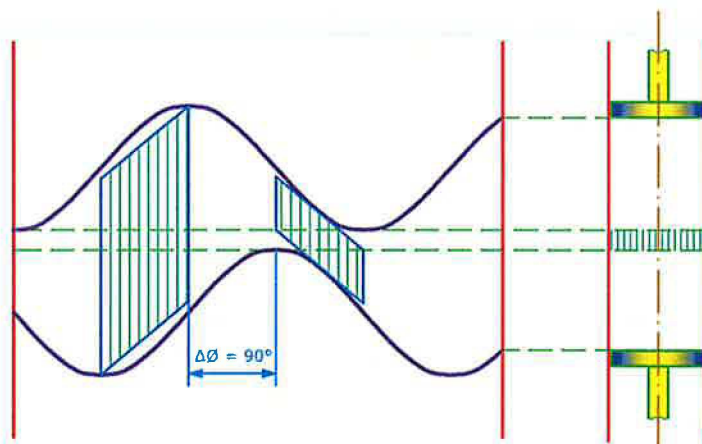
4.4 Het Stirlingproces

De Stirlingcyclus is opgebouwd uit twee isothermen en twee isochoren. In Nederland is dit proces op industriële schaal ontwikkeld. De diagrammen en het schema staan in de verzamelfiguur 4-3. Het T-S diagram is niet voor berekeningen te gebruiken, omdat gedeelten van het gas niet aan de gehele kringloop meedoen. Men kan dus niet spreken van een bepaald rondgaande massastroom. De gasmassa pulst en een deel van het gas blijft in de schadelijke ruimte en de regenerator-ruimte achter. Druk en volume zijn wel voor de gehele gasmassa op elk moment van de cyclus bepaald. Daarom is het p-V diagram wel bruikbaar. In figuur 4-12 is een p-V diagram voor een ideaal Stirlingproces gegeven. Van 2 naar 3 wordt het medium gecomprimeerd, de compressiewarmte wordt afgevoerd, zie figuur 4-3. Van 3 naar 4 wordt gas langs de isochoor afgekoeld door de regeneratieve warmtewisselaar.



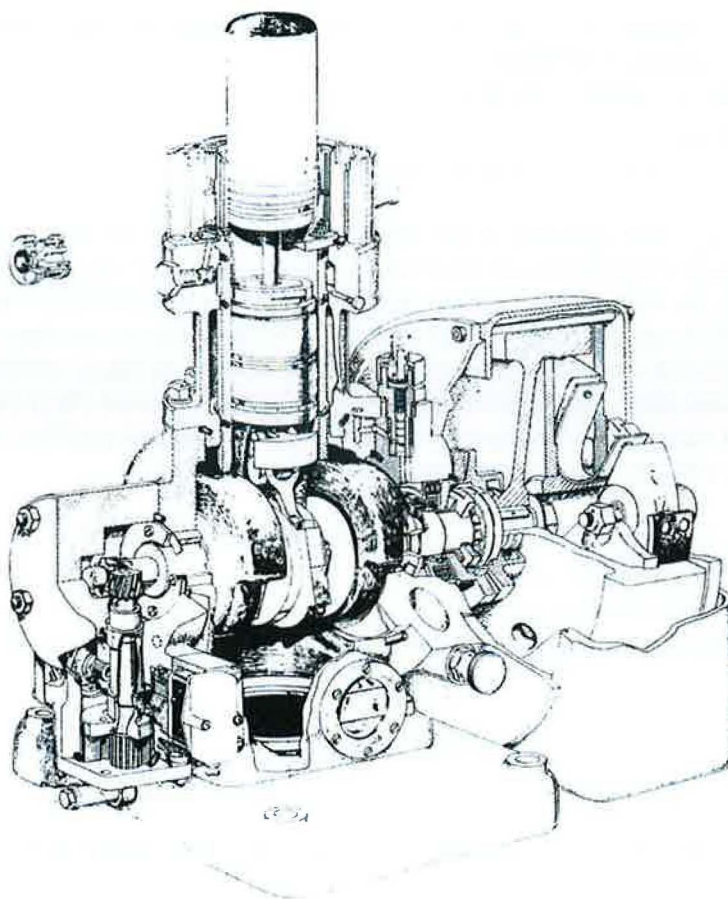
Figuur 4-12 p-V diagram ideaal Stirling proces

De beide zuigers verplaatsen zich tegelijk. Het gekoelde gas wordt isotherm geëxpandeerd en neemt daarbij warmte op uit het te koelen object. De expansie vindt plaats door volumevergroting middels verplaatsing van één zuiger, lijn 4-1 in het diagram. De beide zuigers verplaatsen zich daarna zodanig, dat het gas warmte opneemt uit de regeneratieve warmtewisselaar, bij gelijkblijvend volume. Het procesdeel loopt langs de isochoor 1-2. In het werkelijke proces van de Philips-koudgaskoelmachine worden de isochoren zo goed mogelijk gerealiseerd door twee krukstangmechanismen die bijna 90° in fase verschoven zijn ten opzichte van elkaar. Figuur 4-13 toont daarvan het resultaat. De zuigerbeweging als functie van de krukhoek en dus van de tijd is bij benadering een sinus-kromme. Door de faseverschuiving ontstaan op twee plaatsen in het proces bijna evenwijdige lijnen. Deze delen zijn in figuur 4-13 door een verticale arcering aangegeven. Het blijkt dat de isochoren slechts bij benadering tot stand komen.



Figuur 4.13 Zuigerbeweging Stirling proces

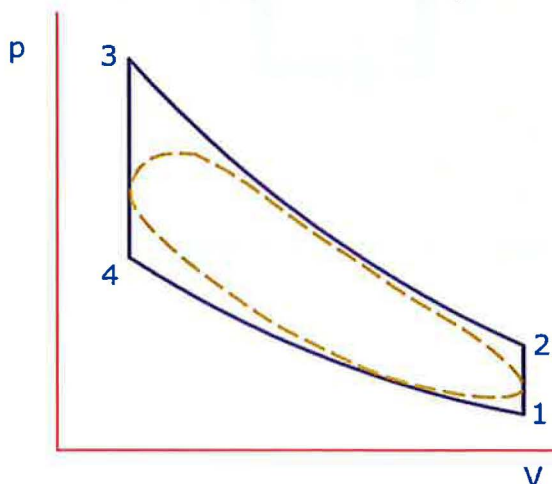
In de Philips koudgasmachine lopen de belde zuigers in één cilinder en worden gedreven door een dubbel krukdriftstangmechanisme, figuur 4-14.



Figuur 4.14 Philips koudgasmachine (tekening Philips)

Het p-V diagram van het werkelijk proces is in figuur 4-15 met een stippellijn aangegeven, vergeleken met het ideale proces. Van de isochoren 1s door de sinus-vormige zuigerbeweging weinig overgebleven en door de niet-ideale warmtewisseling worden de isothermen ook niet bereikt.

In de ideale vorm is het rendement van het Stirling proces gelijk aan dat van het Carnotproces. In de T-S diagrammen van deze beide processen in figuur 4-3 is dat direct te zien. De oppervlakte van de figuur 1-2-3-4 in het Stirling proces is gelijk aan de rechthoek 1-2-3-4 van het Carnotproces tussen dezelfde temperatuurgrenzen. Het werkelijk proces bereikt ongeveer 0,45 maal het Carnotrendement. In de Philipsmachines worden waterstof of helium als koudemEDIUM gebruikt, afhankelijk van de bedrijfs-temperatuur van het koude deel. Het proces moet geheel buiten het coëxistentiegebied verlopen, dus dienen de gasdrukken daaraan te worden aangepast. Is de machine gebouwd om zeer lage temperaturen beneden enkele graden Kelvin te bereiken, dan is helium onder lage druk het aangewezen koudemEDIUM.



Figuur 4-15 p-V diagram werkelijk proces

5. THERMO-ELEKTRISCHE KOELSYSTEMEN

Thermo-elektrische koelsystemen zijn alleen in speciale gevallen zinvol toe te passen. Daarvoor zijn duidelijk aanwijsbare redenen:

- benodigde speciale materialen zijn erg duur;
- het rendement is laag;
- voeding is alleen met elektrische energie mogelijk.

Het prinsipeschema wijkt op het oog sterk af van de tot nu toe besproken machines, zie figuur 5-1. Door een circuit van twee speciale materialen en neutrale verbindingen loopt een elektrische stroom. Door het Peltier effect wordt, indien de stroom in de juiste richting loopt, de temperatuur bij de koude las A lager dan bij de warme las B. Bij A kan warmte Q_c vanuit een te koelen object worden toegevoerd. Bij B kan warmte Q_h naar een omgeving worden afgevoerd. Om de machine te laten werken is een spanningsverschil nodig, onderhouden door een spanningsbron. Dat spanningsverschil is te vergelijken met het drukverschil van de in het voorgaande besproken systemen. De spanningsbron, waaraan uiteraard energie toegevoerd moet worden is te vergelijken met de compressor.

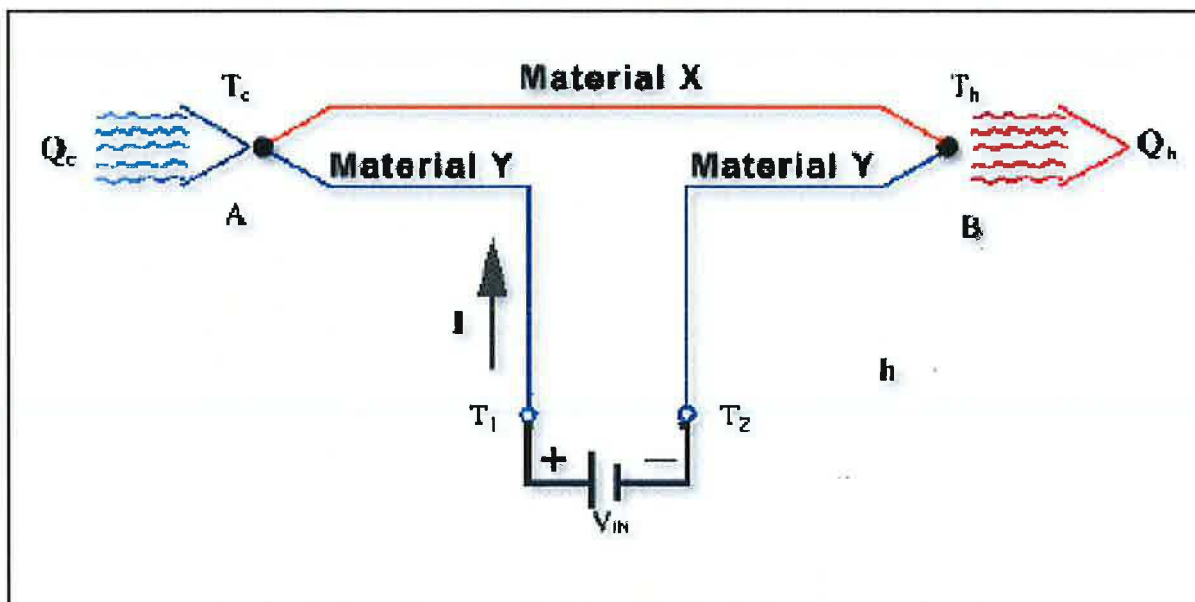
De karakteristieke kenmerken van de thermo-elektrische koelmachine zijn:

- een elektronenstroom fungeert als medium;
- er wordt elektrische energie toegevoerd;
- er zijn twee warmtewisselaars, de koude en de warme las;
- de warmtebalans is:

$$Q_h = Q_c + W \quad (4)$$

- er is een kringloop.

Opmerking: de spanningsbron is analoog aan een compressor en de elektrische weerstand is analoog aan een smoorventiel.



Figuur 5.1 principe schema thermo-elektrische koeling

5.2. Peltier coolers

By Victor Rudometov, Eugene Rudometov

The work of modern efficient electronic devices dissipates a lot of heat, especially while overclocking. Effective work of such components require adequate cooling. As a rule, we use fan based coolers. The reliability and performance of them grow constantly due to construction improving, usage of the latest technologies for sensor development. However, not so long ago there appeared new-based cooling devices - semiconductor coolers which utilize the Peltier effect.

Peltier refrigerators containing specific semiconductor thermo-electric modules have the widest perspective in the market for cooling devices.

Thanks to their unique heat and operational characteristics, Peltier modules allow to reach the required cooling of computer components without huge technical problems and finance expenditure. They are quite compact, convenient, reliable and efficient.

In the systems, elements of which are operated in the tough temperature modes (i.e. in case of overclocking), Peltier modules are of great interest.

Peltier modules

There used a so called thermoelectric refrigerator based on Peltier effect. The given effect was called after a french watchmaker (1785-1845.), who discovered it in 1834. If you put a drop of water in the hollow on the joint of 2 semiconductors Sb and Bi, and switch on the current, the drop would freeze (with the reverse direction of the current the drop would melt). This is how Peltier effect works.

Unlike the Joule heat which is proportional to the current strength squared ($Q=R \cdot I \cdot t$), the Peltier is proportional to the current strength and changes the sign (-/+) if the current changes the direction.

The Peltier heat equals:

$$Q_p = P \cdot q$$

$q=I \cdot t$, P is a Peltier factor that depends on contacting materials and temperature.

Peltier heat is considered positive in case of dissipation, and negative in case of absorption.

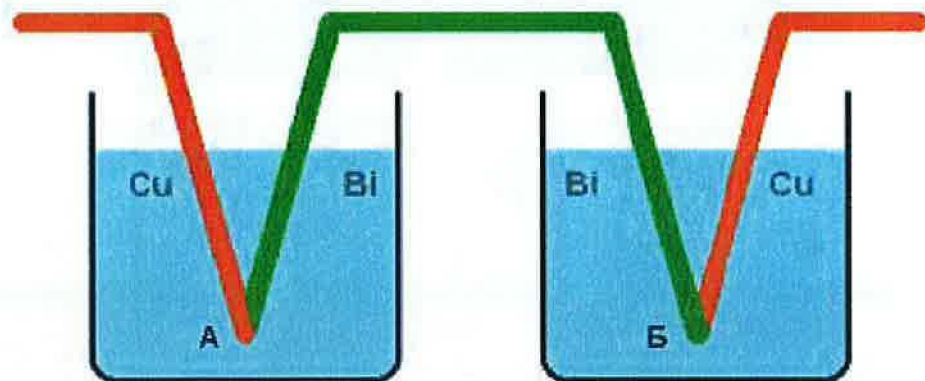


Fig. 1. The scheme of the experiment of Peltier heat measuring, Cu, Bi.

In this case the Joule heat in both calorimeters is the same (since $R = R(\text{Cu}) + R(\text{Bi})$). But the Peltier heat differs in the sign. So, this experiment allows to calculate the Peltier factor.

* Temp van ene beker loopt niet gelijk omhoog als dat de andere beker omhoog loopt. (dus $q_h = \text{niet } q_h$) →
→ komt omdat de weerstand ook warmte genereert

In the table below you can see some Peltier factors for different pairs of metals.

Peltier factors for different metal pairs					
Fe-constantan		Cu-Ni		Pb-constantan	
T, K	P, mV	T, K	P, mV	T, K	P, mV
273	13,0	292	8,0	293	8,7
299	15,0	328	9,0	383	11,8
403	19,0	478	10,3	508	16,0
513	26,0	563	8,6	578	18,7
593	34,0	613	8,0	633	20,6
833	52,0	718	10,0	713	23,4

Usually, a Peltier factor is calculated this way:

$$P = \alpha \cdot T$$

P - Peltier factor, α - Tomson factor, T - absolute temperature.

In theory, the Peltier effect is explained the following way: electrons speed up or slow down under the influence of contact potential difference. In the first case the kinetic energy of the electrons increases, and then, turns into heat. In the second case the kinetic energy decreases and the joint temperature falls down. In case of usage of semiconductors of p- and n- types the effect becomes more vivid. On the scheme you can see how it works.

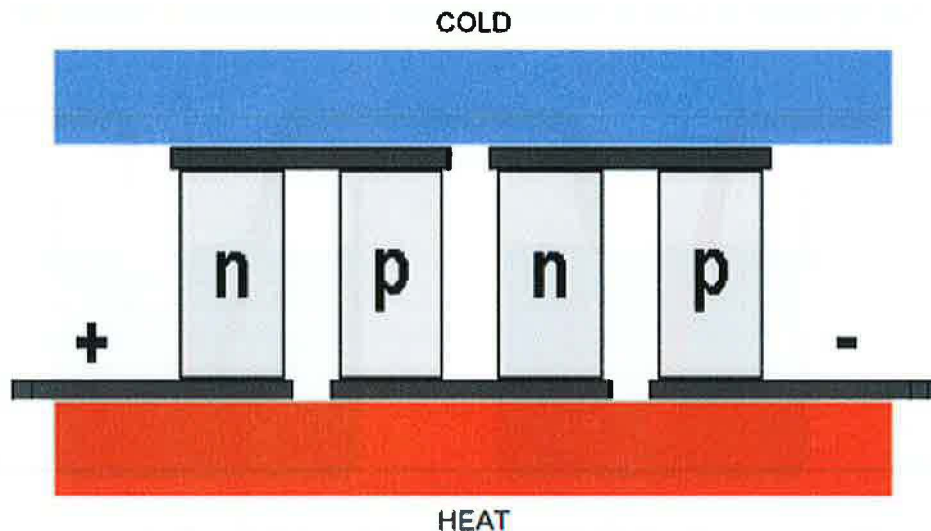


Fig. 2. Usage of semiconductors of p- and n-type in thermoelectric coolers.

Combination of many pairs of p- and n-semiconductors allows to create cooling units - Peltier modules of relatively high power (see the scheme below).

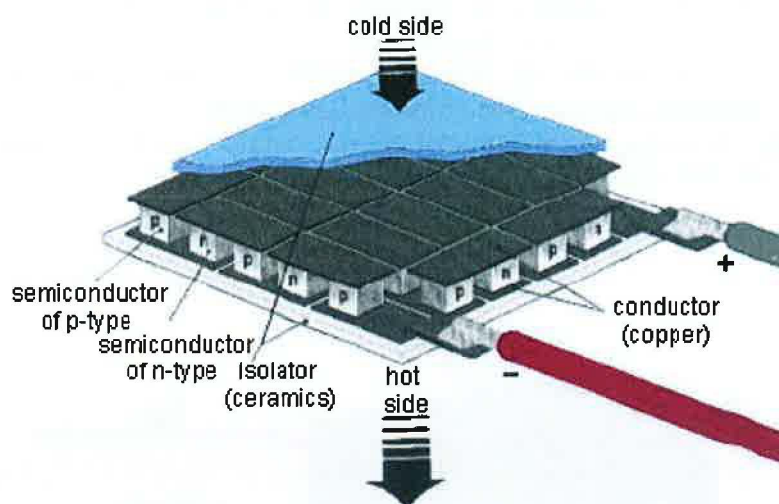


Fig. 3. Structure of a Peltier module

A Peltier module consists of semiconductors mounted successively, which form p-n- and n-p-junctions. Each junction has a thermal contact with radiators. When switching on the current of the definite polarity, there forms a temperature difference between the radiators: one of them warms up and works as a heatsink, the other works as a refrigerator.

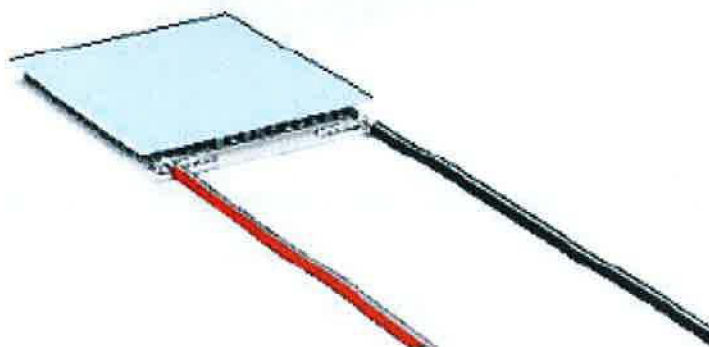


Fig. 4. Peltier module

A typical module provides a temperature difference of several tens degrees Celsius. With forced cooling of the hot radiator, the second one can reach the temperatures below 0 Celsius. For more temperature difference the cascade connection is used.

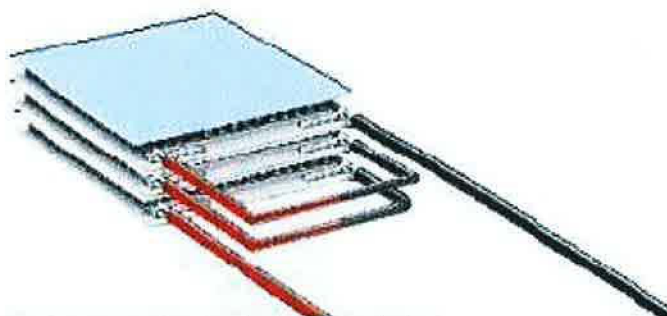


Fig. 5. An example of cascade connection of Peltier modules

The cooling devices based on Peltier modules are often called active Peltier refrigerators or Peltier coolers.

Peltier module's power depends on its size. The modules of low power might not be efficient enough. But the usage of the modules of too high power might cause moisture condensation, what is dangerous for electronic circuits. The distance between conductors on the modern printed circuit boards constitutes parts of a millimeter.

Nevertheless, they were powerful Peltier modules and additional cooling systems which helped KryoTech and AMD companies to overclock AMD processors up to 1 GHz. We should notice here, that the systems work was stable and reliable enough. Similar experiments were made with Intel Celeron, Pentium II, Pentium III, which achieved tremendous performance growth. We should point out that Peltier modules dissipates a lot of heat. That's why it's necessary to use not only a powerful fan in the cooler, but also other different fans inside the case.

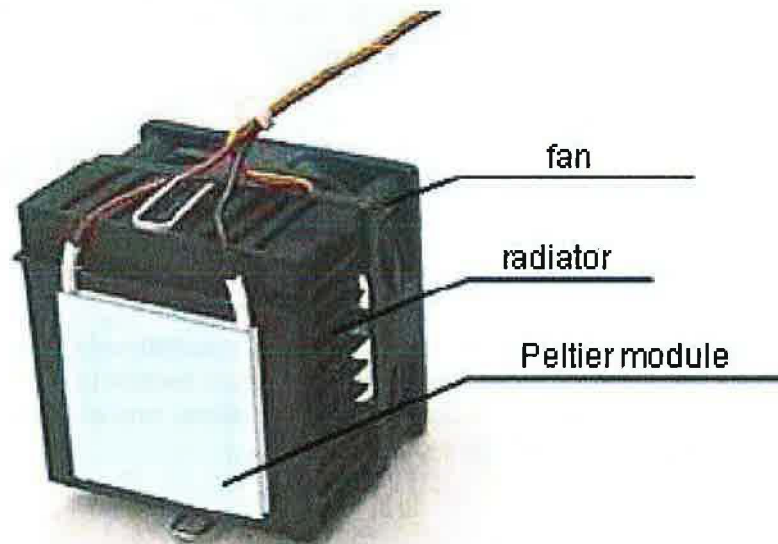


Fig. 6. An outward appearance of a cooler with a Peltier module

6. TOEPASSINGSGEBIEDEN VAN DE VERSCHILLENDE KOELPRINCIPES

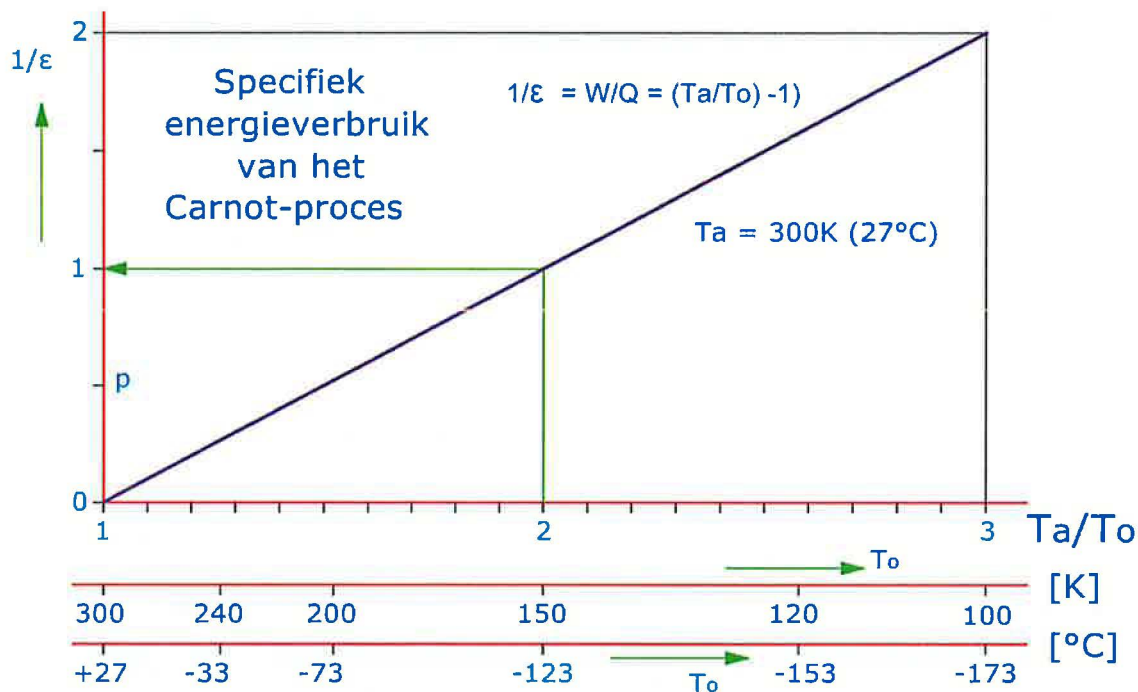
De compressiemachine is het meest verbreid. Van $+12\text{ }^{\circ}\text{C}$ tot $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ is het rendement redelijk. In dit temperatuurgebied vindt men de compressiemachine met zeer kleine koudevermogens, de huishoudkoelkast, en met zeer grote vermogens in de procesindustrie. De zuigercompressor beheerst het gebied van de kleine vermogens en de middelgrote vermogens. Voor kleine vermogens is de spiraalcompressor en rolzuigercompressor tot ontwikkeling gekomen. Met een vrij grote overlap is daarboven een gebied voor schroefcompressoren te vinden. Voor de zeer grote vermogens worden centrifugaalcompressoren gebruikt. Tussen deze zogenaamde turbo- en schroefcompressoren bestaat ook een grote overlap. Voor hogere verdampingstemperaturen zoals onder andere in de klimaatregeling gebruikt, zijn turbocompressoren voor middelgrote vermogens bruikbaar. De reden is dat een trapsturbo's voor een redelijke prijs en met een aanvaardbaar rendement te bouwen zijn. De ondergrens ligt bij ongeveer 250 kW koudevermogen.

Vanaf $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ en lager wordt meestal overgeschakeld op 2-trapssystemen en onder $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ begint het gebied van de cascade-systemen.

De absorptiekoelmachine wordt vooral gebruikt als warmte van voldoende hoog niveau goedkoop beschikbaar is. Dat komt voor in de procesindustrie en bij stadsverwarmingsnetten. Ook bij warmtekrachtinstallaties is in de zomer de overvloedige warmte een goede aandrijfbron een absorptiekoelmachine voor airconditioningdoeleinden. Als de aandrijftemperatuur voldoende hoog is (stoom als warmtebron) kunnen vrij lage temperaturen worden bereikt. Het rendement loopt daarbij terug, vooral als tweetraps-systemen nodig zijn. De grens van bereikbare verdampingstemperaturen ligt bij $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ tot $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$. Het absorptieprincipe is bruikbaar voor zeer kleine koudevermogens, zoals bij de koelkast in boten, caravans en de bekende minibar op hotelkamers. Maar ook zeer grote vermogens komen voor. De absorptiemachine is dus evenals de compressiekoelmachine over een grote range van koudevermogens te gebruiken. In verband met de grotere aandacht voor het gebruik van restwarmte en procesintegratie neemt de toepassing van thermische sorptiesystemen toe.

Expansie machines komen bij de huidige stand van de techniek in aanmerking voor temperaturen van $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ tot $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dat geldt met name voor de Stirling en Brayton-cycli. Zowel de compressie- als de absorptiekoelmachine gaan bij lage verdampingstemperaturen sterk in rendement achteruit door het thermodynamisch slechte smoorventiel. Bij de Stirling- en Brayton-machines wordt de drukverlaging omgezet in mechanische energie. Bij hogere verdampingstemperaturen speelt het nadeel van de grotere te circuleren volumina een overwegende rol ten opzichte van de winst aan vermogen. Het Linde- en het Claudeproces zijn open processen en gericht op het condensereren/produceren van gassen met laag kookpunt. Bij Linde wordt alleen gesmoord, dus ook daarbij is het rendement laag. Claude laat een deel van de massastroom van het koudemiddel via een expansiemachine lopen hetgeen een hoger rendement oplevert. Binnen het kader van het streven naar toepassing van natuurlijke koudemiddelen (water, lucht, ammoniak, propaan/butaan en koolzuurgas), bestaat voor de Joule/Brayton cycli hernieuwde belangstelling met lucht als koudemiddel. Toepassing bij invriestunnels behoort tot de mogelijkheden, mits het energieverbruik, lees 'broeikas-effect' niet te groot is.

Thermo-elektrische koeling heeft een laag rendement en vraagt een hoge investering per eenheid van koudevermogen, doordat dure materialen moeten worden toegepast. Er zijn geen bewegende delen en er is weinig ruimte nodig. Dit principe is alleen toepasbaar als het koudevermogen klein is, weinig ruimte beschikbaar is en de kosten geen hoofdrol spelen. Voorbeelden zijn onderzeeërs, ruimtevaart en meetinstrumenten (bijv. de dauwpuntsmeter voor vochtige lucht). Ook in de koelbox voor het strand/picknick wordt dit koelprincipe toegepast.



Grafiek 6.1 Specifiek energieverbruik van het carnot-proces

GLOBAAL OVERZICHT VAN KOUDEFACTOREN VOOR ENKELE PRAKTISCHE PROCESSEN			
Condensatie temperatuur	Verdampingstemperatuur		
$T_1 = 300\text{ K} / (+27^\circ\text{C})$	$T_2 = 273\text{ K} / (0^\circ\text{C})$	$T_2 = 228\text{ K} / (-45^\circ\text{C})$	$T_2 = 188\text{ K} / (85^\circ\text{C})$
Volgens Carnot	10,1	3,16	1,68
1-traps compressie	2,5 – 4,5	1,3 – 1,6	---
2-traps compressie	---	1,7 – 2,0	0,2 – 0,3
1-traps absorbtie	0,45 – 0,6	0,2 – 0,4	---
2-traps absorbtie	---	0,15 – 0,20	---
2-trap resorbtie	---	0,25	---
Brayton expansiemachine	0,5 – 1,5	0,4 – 1,0	0,4 – 0,5
Stirling expansiemachine	---	0,25 – 0,6	0,3 – 0,6

Toelichting:

De Linde- en Claudeprocessen en thermo-elektrische koeling zijn niet in het bovenstaande overzicht opgenomen omdat dit zeer specifiek gerichte processen zijn. Door allerlei oorzaken, zoals verschil in koudemedium, verschil in koelvermogen en dergelijke, ontstaat spreiding in de gemeten koude-factoren. Daarom zijn soms ranges aangegeven in plaats van cijfers. Verder dient bedacht, dat aan compressie-systemen en expansiekoelmachines mechanische energie moet worden toegevoerd en warmte aan absorptie- en resorptiemachines. Voor een juiste vergelijking moeten de elektromotorgedreven machines nog gecorrigeerd worden met een rendement van ongeveer 35% voor de omzetting van primaire energie in mechanische energie.

