

Wärmepumpen und Kältetechnik II

Grundlagen
Stand 2007

Kunz - Beratungen

Peter Kunz

Fuchshalde 15

8305 Dietlikon

Tel. 01 833 08 07

Fax. 01 833 79 65

Email info@kunz-beratungen.ch

Page www.kunz-beratungen.ch

Inhaltsverzeichnis Teil 1

1	Einleitung.....	3
1.1	Kühlanlagen im Altertum	3
1.2	Natureis-Handel	3
1.3	Kältemischungen	3
1.4	Die ersten Kältemaschinen	3
1.5	Haltbarmachung von Lebensmitteln	4
1.6	Betrieb als Wärmepumpe	4
2	Grundlagen.....	4
2.1	Funktion, Prinzip	4
2.2	Carnot'scher Vergleichsprozess	5
2.3	Der ideale Kreisprozess im log p-h-Diagramm.....	6
2.4	Der reale Kreisprozess	9
2.5	Begriffe bei Wärmepumpen.....	10
2.6	Betriebsweise von Wärmepumpenanlagen	11
2.6.1	Monovalenter Betrieb	12
2.6.2	Bivalent paralleler Betrieb.....	13
2.6.3	Bivalent-alternativer Betrieb:	14
2.7	Anlagen-Kennwerte.....	16
2.7.1	Der Isentropen-Wirkungsgrad $\eta_{is1,2}$	16
2.7.2	Das Druckverhältnis π	16
2.7.3	Die Leistungszahl ε	16
2.7.4	Der Carnot'sche Gütegrad η	17
2.7.5	Die Arbeitszahl β oder COP (Coefficient of Performance)	18
2.7.6	Ozonabbau-Potential ODP (Ozone depletion potential)	18
2.7.7	Treibhauspotential GWP (Global warming potential)	18
2.7.8	Treibhauspotential HGWP (Halocarbon global warming potential).....	19
2.7.9	Die globale Erwärmung TEWI (total global warming impact).....	19
3	Bauarten von Wärmepumpen und Kältemaschinen	20
3.1	Kompressions-Maschine	20
3.1.1	Einstufige Kompressionsmaschine.....	20
3.1.2	Zweistufige Kompressionsmaschine	22
3.2	Absorptions-Maschine.....	24
3.3	Dampfstrahl-Kältemaschine	28
3.4	Kaltgas-Kältemaschine	28
3.5	Thermoelektrischer Kälteprozess (Peltiereffekt).....	28
3.6	Magnetokalorische Wärme-/Kälteerzeugung.....	28

1 Einleitung

1.1 Kühlanlagen im Altertum

Bereits 2500 Jahre vor Christus haben die alten Ägypter Trinkwasser in porösen Tongefässen aufbewahrt. Sie nutzten den Kühleffekt, der dadurch entsteht, dass Wasser durch die feinen Poren der Gefässe sickert und an der Aussenfläche verdunstet. Man verbesserte diese Kühlung noch dadurch, dass Sklaven mit Palmwedeln ständig für Luftbewegung sorgen mussten.

330 Jahre vor Christus nutzten auch die Inder die Verdunstungskälte.

Alexander der Grosse liess auf seinen Feldzügen Gräben mit Schnee füllen, um den Wein für seine Krieger kühl zu halten.

Auch die Römer kühlten ihre Speisen und den Wein mit Schnee. Der römische Kaiser Varius Avitus war wohl einer der ersten Besitzer einer „Klimaanlage“. In seinen Gärten liess er ganze Berge von Schnee anhäufen, um sich im Sommer vom frischen Wind kühlen zu lassen.

Die Kalifen von Damaskus und Bagdad bezogen ganze Kamelladungen Schnee aus dem Libanon und den Armenischen Bergen, der teilweise in die Doppelwände der Sommerhäuser gestampft wurde, um sie so zu kühlen. Auch der Sultan von Kairo liess dazu täglich 14 Kamelladungen Schnee aus Syrien heranschaffen.

1.2 Natureis-Handel

Relativ spät begann man in Europa Schnee und Eis zu Kühlzwecken zu verwenden. Im 16. Jahrhundert wurde der Verkauf von Natur-Eis, das im Winter gewonnen und in Eiskellern gelagert wurde, zu einem guten Geschäft.

Im 19. Jahrhundert begannen die Amerikaner Polareis mit Schiffen heranzuschaffen, das dann über ein weit verzweigtes Netz im ganzen Land verteilt wurde.

1.3 Kältemischungen

Neben der Kühlung mit Schnee und Eis und mit der Verdunstungskälte erkannte man schon früh die Wirkung von Kältemischungen. Im 4. Jahrhundert nach Christus liessen die Inder Wasser durch Zugabe von Salz abkühlen.

In Italien und Spanien wurde im Mittelalter Wasser durch Zugabe und Auflösen von Salpeter gekühlt.

Fahrenheit (deutscher Physiker 1686-1736) legte den Nullpunkt seiner Temperaturskala mit Hilfe von Schnee und Salmiak fest ($0^{\circ}\text{F} = -17,7^{\circ}\text{C}$).

Mit Schnee und Calciumchlorid wurde 1793 künstlich eine Temperatur von -50°C erreicht.

1.4 Die ersten Kältemaschinen

1834 baute der Amerikaner Jacob Perkins die erste mit Äthyläther arbeitende Kompressionskältemaschine, die aber wegen der grossen Explosionsgefahr sehr unsicher arbeitete. Ab ca. 1870 wurden dann überall auf der Welt Kälteanlagen erstellt, die aber vorwiegend zur Erzeugung von Stangen-Eis dienten. Es waren riesige, unterhaltsaufwändige Maschinen, die

ständig beobachtet und nachreguliert werden mussten. Diese Anlagen wurden vor allem von Lagerhäusern und Bierbrauereien betrieben.

Zu Beginn des 20. Jahrhunderts kamen dann die ersten Kleinkälteanlagen mit Elektromotorantrieb auf den Markt. Als Kältemittel wurden noch giftige oder explosive Stoffe eingesetzt, was vor allem bei Kühlschränken zu erheblichen Gefahren und Unfällen führte.

1.5 Haltbarmachung von Lebensmitteln

Neben dem Sterilisieren, Pasteurisieren, Trocknen, Räuchern, Salzen, Zuckern und Einlegen in säurehaltigen Flüssigkeiten, stellt heute die Kühlung jene Methode dar, die es erlaubt, ein Lebensmittel ohne nennenswerten Qualitätsverlust zu lagern.

1.6 Betrieb als Wärmepumpe

Die Nutzung der Kondensator-Abwärme wurde erst durch effiziente Elektromotoren wirtschaftlich. So werden Wärmepumpen in grösserer Anzahl erst seit Mitte des 20. Jahrhunderts eingesetzt.

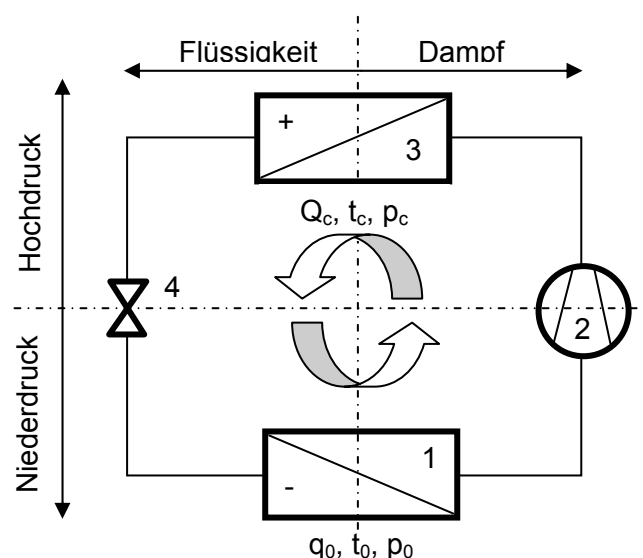
2 Grundlagen

2.1 Funktion, Prinzip

Das derzeit überwiegend angewendete Verfahren in der Wärmepumpen- und in der Klima-Kältetechnik ist das Kaltdampf-Kompressions-Verfahren. Ein Kältemittel verdampft dabei auf der kalten Seite unter Aufnahme einer möglichst grossen Verdampfungswärme aus dem zu kühlenden Medium. Nach der Verdichtung in einem Verdichter wird es auf der warmen Seite wieder verflüssigt, unter Abgabe der Kondensationswärme an die Heizungsanlage oder an ein Rückkühlmittel. In einer Drossel wird es anschliessend wieder auf den Verdampfungsdruck gebracht. Bei allen, nach diesem Prinzip arbeitenden Anlagen wird die Abhängigkeit der Verdampfungs- und Verflüssigungs-Temperatur vom Druck ausgenutzt.

Vereinfacht kann eine solche Anlage wie folgt dargestellt werden:

- 1 Verdampfer
Kältemittel verdampft bei t_0 und nimmt Wärme q_0 auf
- 2 Verdichter
Kältemitteldampf wird vom Druck p_0 auf den Druck p_c verdichtet
- 3 Verflüssiger (Kondensator)
Kältemittel verflüssigt bei t_c und gibt Wärme q_c ab
- 4 Expansionsventil
Kältemittel wird vom Druck p_c auf den Druck p_0 entspannt



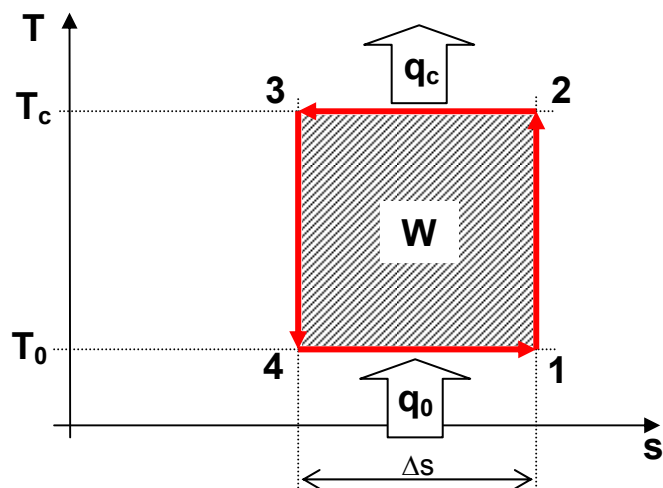
2.2 Carnot'scher Vergleichsprozess

Der ideale thermodynamische Kreisprozess aller Wärmekraftmaschinen und Kälteprozesse ist der vom französischen Physiker Carnot (1796-1832) beschriebene und nach ihm benannte Kreisprozess. Dieser besteht immer aus

Zwei **Isothermen** und zwei **Iisentropen**

Wird er im T-s Diagramm (Temperatur-Entropie) dargestellt, erhält man immer ein Rechteck. Die Flächen im T-s Diagramm entsprechen der umgesetzten Energie. Carnot hat nachgewiesen, dass man mit den oben aufgeführten Zustandsänderungen den (theoretisch) grösst möglichen Nutzen erzielen kann.

- 1-2 Isentrope Verdichtung
- 2-3 Isotherme Verflüssigung
- 3-4 Isentrope Expansion
- 4-1 Isotherme Verdampfung
- $q_c =$ Verflüssigungswärme
- $q_0 =$ Verdampfungswärme
- $w =$ Verdichtungsarbeit



Die Energiebilanz im Thermodynamischen Kreisprozess ist immer:

zugeführte Energie = abgeführte Energie

Im oben dargestellten Kreisprozess gilt dann:

$$q_0 + w = q_c$$

Die Verdampfungswärme q_0 wird einem Sekundärmedium entzogen, das dadurch gekühlt wird.

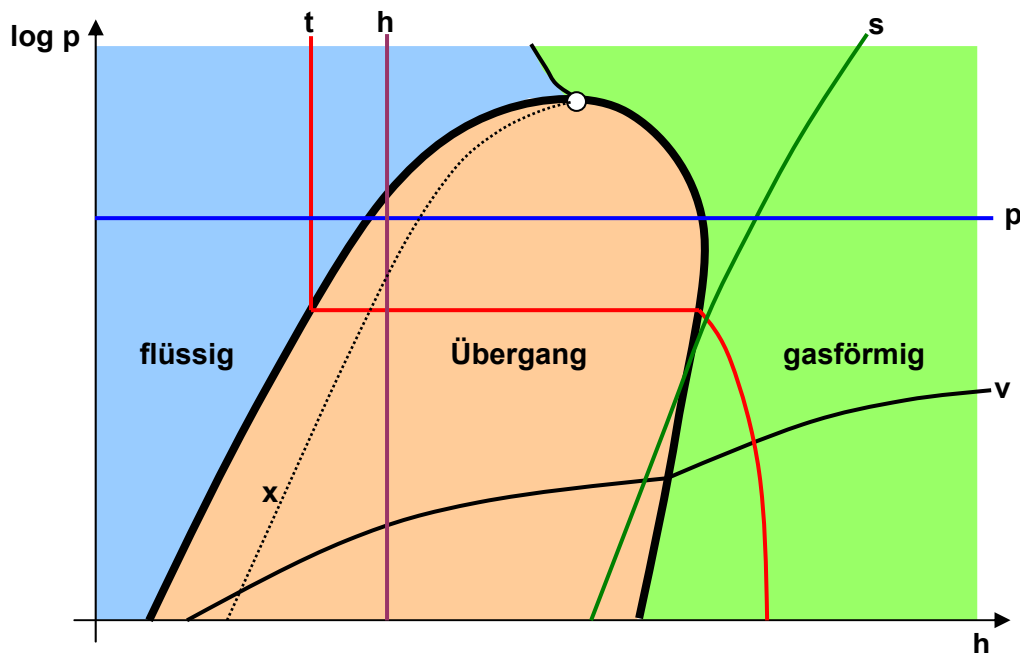
Die Verflüssigungswärme q_c wird einem Sekundärmedium abgegeben, das dadurch erwärmt wird.

Der Unterschied zwischen einer Wärmepumpe und einer Kältemaschine besteht nur in der Nutzung der Verflüssigungswärme oder der Verdampfungswärme.

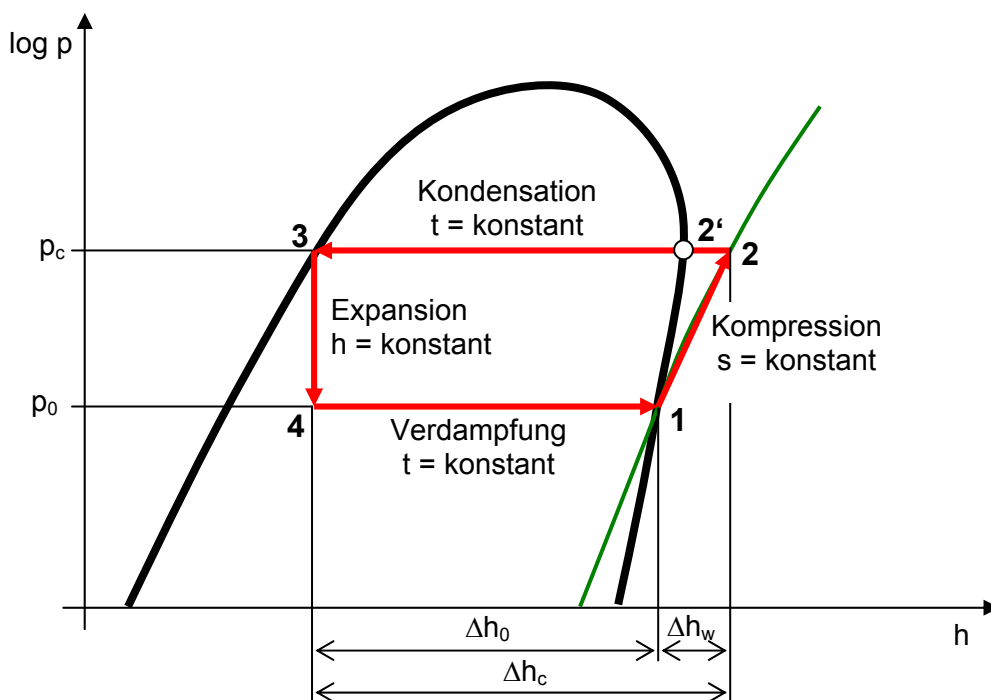
2.3 Der ideale Kreisprozess im log p-h-Diagramm

Wie bereits erwähnt, kann der Carnot-Prozess nicht verwirklicht werden. Es ist daher zweckmässig, neben diesem einen weiteren Vergleichsprozess zu verwenden, der in verlustlosen Maschinen realisiert werden kann. In der Praxis wird dieser gerne in einem log p-h Diagramm dargestellt, weil q_0 , w und q_c als Strecken herausgelesen werden können.

Das logp-h-Diagramm



Der vereinfachte Prozess (Carnot'scher Vergleichsprozess) verläuft dann wie folgt:



- 1-2 Isentrope Verdichtung mit Überhitzung
Die Überhitzungstemperatur liegt dabei weit über der Verflüssigungstemperatur.
- 2 -2' Wärmeabgabe des überhitzten Kältemittels
Dabei wird die Überhitzungswärme an das zu erwärmende Medium abgegeben, wobei das Kältemittel immer noch gasförmig bleibt.
- 2' -3 isobare Verflüssigung
Abgabe der Verflüssigungswärme an das zu erwärmende Medium.
- 3 -4 Entspannung bei konstanter Enthalpie
Das Kältemittel wird auf den Verdampfungsdruck entspannt.
- 4 -1 isobare Verdampfung
Die Verdampfungsenergie wird dem zu kühlenden Medium entzogen.

Leistungen:

Verdampferleistung

$$Q'_0 = m' \cdot (h_1 - h_4) \quad \text{kJ}$$

Verflüssigerleistung

$$Q'_c = m' \cdot (h_2 - h_3) \quad \text{kJ}$$

Verdichter-Antriebsleistung

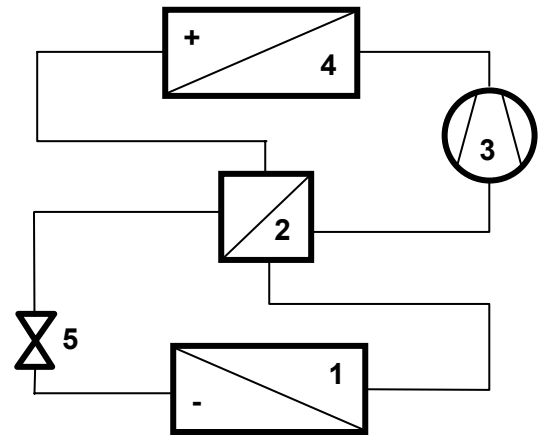
$$P = m' \cdot (h_2 - h_1) \quad \text{kJ}$$

Würde man den Prozess so ablaufen lassen, würde das verdampfte Kältemittel im Satt-dampfzustand vom Verdichter angesogen. Es bestünde somit die Gefahr, dass der Verdichter auch Flüssigkeitstropfen ansaugt. Dies könnte zu Flüssigkeitsschlägen und damit zu Schäden am Verdichter führen. Man wird deshalb in der Praxis eine ausreichende Überhitzung im Ansaugstutzen einstellen. Diese kann auf zwei Arten erreicht werden:

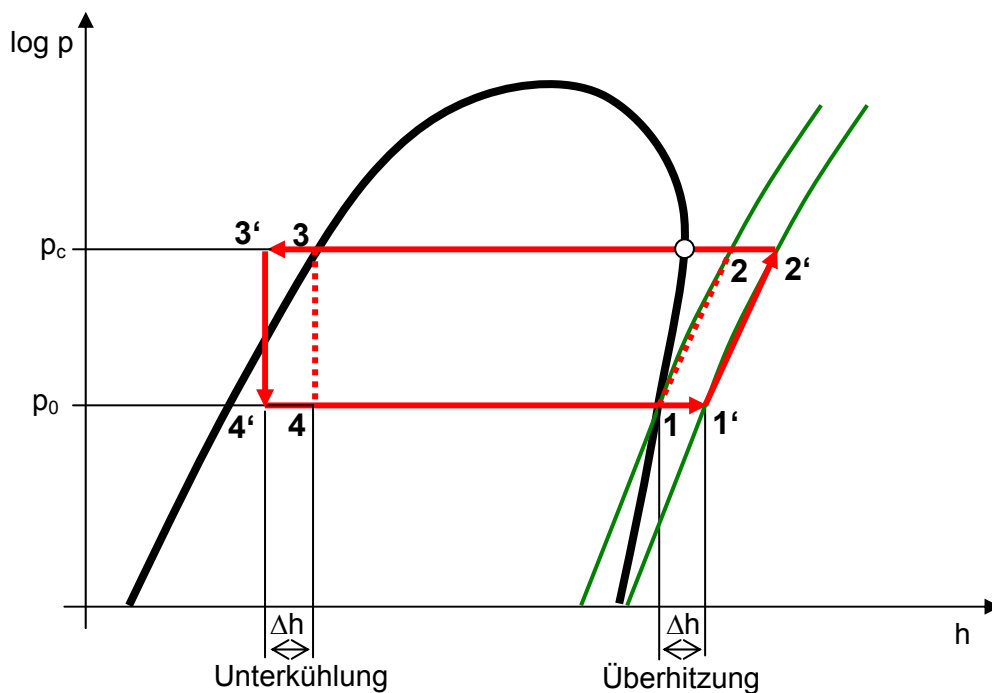
- Eine entsprechende Einstellung des Expansionsventils. Die Überhitzung erfolgt dann im Verdampfer und kann als Kälteleistung genutzt werden.
- Durch den Einbau eines Wärmetauschers. Das Kältemittel wird dabei auf der Verflüssigungsseite zusätzlich unterkühlt und die Wärme zur Überhitzung nach dem Verdampfer geführt. Da die Antriebsarbeit etwa gleich gross bleibt, verbessert man damit die Leistungszahl, da die Nutzkälteleistung vergrössert wird.

Einbau eines Wärmeübertragers zur Überhitzung resp. Unterkühlung des Kältemittels:

- 1 Verdampfer
- 2 Wärmeübertrager
- 3 Verdichter
- 4 Verflüssiger
- 5 Expansionsventil



Darstellung im log-p-h-Diagramm:



Durch den Einsatz des Wärmeübertragers kann bei theoretisch der gleichen Verdichterleistung sowohl die Verflüssigerleistung wie auch die Verdampferleistung erhöht werden.

Die Leistung des Wärmeübertragers kann nicht beliebig gewählt werden, da der Verdichter erhöhte Ansaugtemperaturen und damit auch erhöhte Heissgas-Temperaturen aushalten muss. Dies kann zu Problemen bei der Schmierung, aber auch zu mechanischen Problemen führen.

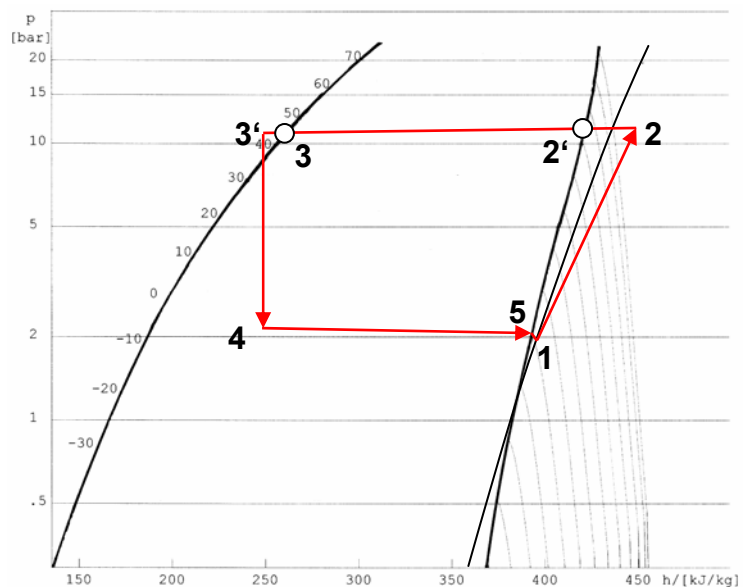
2.4 Der reale Kreisprozess

Durch Wärmeaufnahme in die kalte Saugleitung, sowie durch die Verlustwärme des Verdichters und je nach Bauart auch des Verdichtermotors, erfolgt eine zusätzliche Überhitzung, die sich als Verlust bemerkbar macht. Die Verdichtung erfolgt nicht isentrop, sondern polytrop.

Die Leitungen, Armaturen und auch der Verdampfer und der Verflüssiger weisen einen Druckverlust auf. Beim Verflüssiger entstehen Wärmeverluste an die Umgebung.

Die nachstehende Darstellung zeigt den Verlauf eines wirklichen Prozesses, ohne Wärmetauscher.

- 5-1 Überhitzung
- 1-2 polytrope Verdichtung mit Überhitzung
- 2-3 Verluste in Leitungen und Verflüssiger
- 3'-3 Unterkühlung
- 3' -4 Entspannung bei leicht ändernder Enthalpie
- 4 -1 Verluste in Leitungen und Verdampfer



Die wirkliche Energiebilanz muss nun korrigiert werden. Unter der Vernachlässigung von Verlusten und Nebenantrieben gilt für das Kaltdampf-Kompressionsprinzip

$$\boxed{Q_0 + P = Q_c} \quad \text{kW}$$

- Q_0' Verdampferleistung (Kälteleistung) in kW
- Q_c' Verflüssigerleistung (Wärmeleistung) in kW
- P Energiezufuhr (Verdichtermotor) in kW

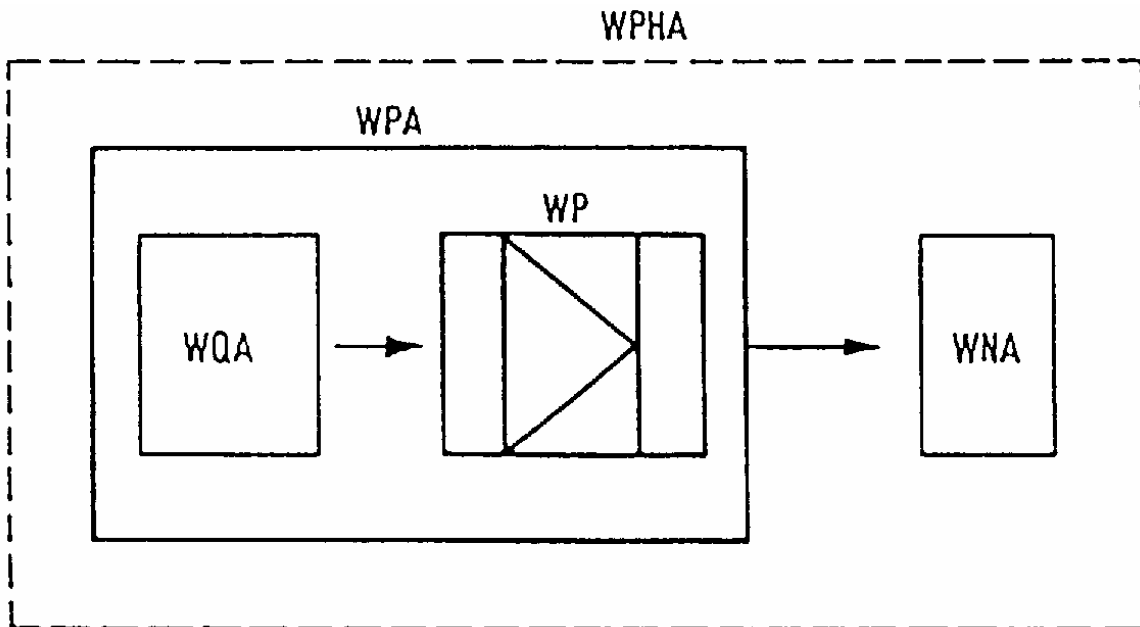
Da ein Verdichter Wärmeverluste aufweist, geht nicht die gesamte durch den Verdichtermotor zugeführte Energie in die Verflüssigerleistung ein. Die Grösse dieses Wärmeverlustes ist hauptsächlich von der Verdichterbauart und der Betriebstemperatur abhängig. Als Richtgrößen gelten:

0,9*P bei hermetischen Verdichtern mit Motorkühlung durch den Kältemittelkreislauf

0,8*P bei offenen Verdichtern mit getrennter Motorkühlung

2.5 Begriffe bei Wärmepumpen

Sowohl die AWP als auch der SWKI verwenden für die Bezeichnung der Anlagekomponenten die Kennzeichnung nach DIN 89000 Blatt 1.



WP Wärmepumpe
 WQA Wärmequellenanlage
 WNA Wärmenutzungsanlage

WPA Wärmepumpenanlage
 WPHA Wärmepumpenheizungsanlage

Für die Benennung von Wärmepumpen und Wärmepumpenanlagen gilt DIN 89000 Teil 1:

Wärmequelle	Wärmeträger WT		Benennung	
	WQ	kalte Seite	warme Seite	der Wärmepumpe WP
Erdreich	Sole	Luft	Sole/Luft-WP	Erdreich/Luft-WPA
Erdreich	Sole	Wasser	Sole/Wasser-WP	Erdreich/ Wasser-WPA
Sonne	Sole	Luft	Sole/Luft-WP	Solar/Luft-WPA
Sonne	Sole	Wasser	Sole/Wasser-WP	Solar/Wasser-WPA
Wasser	Wasser	Wasser	Wasser/Wasser-WP	Wasser/Wasser-WPA
Wasser	Wasser	Luft	Wasser/Luft-WP	Wasser/Luft-WPA
Luft	Luft	Wasser	Luft/Wasser-WP	Luft/Wasser-WPA
Luft	Luft	Luft	Luft/Luft-WP	Luft/Luft-WPA

Als Sole gilt ein flüssiger frostfreier Wärmeträger.

Für die Kennzeichnung von Wärmepumpen gilt DIN 89000 Teil 1:

Wärmequellenanlage WQA (kalte Seite)		Wärmenutzungsanlage WNA (warme Seite)		
Wärmeträger	Eintrittstemperatur in die WP t_{WQA}	Austrittstemperatur aus der WP Wasser t_{WNA}	Eintrittstemperatur in die WP Luft t_{WNA}	Kennzeichen
Wasser	10	35	-	W10 W35
	10	55	-	W10 W55
	10	-	20	W10 L20
Sole	0	35	-	S0 W35
	0	55	-	S0 W55
	0	-	20	S0 L20
Luft	7	35	-	L7 W35
	2	35	-	L2 W35
	-15	35	-	L-15 W35
	7	55	-	L7 W55
	2	55	-	L2 W55
	-15	55	-	L-15 W55
	7	-	20	L7 L20
	2	-	20	L2 L20
	-15	-	20	L-15 L20

2.6 Betriebsweise von Wärmepumpenanlagen

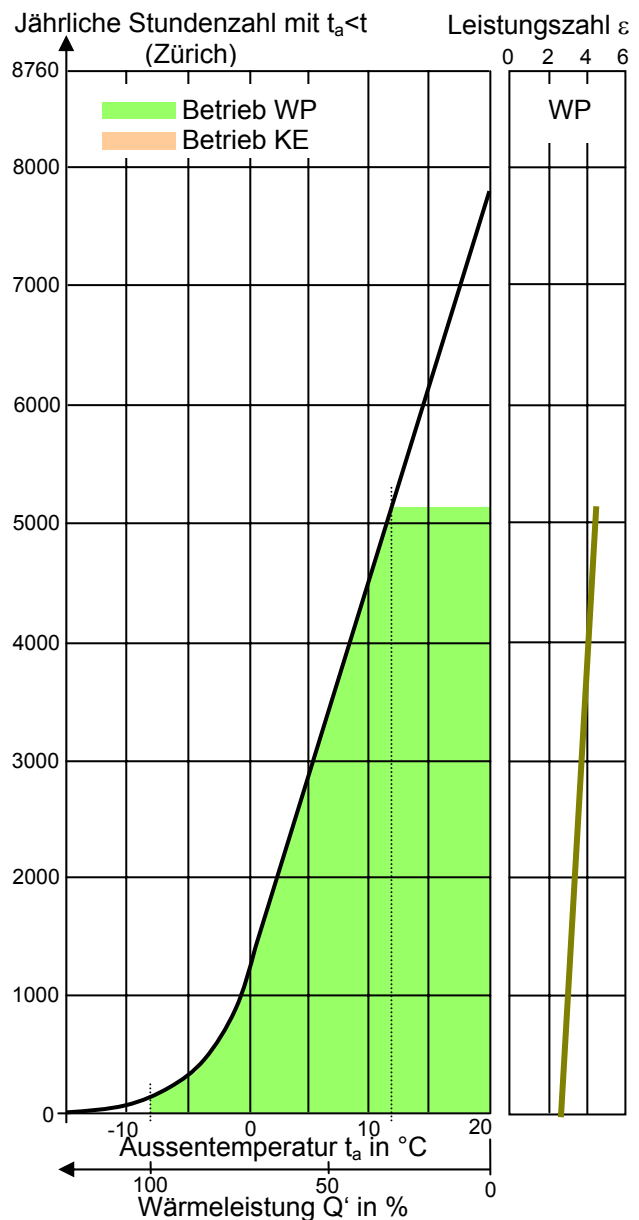
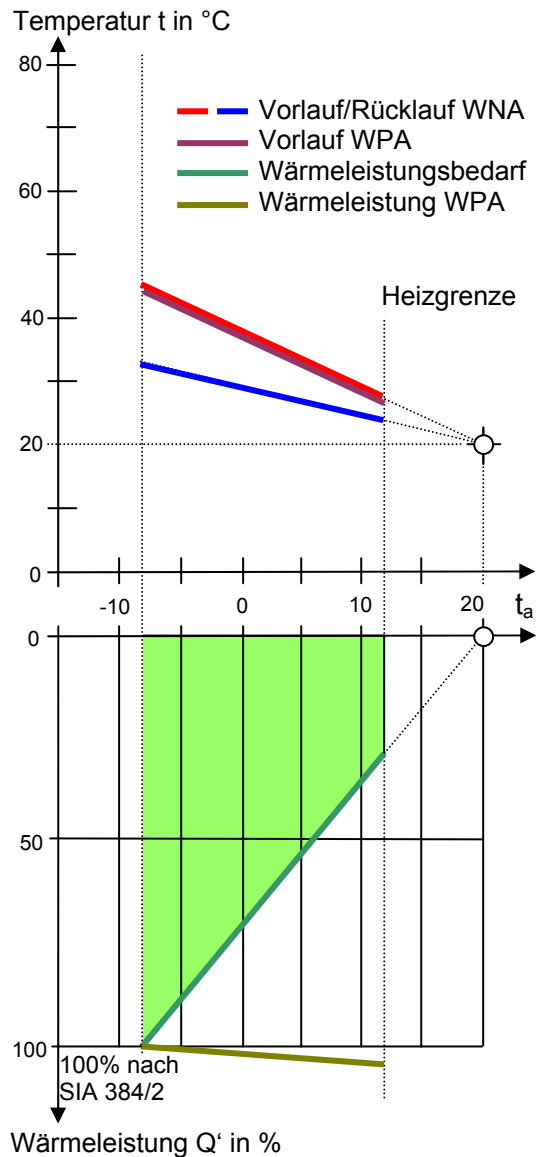
Die Betriebsweise kann mit folgenden Diagrammen dargestellt werden:

- **Temperaturdiagramm**
 Darin werden die Betriebstemperaturen der Wärmenutzungsanlage und der Wärmeerzeugung in Abhängigkeit von der Aussentemperatur dargestellt. Zudem kann das Diagramm durch die Lade- und Entladetemperaturen der Speicheranlage ergänzt werden.
- **Leistungsdiagramm**
 Im Leistungsdiagramm wird dargestellt, wie der Wärmeleistungsbedarf der Wärmenutzungsanlage gedeckt wird. Zudem wird ersichtlich, wie die Leistungsaufteilung der Wärmeerzeugung erfolgt.
- **Summenhäufigkeitsdiagramm**
 Im Summenhäufigkeitsdiagramm können die Heizgradstunden, die vom jeweiligen Wärmeerzeuger gedeckt werden, herausgelesen werden. Daraus können die Betriebsstunden der Wärmeerzeuger errechnet werden.
- **Leistungszahldiagramm**
 Die Leistungszahl der Wärmepumpe ist abhängig von der Temperaturspreizung ($t_0 \dots t_c$). Die Abhängigkeit der Leistungszahl von der Betriebsart der Wärmepumpe wird hier ersichtlich.

Die folgenden Darstellungen sind als prinzipielle Beispiele zu verstehen. Temperaturen und Bivalenzpunkte können je nach Anwendung ändern.

2.6.1 Monovalenter Betrieb

Monovalent betriebene Wärmepumpen sind für die Spitzenlast ausgelegt. Sie sind also in der Lage, den Wärmebedarf eines Gebäudes am kältesten Tag des Jahres ohne zusätzliche Wärmeerzeuger zu decken.



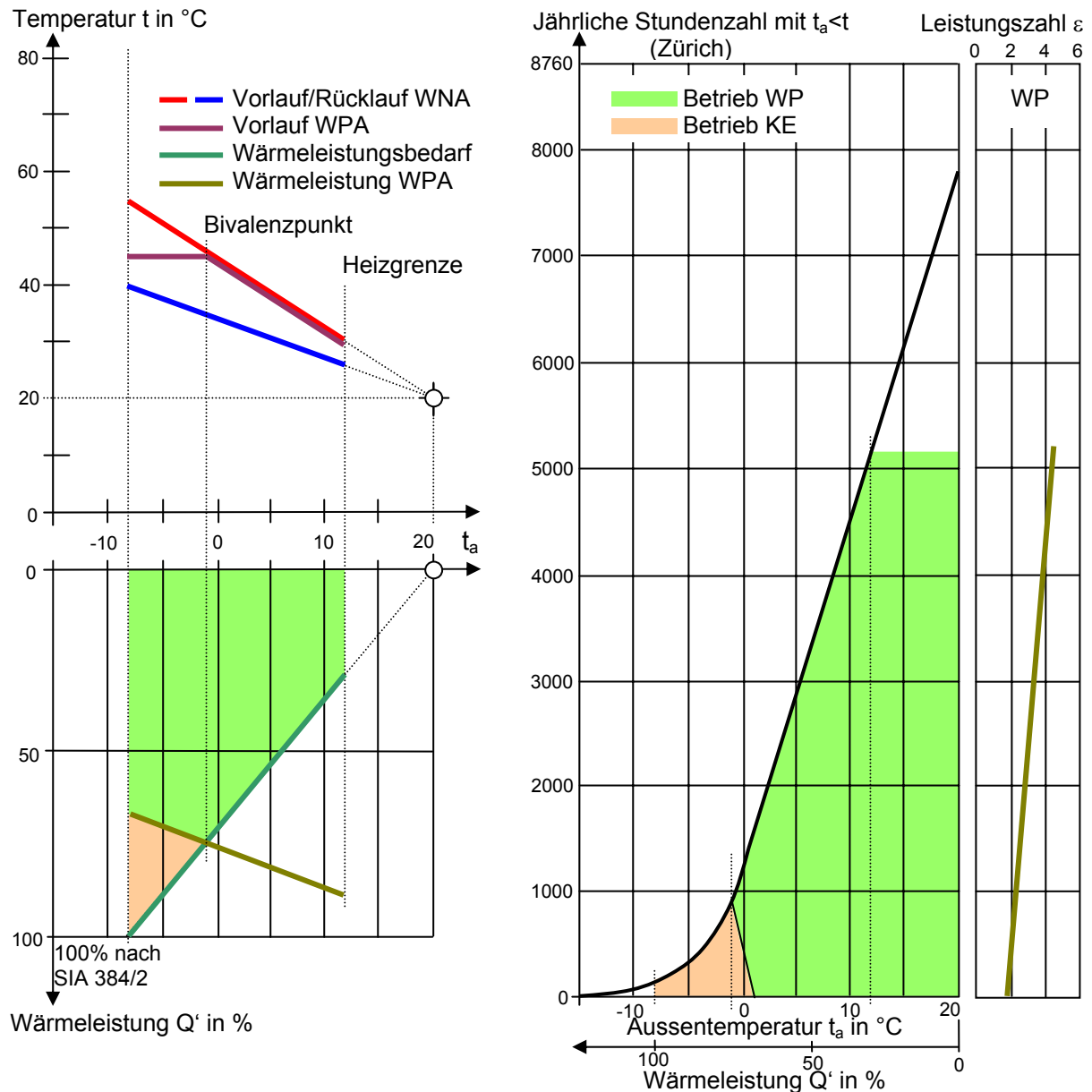
Diese Betriebsart eignet sich dann, wenn die Wärmequellentemperatur der Wärmepumpe bei tiefen Aussenemperaturen nicht zu stark absinkt.

Beispiele für geeignete Wärmequellen:

- Grundwasser
- Erdsonde
- Erdregister

2.6.2 Bivalent paralleler Betrieb

Bivalent-parallel betriebene Wärmepumpen decken den Wärmebedarf eines Gebäudes bis zu einer bestimmten Aussentemperatur. Bei tieferen Temperaturen wird ein zusätzlicher Wärmeerzeuger zugeschaltet. Dabei ist der Bivalenzpunkt (entsprechende Aussentemperatur) auch vom eingesetzten Kältemittel abhängig.



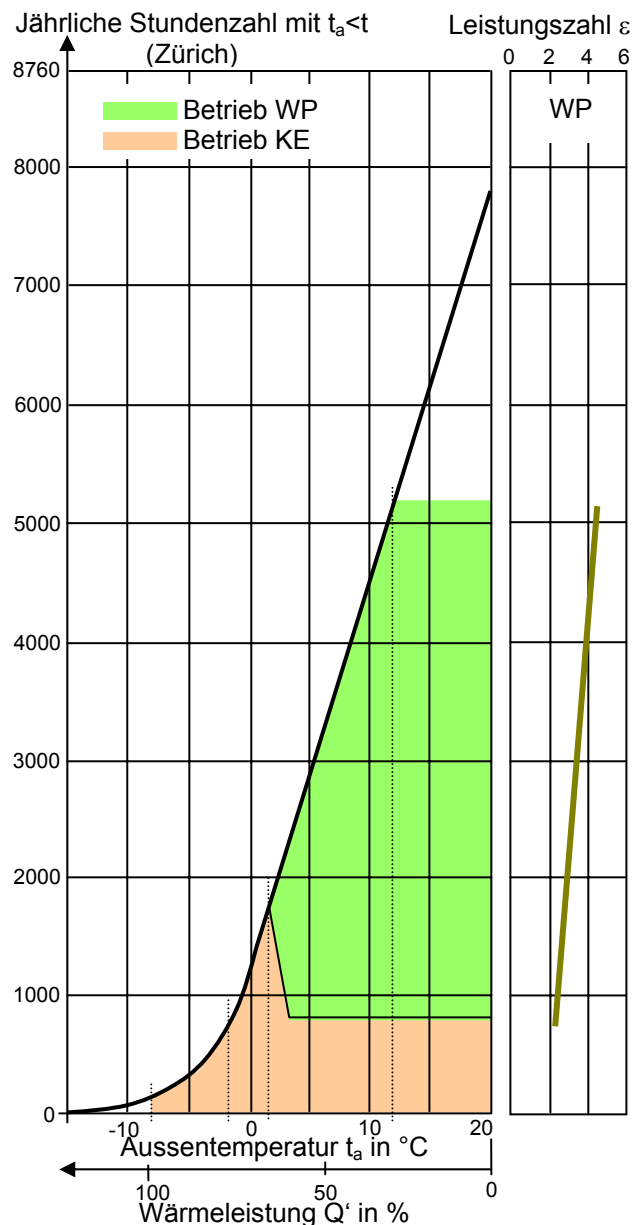
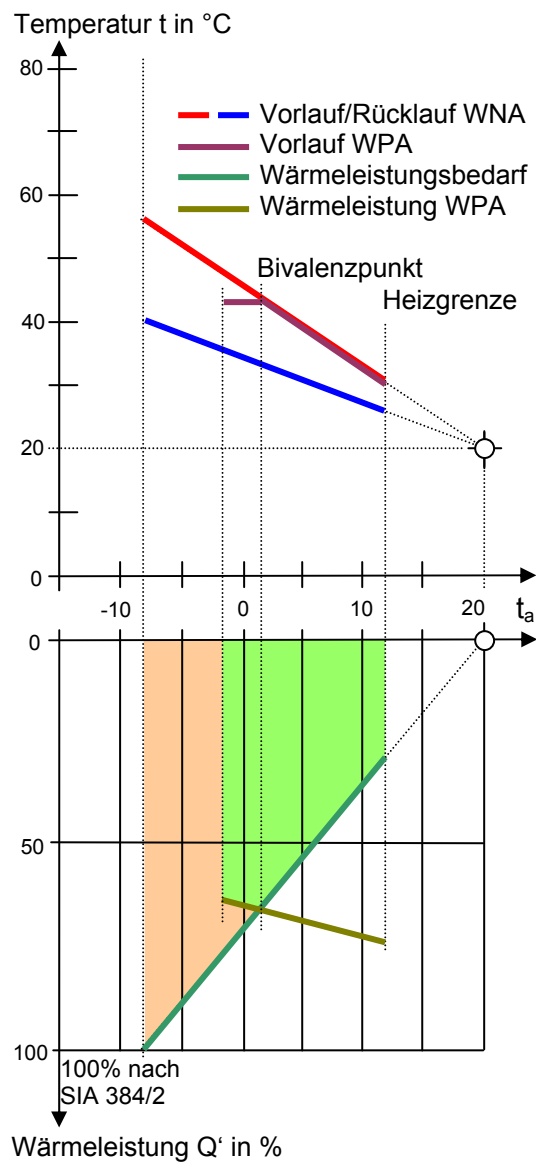
Diese Betriebsart eignet sich dann, wenn die Wärmequellentemperatur der Wärmepumpe bei tiefen Aussentemperaturen nicht zu stark absinkt.

Beispiele für geeignete Wärmequellen:

- Grundwasser
- Erdsonde
- Erdregister

Bivalent-teilparalleler Betrieb:

Bivalent-teilparallel betriebene Wärmepumpen decken den Wärmebedarf eines Gebäudes bis zu einer bestimmten Aussentemperatur. Bei tieferen Temperaturen wird zuerst ein zusätzlicher Wärmeerzeuger zugeschaltet. Bei tiefen Temperaturen wird die Wärmepumpe ausgeschaltet. Dabei ist der Bivalenzpunkt (entsprechende Aussentemperatur) auch vom eingesetzten Kältemittel abhängig.



Diese Betriebsart eignet sich dann, wenn die Wärmequellentemperatur der Wärmepumpe bei tiefen Aussentemperaturen zu stark absinkt.

Beispiele für geeignete Wärmequellen:

- Aussenluft
- Oberflächenwasser

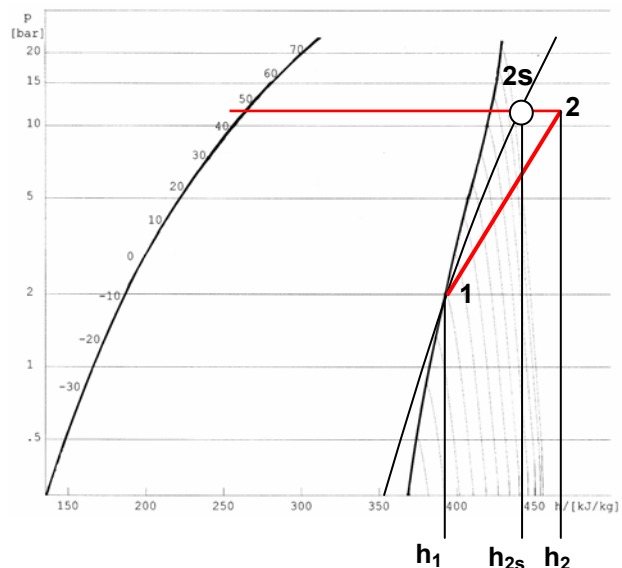
2.7 Anlagen-Kennwerte

2.7.1 Der Isentropen-Wirkungsgrad $\eta_{is1,2}$

Der Isentropen-Wirkungsgrad stellt den Verdichtungs-Wirkungsgrad dar. Er ist abhängig von:

- Arbeitsmittel
- Verdichtertyp

$$\eta_{is1,2} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$



2.7.2 Das Druckverhältnis π

Das Druckverhältnis eines Verdichters ist das Verhältnis von Kondensationsdruck und Verdampfungsdruck (absolute Drücke).

$$\pi = \frac{p_2}{p_1}$$

Kolbenverdichter π_{max} ca. 7

Turboverdichter π_{max} ca. 3

2.7.3 Die Leistungszahl ε

Bei jeder Maschine ist für die Beurteilung ihrer Wirtschaftlichkeit das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand massgebend. Es wird als Wirkungsgrad bezeichnet. Sein Wert ist immer kleiner als 1.

Infolge der Wärmezufuhr auf der kalten Seite ist bei einer Kältemaschine und einer Wärmepumpe jedoch das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand in der Regel grösser als 1 und wird als Leistungszahl ε bezeichnet.

$$\varepsilon = \frac{\text{Leistungsabgabe}}{\text{Leistungsaufnahme}}$$

Weil die aufgenommene Motorenleistung über den Verflüssiger zusätzlich abgeführt werden kann (muss), entsteht immer eine höhere Leistungszahl bei einer Wärmepumpe, als bei einer Kältemaschine (bei gleichen t_0 und t_c).

Für den vor beschriebenen Carnot-Prozess erhält man deshalb die Carnot'sche Leistungszahl wie folgt:

Kältemaschine:

$$\varepsilon_{CK} = \frac{q_0}{w} = \frac{T_0}{T_c - T_0}$$

-

Wärmepumpe:

$$\varepsilon_{CW} = \frac{q_c}{w} = \frac{T_c}{T_c - T_0}$$

-

Demnach ergeben sich folgende Leistungszahlen:

Kältemaschine:

$$\varepsilon_K = \frac{Q_0}{P} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

-

Wärmepumpe:

$$\varepsilon_W = \frac{Q_c}{P} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

-

- P zugeführte Leistung gemessen in kW
- Q₀' Kälteleistung in kW
- Q_c' Wärmeleistung in kW

2.7.4 Der Carnot'sche Gütegrad η

Der Carnot-Prozess, dient als Vergleichsprozess für die Beurteilung der Qualität eines wirklichen Prozesses. Das Verhältnis zwischen der wirklichen und der theoretischen Leistungszahl wird als Gütegrad η bezeichnet.

Demnach ergibt sich folgender Gütegrad:

Kältemaschine:

$$\eta_{CK} = \frac{\varepsilon_K}{\varepsilon_{CK}}$$

-

Wärmepumpe:

$$\eta_{CW} = \frac{\varepsilon_W}{\varepsilon_{CW}}$$

-

2.7.5 Die Arbeitszahl β oder COP (Coefficient of Performance)

Wärmepumpen besitzen praktisch immer Zusatzantriebe, wie einen Aussenluft-Ventilator oder eine Sonden-Solepumpe, usw. Die dafür aufzuwendende, elektrische Energie muss durch den Betreiber der Heizungsanlage ebenfalls bezahlt werden und muss bei einer Wirtschaftlichkeitsbeurteilung mit berücksichtigt werden. Man hat deshalb bei Wärmepumpen eine Arbeitszahl β definiert. Sie ist das Verhältnis der von der Wärmepumpenanlage in der Betrachtungsperiode bereitgestellten Nutzwärme zu der insgesamt aufgewendeten elektrischen Energie. Der COP ist analog definiert.

$$\beta = \frac{Q_a}{\Sigma P_a}$$

- Q_a von der Wärmepumpe abgegebene Heizwärme während der Betrachtungsperiode
 ΣP_a insgesamt aufgewendete Energie

2.7.6 Ozonabbau-Potential ODP (Ozone depletion potential)

Der ODP gibt an, wie stark ein Stoff in der Stratosphäre Ozon abbauend wirkt. Da dem R11 willkürlich der Wert 1 zugewiesen wurde, sind alle Stoffe mit Werten unter 1 weniger Ozon abbauend, Werte über 1 stärker Ozon abbauend als R11. Der eigentlich kritische Stoff in den FCKW und HFCKW Molekülen ist das Chlor. Da sich freies Chlor als sehr reaktionsfreudiges Element sofort bindet, wirkt zum Beispiel Chlor aus Hallenbädern nie Ozon abbauend: es hat keine Chance, die Reise in die Stratosphäre ungebunden zu überstehen. Daher sind vor allem Stoffe gefährlich, welche das Chlor in ihrer Bindung in die Stratosphäre bringen, sich dort aber unter dem Einfluss der UV-Strahlung zersetzen. Diese Stoffe sind dann sozusagen „Transportunternehmen“ für das Chlor. Dann wird das Chlor genau dort frei, wo wir dies am wenigsten tolerieren können: mitten in der Ozonschicht.

Das ODP von R134a beträgt 0 (R11=1,0). Dies bedeutet, dass durch R134a kein Ozon-Abbau stattfindet.

2.7.7 Treibhauspotential GWP (Global warming potential)

Das Kohlendioxyd CO_2 wird als Basisstoff verwendet, welchem unter der Bezeichnung GWP der Wert 1 zugewiesen wurde. Daher muss immer berücksichtigt werden, welcher Basisstoff einer Messung zugrunde liegt. Da die Messwerte aber sehr verschieden ausfallen, besteht keine Verwechslungsgefahr.

Das GWP von R134a beträgt nach heutigen Kenntnissen 1300 ($\text{CO}_2=1,0$). Dies bedeutet, bei einem Zeithorizont von 100 Jahren, dass das Treibhauspotential von R134a 1300 mal grösser ist, als mit CO_2 .

2.7.8 Treibhauspotential HGWP (Halocarbon global warming potential)

Der HGWP, ebenfalls als Vergleichswert mit R11 ausgelegt, wird vor allem dort verwendet, wo man halogenisierte Stoffe vergleichen will. Daher wird in der Kältetechnik hauptsächlich der HGWP angegeben. Nicht zuletzt natürlich auch, weil seine bedeutend kleinere Zahl das Problem weniger dramatisch erscheinen lässt als bei dem auf das CO₂ bezogene GWP.

Das HGWP von R134a beträgt nach heutigen Kenntnissen 0,3 (R11=1,0). Dies bedeutet, bei einem Zeithorizont von 100 Jahren, dass das Treibhauspotential von R134a 3 mal kleiner ist, als mit R11.

Bei internationalen Vergleichen ist vor allem der GWP von Bedeutung, in der Kältetechnik der HGWP.

2.7.9 Die globale Erwärmung TEWI (total global warming impact)

Inzwischen ist eine Berechnungsmethode entwickelt worden, mit der die Auswirkungen auf den Treibhauseffekt beim Betrieb von Kälteanlagen/Wärmepumpen individuell beurteilt werden können.

Der TEWI (total global warming impact) ist eine umfassende Annäherung, die umweltrelevante Belastung (globale Erwärmung) einer Verbindung bei ihrem Einsatz, hier als Kältemittel, zu bewerten. Der TEWI beinhaltet einen „direkten“ Beitrag durch die Umwelt entweichendes Kältemittel (unter der Annahme, dass durch Leckagen ein Anteil der Kältemittelfüllung einer Anlage entweicht) unter Einbeziehung des GWP's und einen „indirekten“ Erwärmungsbeitrag verursacht durch CO₂-Emissionen. Diese gründen sich auf der Bereitstellung von Energie zum Betrieb der Anlagen während ihrer erwarteten Betriebsdauer. Für herkömmliche, moderne Kühlanlagen gelten 90% des TEWI als indirekte Beiträge.

Gegenüber dem GWP umfasst der TEWI auch Sekundäremissionen durch das Bereitstellen der Betriebsenergie.

$$TEWI = (GWP \cdot L \cdot n) + \left(GWP \cdot m \left[1 - \alpha_{recovery} \right] \right) + (n \cdot E_{annual} \cdot \beta)$$

GWP	= Treibhauspotential	CO ₂ -Äquivalent
L	= Leckrate pro Jahr	kg
n	= Betriebszeit der Anlage	Jahre
m	= Anlagenfüllmasse	kg
$\alpha_{recovery}$	= Recycling-Faktor	-
E_{annual}	= Energiebedarf pro Jahr	kWh
β	= CO ₂ -Emission pro kWh	Energie.Mix

3 Bauarten von Wärmepumpen und Kältemaschinen

3.1 Kompressions-Maschine

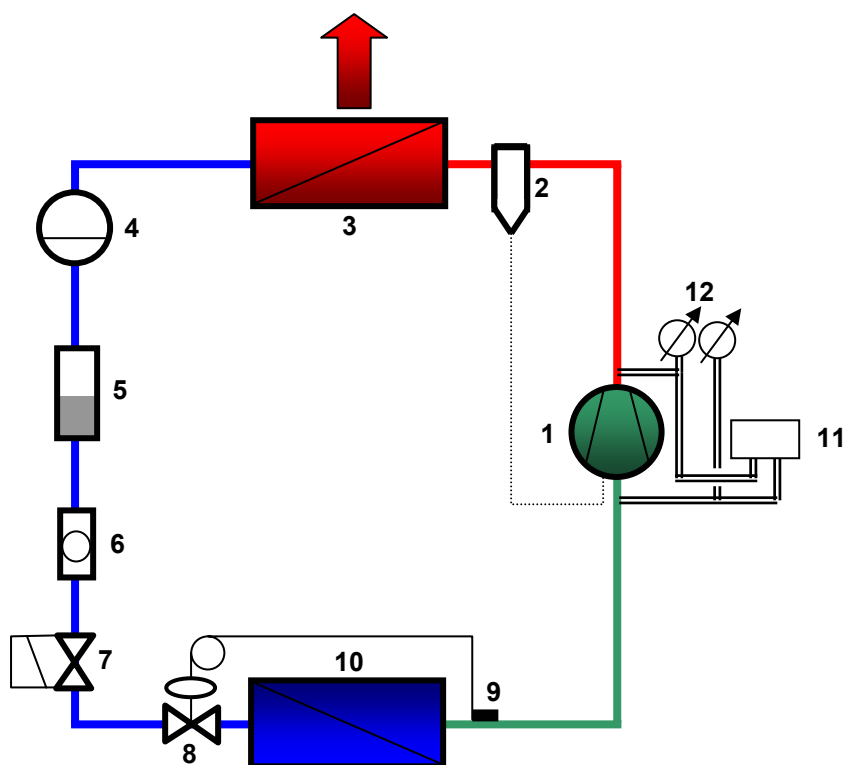
3.1.1 Einstufige Kompressionsmaschine

Der überwiegende Anteil von Wärmepumpen und Kältemaschinen sind einstufige Kompressionsmaschinen. Diese bestehen im Wesentlichen aus folgenden Komponenten:

- 1 Verdichter
- 2 Ölabscheider ev.
- 3 Kondensator
- 4 Flüssigkeitssammler
- 5 Filtertrockner
- 6 Schauglas
- 7 Magnetventil
- 8 Expansionsventil
- 9 Kapillarfühler
- 10 Verdampfer

- Heissgasleitung
- Flüssigkeitsleitung
- Kaltgasleitung
- - - Ölrückführleitung

- 11 HD/ND-Pressostat
- 12 HD/ND-Manometer



Je nach Kältemittel kann auf einen Ölabscheider verzichtet werden.

Je nach Überhitzung und Medium, muss nach dem Verdampfer noch ein Flüssigkeitsabscheider eingebaut werden.

Die Einstellung von Hoch- und Niederdruckpressostat muss so gewählt werden, dass im Normalbetrieb keine Auslösung erfolgt.



Wie bereits erwähnt, kann sowohl die Kälteleistung als auch die Wärmeleistung durch den Einbau eines Kältemittel-Wärmeübertragers bei fast der gleichen Kompressorleistung erhöht werden

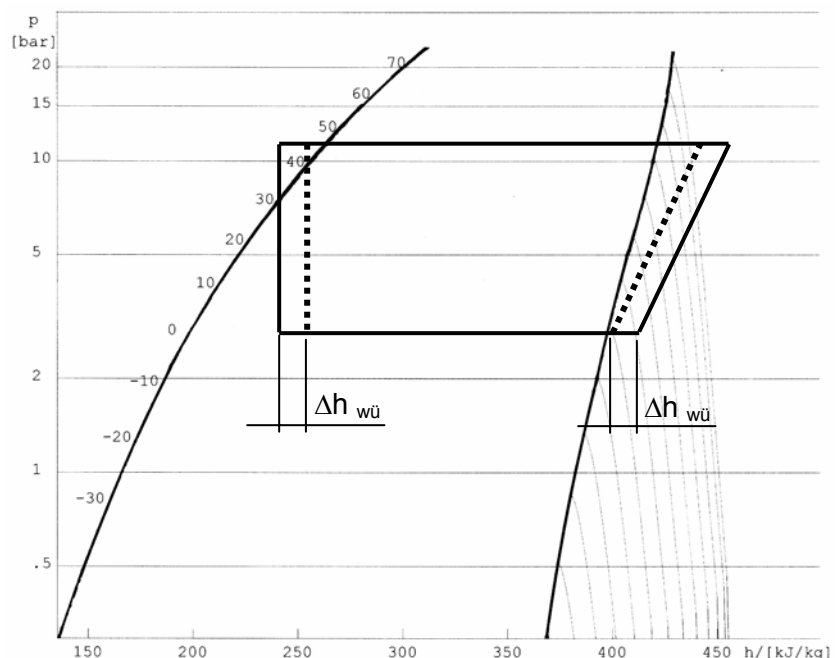
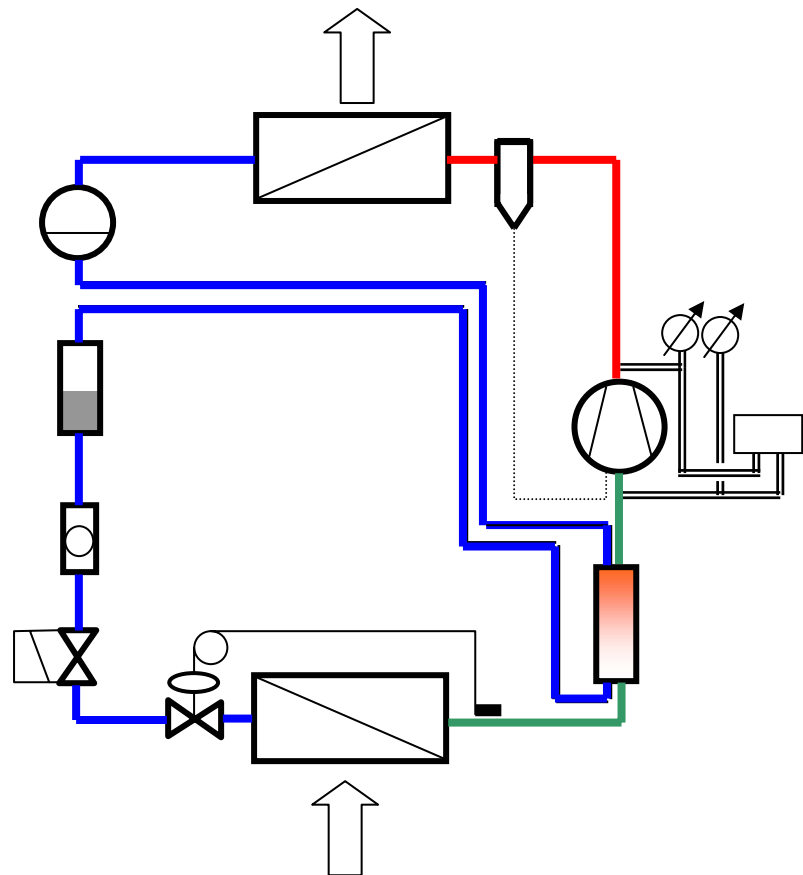
Die Einstellung des Expansionsventils kann dann so erfolgen, dass das Kältemittel mit wenig Überhitzung den Verdampfer verlässt.

Dem Wärmeübertrager sind jedoch Grenzen gesetzt, da eine zu hohe Überhitzung dem Verdichter schaden kann.

Es kann auch nur ein Anteil des Kältemittels über den Wärmeübertrager geleitet werden. Allerdings müssen dann die beiden Massenströme abgeglichen werden, was wiederum zu Problemen im Betrieb führen kann.

Der COP einer Wärmepumpe kann aber auch erhöht werden, indem die Verdampfungstemperatur erhöht wird. Dies kann mit einer geeigneten Wärmequelle erfolgen, aber auch dadurch, dass der Sekundärkreis vorgewärmt wird.

Der Einsatz von Luft-Erdregistern für die Luftvorwärmung einer Luft/Wasser-Wärmepumpe kann dabei sehr nützlich sein.



Es ist hier sehr gut ersichtlich, dass die Kondensationstemperatur nicht beliebig erhöht werden kann indem mehr überhitzt wird.

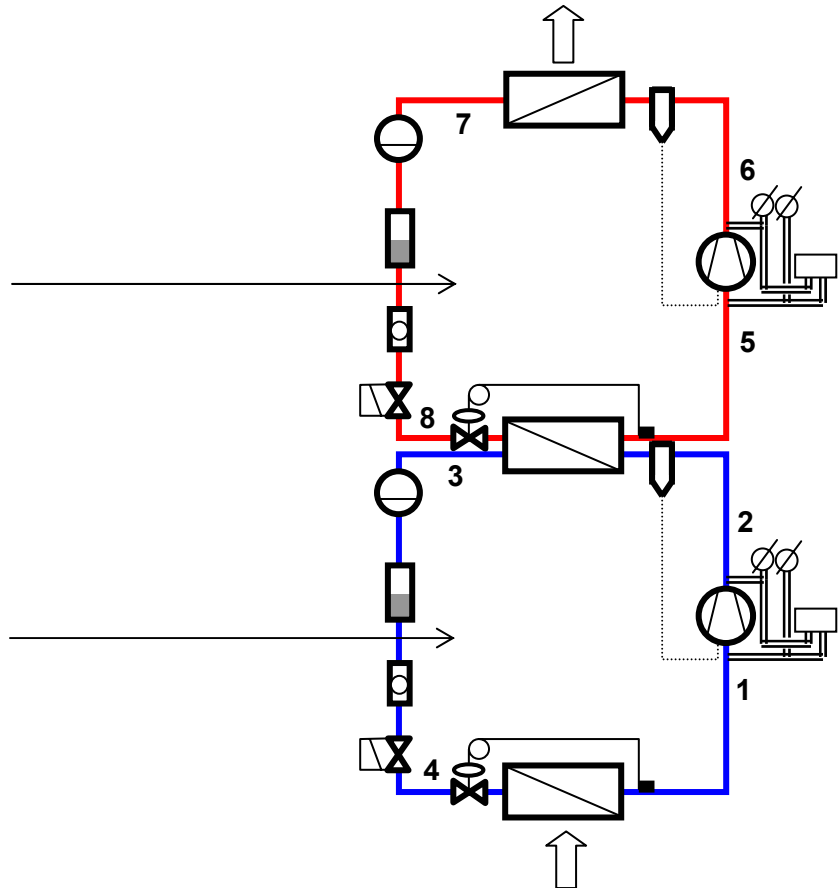
3.1.2 Zweistufige Kompressionsmaschine

Zu hohe Heissgastemperaturen nach der Überhitzung des Kaltgases bei einstufigen Maschinen müssen vermieden werden. Eine Alternative bietet nun die zweistufige Maschine.

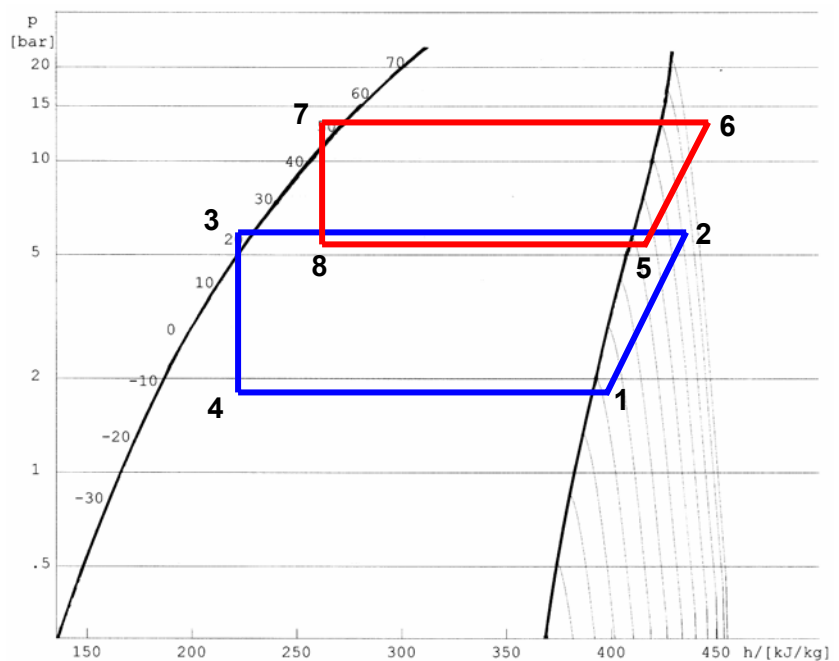
Beispiel:
 Zweistufige Wärmepumpe
 mit zwei getrennten Kreisen

Kreis 2
 Hochdruck/Hochtemperatur

Kreis 1
 Niederdruck/Niedertemp.



Im logp-h-Diagramm ist nun gut erkennbar, dass mit der zweistufigen Anlage wesentlich höhere Kondensationstemperaturen zu erreichen sind, ohne dass damit die Heissgastemperatur zu stark ansteigt.



Beispiel:
 Zweistufige Wärmepumpe
 mit Zwischengefäß

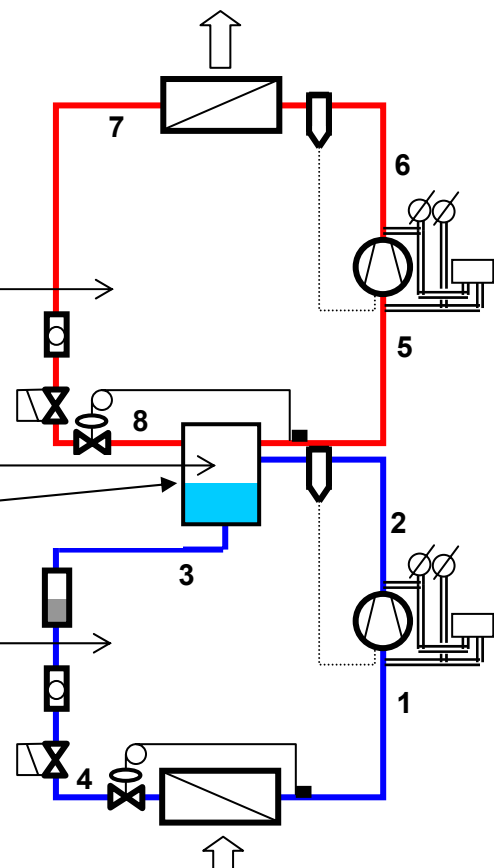
Kreis 2
 Hochdruck/Hochtemperatur

Zwischengefäß

Ideal ist:

$$p_m = \sqrt{p_0 \cdot p_c}$$

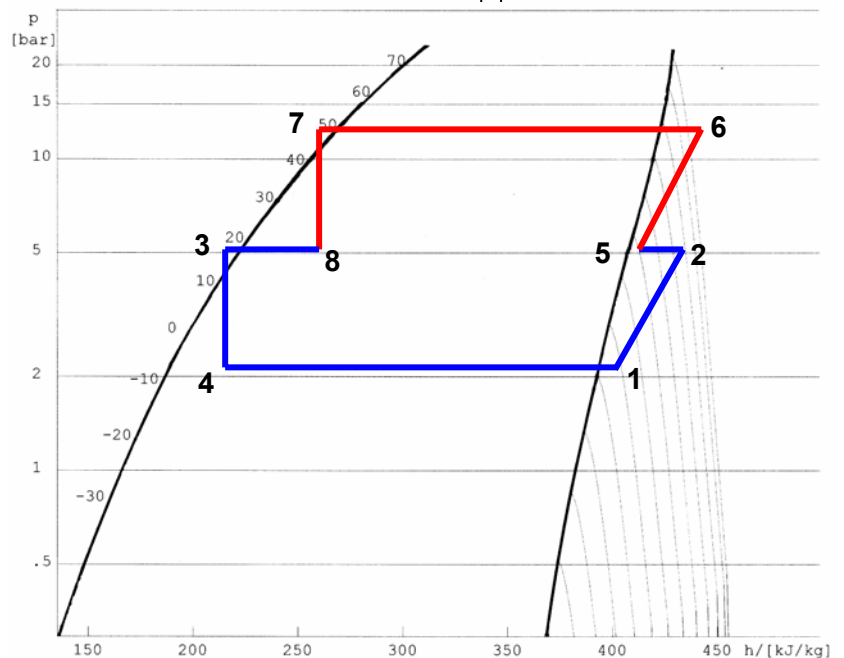
Kreis 1
 Niederdruck/Niedertemp.



Bei dieser Variante bietet oft die Ölrückführung Probleme. Es muss verhindert werden, dass ein Kompressor an Öl „verarmt“.

Auch hier ist im logp-h-Diagramm gut erkennbar, dass mit der zweistufigen Anlage wesentlich höhere Kondensationstemperaturen zu erreichen sind, ohne dass damit die Heissgastemperatur zu stark ansteigt.

Die Wärme, die der Niederdruckkreis abgibt, ist gleich derjenigen, die der Hochdruckkreis aufnimmt.



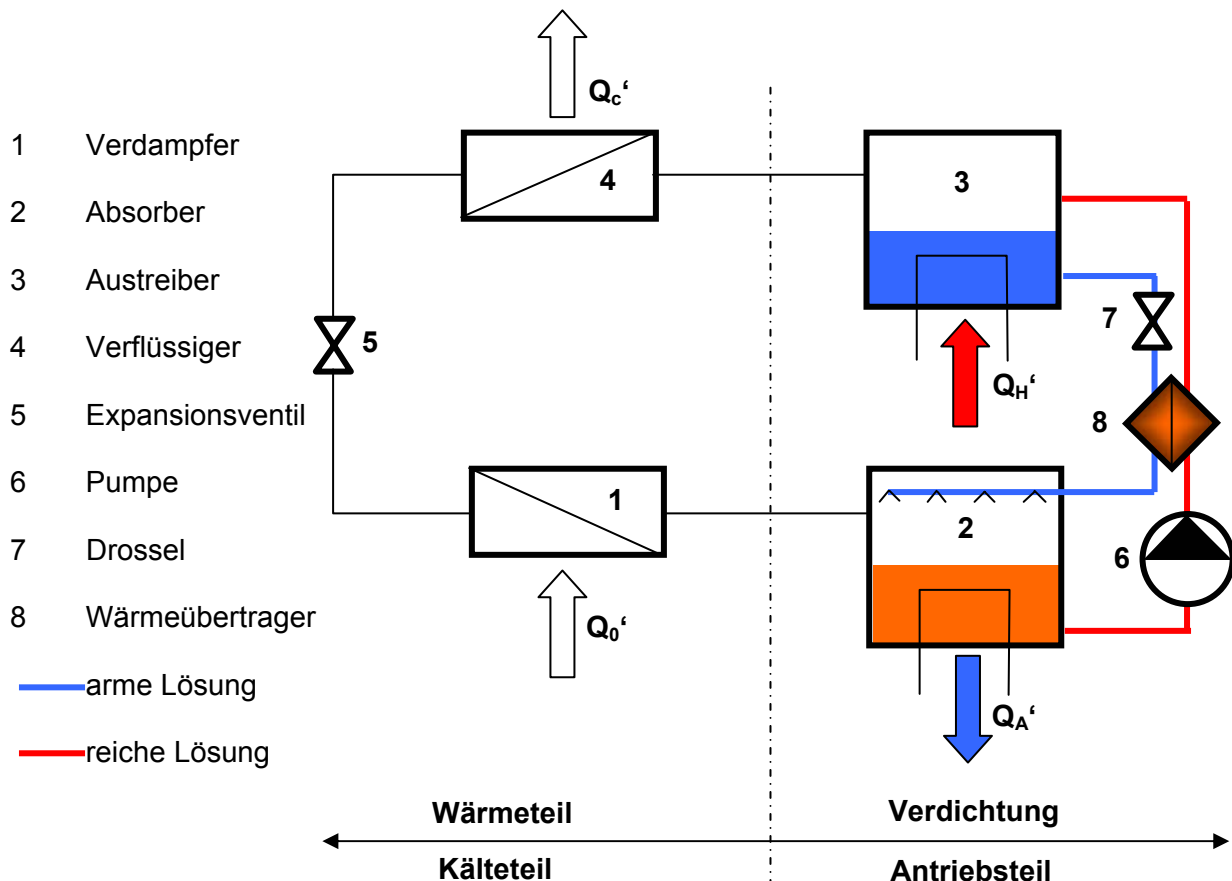
Die Bilanz lautet:

$$m'_{HD} (h_5 - h_8) = m'_{ND} (h_2 - h_3)$$

Es gibt natürlich noch mehrere Varianten für zweistufige Wärmepumpen/Kältemaschinen. Es würde zu weit führen, hier alle Möglichkeiten aufzuzeigen.

3.2 Absorptions-Maschine

Anstelle eines mechanischen Verdichters wird bei der Absorptionsmaschine ein thermischer Verdichter eingesetzt. Der prinzipielle Aufbau sieht wie folgt aus:



Der im Verdampfer entstehende Kältemitteldampf wird in den Absorber gesaugt und vom Lösungsmittel absorbiert. Die dabei frei werdende Absorptionswärme muss an Kühlwasser abgegeben und abgeführt werden.

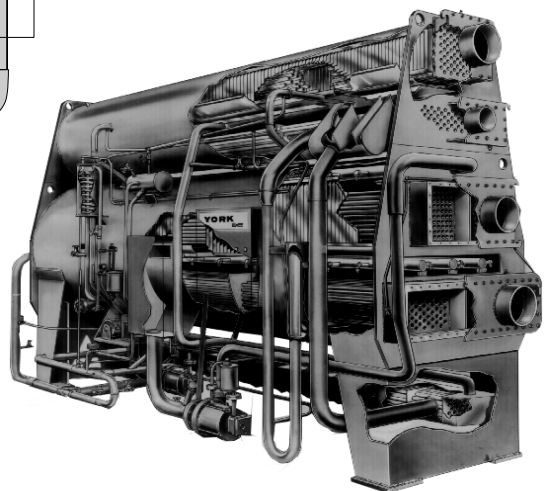
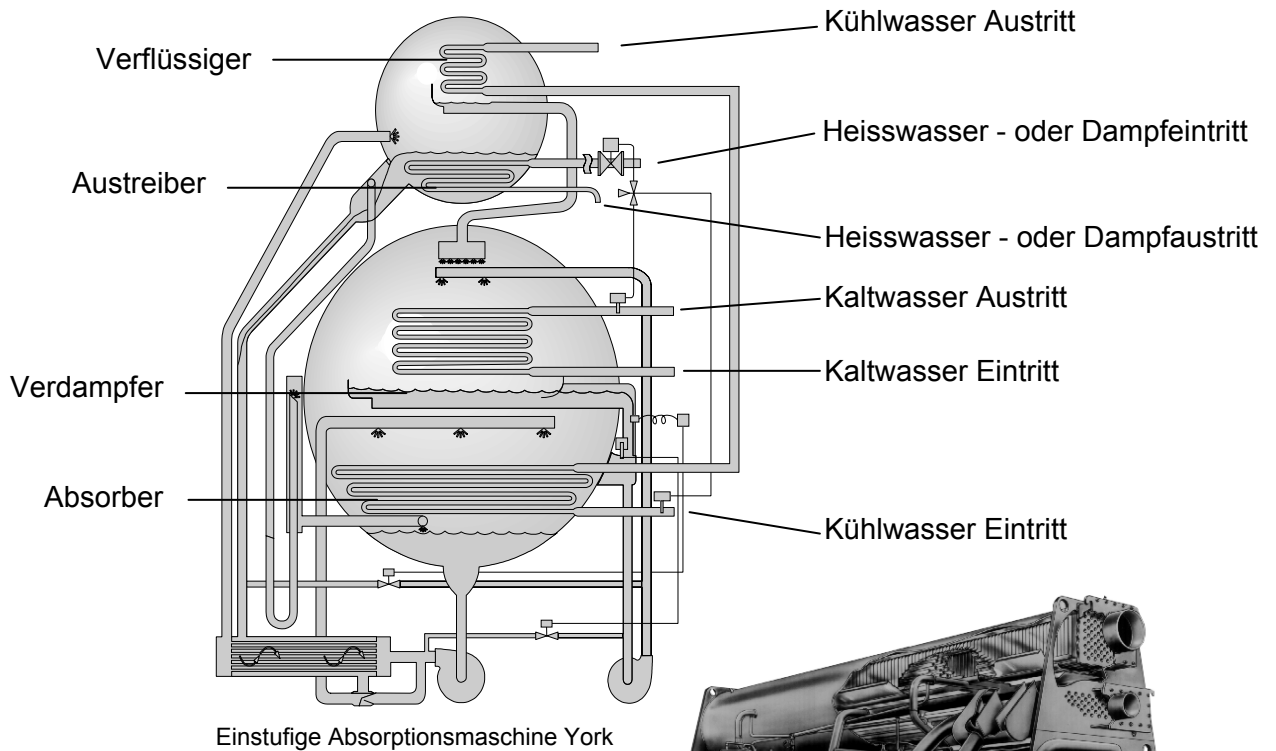
Die mit Kältemittel angereicherte Lösung wird als reiche Lösung bezeichnet. Sie wird vom Absorber mittels einer Pumpe auf den Verflüssigungsdruck gebracht und in den Austreiber gefördert.

Durch Wärmezufuhr wird das Kältemittel im Austreiber (Generator) wieder aus der Lösung ausgetrieben. Das Kältemittel strömt in den Verflüssiger.

Im Verflüssiger kondensiert das Kältemittel durch Wärmeabgabe an ein Kühlmittel und wird anschliessend im Expansionsventil auf den Verdampfungsdruck entspannt. Im Verdampfer nimmt es wiederum Wärme aus dem zu kühlenden Medium auf.

Die regenerierte Lösung, auch als arme Lösung bezeichnet, fliesst vom Austreiber über eine Drossel, wo sie entspannt wird, zum Absorber zurück. Dort wird sie verrieselt, damit die Oberfläche für die Absorption des Kältemittels möglichst gross wird.

Beispiel eines Absorbers mit Wasser und Lithiumbromid:



Absorptions-Maschinen werden dort eingesetzt, wo Abwärme für den Austreiber verwendet werden kann. Deshalb findet man sie meist nur in Grossanlagen

Es gibt aber auch Kleingeräte, die als Absorber betrieben werden. z.B. gasbetriebener Kühlschrank für Camping.

Da für die beiden Kreisläufe Medien eingesetzt werden müssen, die aufeinander abgestimmt sind, benötigt man so genannte Stoffpaare. Folgende Stoffpaare werden vorwiegend eingesetzt:

Kältemittel

- Ammoniak (R717)
- Wasser (R718)
- R22

Lösungsmittel

- Wasser
- Lithiumbromid
- Tetraäthylenglykoldimethyläther

Die Energiebilanz einer solchen Anlage lautet:

$$Q_0' + Q_H' + P_P = Q_C' + Q_A' + Q_V'$$

- Q_0' Verdampferleistung (Kälteleistung)
- P_P Antriebsleistung der Pumpe
- Q_A' Absorberleistung (Wärmeabgabe)

- Q_H' Austreiberleistung (Heizungswärme)
- Q_C' Verflüssigerleistung (Wärmeabgabe)
- Q_V' Verluste

Da ein Absorber mit Wärmeenergie betrieben wird, definiert man an Stelle der Leistungszahl das Wärmeverhältnis ζ .

Demnach ergibt sich das folgende Wärmeverhältnis:

Kältemaschine:

$$\zeta_K = \frac{Q_0'}{Q_H' + P_P}$$

Wärmepumpe:

$$\zeta_W = \frac{Q_C' + Q_A'}{Q_H' + P_P} = \zeta_K + 1$$

In verschiedenen Unterlagen (z.B. Recknagel) wird die Pumpenleistung vernachlässigt, da diese sehr klein ist.

Der Absorptionsprozess besteht aus zwei Kreisläufen, einem rechts laufenden (Heizprozess) und einem links laufenden (Kühlprozess).

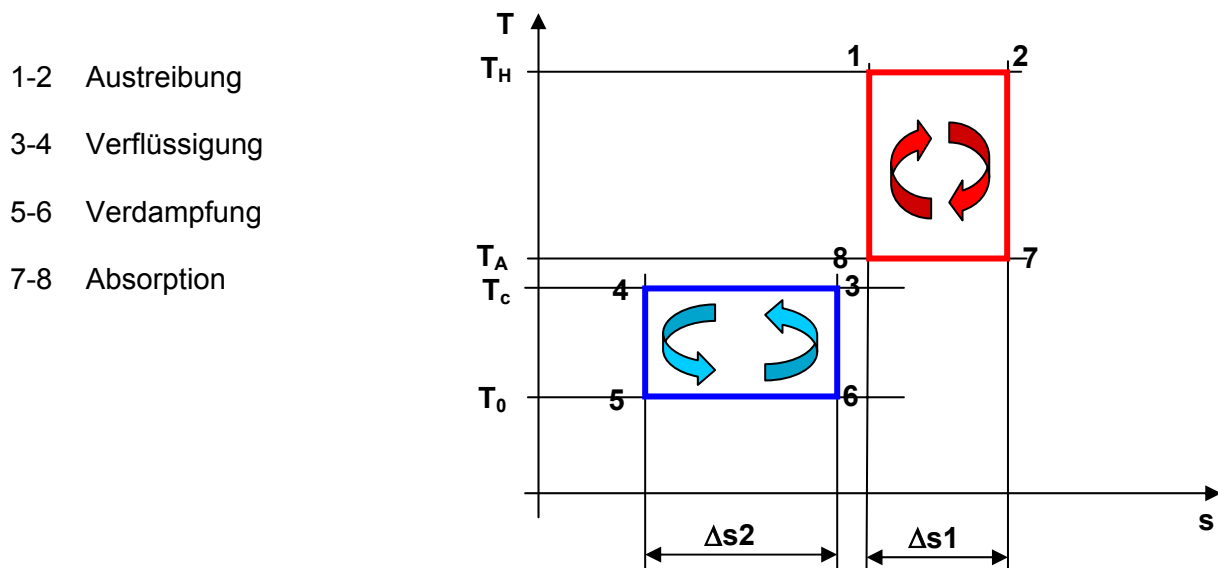
Rechts laufend (Heizprozess):

$$\Delta s_1 \cdot (T_H - T_A) \quad \text{Antriebsenergie}$$

Links laufend (Kühlprozess):

$$\Delta s_2 \cdot (T_C - T_0)$$

Dabei sind im Vergleichsprozess beide Flächen gleich gross (Idealfall).



Wenn T_A und T_C gleich gross sind, kann das Carnot'sche Wärmeverhältnis ζ_C wie folgt berechnet werden:

Kältemaschine:

$$\zeta_{KC} = \frac{T_H - T_C}{T_H} \cdot \frac{T_0}{T_C - T_0}$$

Wärmepumpe:

$$\zeta_{WC} = \frac{T_H - T_0}{T_H} \cdot \frac{T_0}{T_C - T_0}$$

Wenn T_A und T_C nicht gleich gross sind ($T_A > T_C$), kann das Carnot'sche Wärmeverhältnis ζ_C wie folgt berechnet werden:

Kältemaschine:

$$\zeta_{KC} = \frac{T_H - T_A}{T_H} \cdot \frac{T_0}{T_C - T_0}$$

Wärmepumpe:

$$\zeta_{WC} = \frac{T_C \cdot T_H - T_A \cdot T_0}{(T_C - T_0) \cdot T_H}$$

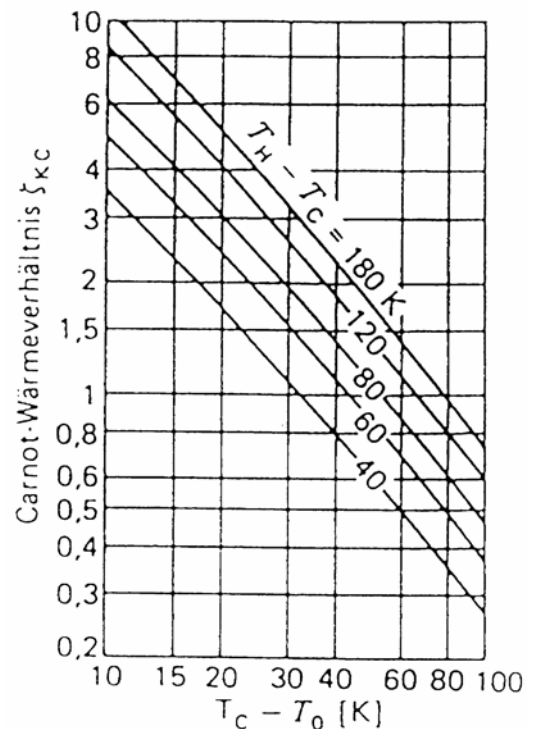
Die nebenstehende Darstellung zeigt das ideale Carnot'sche Wärmeverhältnis ζ_{KC} von Absorptionsmaschinen.

Der Gütegrad für Absorptionsmaschinen kann wie folgt bestimmt werden. Er eignet sich für den tatsächlichen Betrieb, da das wirkliche Wärmeverhältnis immer kleiner ist als dasjenige beim Carnot-Prozess.

$$\eta_{CK} = \frac{\zeta_K}{\zeta_{KC}}$$

$$\eta_{CW} = \frac{\zeta_W}{\zeta_{WC}}$$

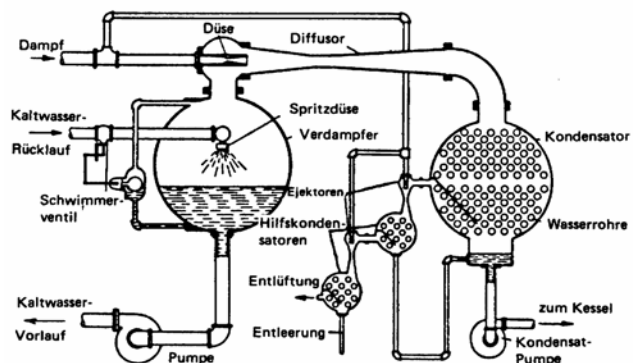
Ideal bei ca. 0,4 bis 0,7



3.3 Dampfstrahl-Kältemaschine

Beim Dampfstrahl-Prozess wird im einfachsten Fall Wasser als Kältemittel und Wasserdampf als Antriebsmittel verwendet. Dabei wird der mechanische Verdichter ersetzt durch

- den Dampfstrahlverdichter bestehend aus Düse und Diffusor
- den Dampferzeuger (hier nicht eingezeichnet)
- die Speisepumpe, die das Kondensat zum Kessel fördert



Dampfstrahlanlagen werden weder in der Heizungs- noch in der Klimatechnik eingesetzt. Grossanlagen zur Eisproduktion kennt man in der Grubentechnik.

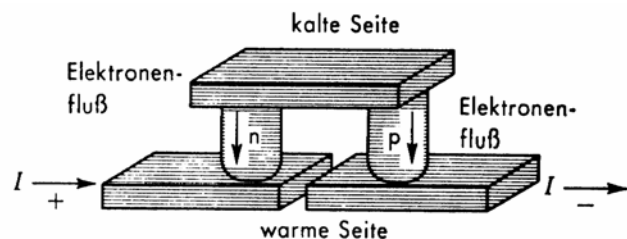
3.4 Kaltgas-Kältemaschine

Ein Gas (z.B. Luft) wird in einem Verdichter komprimiert und bei hohem Druck abgekühlt. Anschliessend wird es in einer Expansionsmaschine (z.B. Turbine) expandiert. Die dabei abgegebene technische Arbeit entspricht einer Verminderung der Enthalpie. Somit ist mit dem Abbau des Druckes auch ein grosser Temperaturabfall verbunden.

Mit der Kaltgas-Kältemaschine erreicht man sehr tiefe Temperaturen (bis -200°C). Diese Maschine wird in der Klimatechnik nicht eingesetzt.

3.5 Thermoelektrischer Kälteprozess (Peltiereffekt)

Bereits 1821 stellte T.J. Seebeck fest, dass bei der Erwärmung einer Lötstelle aus Kupfer und Wismutdraht, zwischen den beiden Leitern eine elektrische Spannung auftritt. 1834 hatte J.C.A. Peltier entdeckt, dass wenn man Gleichstrom in einer bestimmten Richtung durch diese Lötstelle leitet, eine Abkühlung der kalten Lötstelle stattfindet, während eine zweite Lötstelle (warme Lötstelle) erwärmt wird. Dieser so genannte Peltiereffekt beruht auf der Tatsache, dass Elektronen sowohl Träger elektrischer Ladungen als auch kinetischer Energie sind.



Der Peltier-Effekt wird vor allem in Kleingeräten genutzt (z.B. Taupunktspiegel).

3.6 Magnetokalorische Wärme-/Kälteerzeugung

In paramagnetischen und ferromagnetischen Stoffen kann eine Temperaturabsenkung in proportionaler Abhängigkeit der Feldstärke festgestellt werden. Da die Temperaturabsenkung bei sinkender Temperatur steigt, wird diese Technik zur Zeit nur im Tiefsttemperaturbereich eingesetzt (bis $0,001\text{K}$). Durch den Einsatz supraleitender Stoffe könnte dieses Verfahren an Bedeutung im Geräte- und Apparatebau gewinnen