



WISSEN

Kältetechnik

[siemens.com/buildingtechnologies](https://www.siemens.com/buildingtechnologies)

SIEMENS

Inhalt

1	Thermodynamische Grundlagen	9
1.1.	Ursprung der Kältetechnik.....	9
1.1.1.	Heutiger Stand	10
1.2.	Der Thermodynamische Prozess.....	10
1.2.1.	Aufbau der Materie.....	10
1.2.2.	Temperatur-Enthalpie-Diagramm.....	11
1.2.3.	Wärmefluss	13
1.2.4.	Schmelzprozess.....	13
1.2.5.	Verdampfungsprozess	14
1.2.6.	Überhitzung.....	15
1.2.7.	Verflüssigungsprozess (Kondensation).....	15
1.2.8.	Druck-Enthalpie-Diagramm.....	16
1.2.9.	Kältemittel	18
1.3.	Der Thermodynamische Prozess in der Kältetechnik	18
1.3.1.	Kältemittel	18
1.3.2.	Kältemaschine.....	18
1.4.	Dampf-Enthalpie-Diagramm.....	20
2	Kältemittel.....	21
2.1.	Anforderungen	21
2.2.	Eigenschaften	21
2.2.1.	Physikalische und chemische Eigenschaften	21
2.3.	Bezeichnung der Kältemittel	22
2.3.1.	Handelsbezeichnungen.....	22
2.3.2.	Notation.....	22
2.4.	Weitere Eigenschaften	23
2.4.1.	Öl als Schmiermittel im Kältekreislauf.....	23
2.4.2.	Mischbarkeit.....	23
2.4.3.	Verhalten bei Undichtigkeiten im System.....	23
2.4.4.	Geruch, Giftigkeit und Brennbarkeit.....	24
2.5.	Zusammensetzung der Kältemittel.....	25
2.5.1.	Fluorchlorkohlenwasserstoffe FCKWs	25
2.5.2.	Teilhalogenierte Fluorchlorkohlenwasserstoffe H-FCKW	25
2.5.3.	Teilhalogenierte Fluorkohlenwasserstoffe H-FKW	25
2.5.4.	Überblick	26
2.5.5.	Natürlich vorkommende Stoffe.....	26
2.6.	Ersatz-Kältemittel für FCKW und HFCKW	27
2.6.1.	Eigenschaften	27
2.6.2.	Stoffgemische	27
2.6.3.	R134a als Alternative für R12	27
2.6.4.	R407C und R290 als Alternativen für R22 resp. R502	29
2.7.	Anhang: Natürliche Kältemittel CO ₂ , Ammoniak, Propan.....	31
2.7.1.	Allgemeines.....	31
2.7.2.	Kohlendioxid (R744, CO ₂).....	31

3	Das h, log p-Diagramm	39
3.1.	Allgemein	39
3.1.1.	Dampf tafeln	39
3.1.2.	Enthalpie-Druckdiagramm	40
3.1.3.	Zustandsbereiche und Erklärung der Begriffe	41
3.1.4.	Der Diagrammbereich für Kältemittel	42
3.2.	Der Aufbau des Diagramms	43
3.2.1.	Die Koordinaten h, p.....	43
3.2.2.	Verhältnislينien x	44
3.2.3.	Isothermen θ	45
3.2.4.	Spezifisches Volumen v	46
3.2.5.	Isentropen s	47
3.3.	Zusammenfassung	48
4	Mechanischer Aufbau der Kompressionskälteanlage	49
4.1.	Einleitung.....	49
4.1.1.	Kompressions-Kälteprozess.....	49
4.1.2.	Absorptions-Kälteprozess.....	49
4.1.3.	Adsorption-Kälteprozess	49
4.2.	Verdampfer.....	50
4.2.1.	Zweck	50
4.2.2.	Bauarten	50
4.2.3.	Arbeitsweise	50
4.2.4.	Rohrbündelverdampfer.....	51
4.2.5.	Plattenverdampfer (Plattenwärmeübertrager)	52
4.2.6.	Direktverdampfer (Luftkühler).....	53
4.3.	Der Verdichter	54
4.3.1.	Zweck	54
4.3.2.	Funktionsprinzipien.....	54
4.3.3.	Verdichter-Antriebskombinationen	54
4.3.4.	Verdichtertypen nach Funktionsprinzip	56
4.3.5.	Wichtige Hinweise zu Verdichtern	62
4.4.	Verflüssiger (Kondensator).....	62
4.4.1.	Wassergekühlte Verflüssiger.....	63
4.4.2.	Luftgekühlte Verflüssiger	64
4.4.3.	Verdunstungsverflüssiger	64
4.4.4.	Verflüssigerleistung	65
4.5.	Die Expansion	65
4.5.1.	Thermostatische Drosselventile	66
4.5.2.	Elektronische Expansionsventile	67
4.6.	Sicherheit im Kältekreislauf	68
5	Der Kompressions-Kälte-Kreislauf im h, log p-Diagramm	69
5.1.	Allgemein.....	69
5.1.1.	Bauelemente und ihre Funktion.....	69
5.1.2.	Kältemittel und seine Betriebszustände	70
5.1.3.	Die Anlage	71

5.2.	Der Kältekreislauf im h, log p-Diagramm	73
5.2.1.	Der Flüssigkeitssammler	73
5.2.2.	Das Expansionsventil	74
5.2.3.	Der Verteiler und der Verdampfer	75
5.2.4.	Bestimmung der umlaufenden Kältemittelmenge	77
5.2.5.	Die Saugleitung und der Wärmetauscher	77
5.2.6.	Der Verdichter	79
5.2.7.	Die Heißgasleitungen und der Verflüssiger	81
5.2.8.	Druckhochhaltung im Flüssigkeitssammler	81
5.3.	Weitere Anlagenteile und ihre Probleme	82
5.3.1.	Das Magnetventil vermeidet Schäden	82
5.3.2.	Der Öltransport	82
5.3.3.	Die Sicherheitsorgane	83
5.4.	Die energetische Bilanz	84
5.4.1.	Kennzahlen von Kältemaschinen	85
5.5.	Zusammenfassung	86
5.5.1.	Überblick	86
5.5.2.	Latente und sensible Wärme im Kälte-Kreisprozess	87
5.5.3.	Verhalten bei Teillast	87
6	Leistungsregelung der Kälteanlagen	89
6.1.	Einleitung	89
6.2.	Leistungsregelung	89
6.2.1.	Drehzahlregelung mit Frequenzumrichter (FU)	89
6.2.2.	Hubkolbenverdichter	90
6.2.3.	Schraubenverdichter	91
6.2.4.	Scroll Verdichter	92
6.2.5.	Saugdrosselregelung	93
6.2.6.	Heißgasregelung	95
6.3.	Weitere Arten der Leistungsanpassung	97
6.3.1.	Verbundsysteme	97
6.3.2.	Kaltwasserspeicher, Eisspeicher	97
6.3.3.	Bedarfsgerechte Regelung der Kalt- und Rückkühlwasserseite	97
7	Wärmepumpen-Technik	101
7.1.	Einleitung	101
7.2.	Funktionsprinzip der Wärmepumpe	101
7.2.1.	Wärme aus der Umwelt	101
7.2.2.	Bauteile und ihre Funktion	102
7.2.3.	Herkunft des Namens Wärmepumpe	103
7.3.	Die Wärmequellen	103
7.3.1.	Wärmequelle Außenluft	103
7.3.2.	Wärmequelle Erdreich	104
7.3.3.	Wärmequelle Grundwasser	105
7.3.4.	Wärmequelle Abwasser	105
7.3.5.	Wärmequelle Eisspeicher	106
7.4.	Wärmepumpen-Benennung	106

7.5.	Betriebsarten	107
7.5.1.	Monovalenter Betrieb	107
7.5.2.	Bivalenter Betrieb	108
7.5.3.	Wahl der Betriebsart.....	111
7.6.	Kennzahlen für Wärmepumpen.....	112
7.6.1.	COP	112
7.6.2.	SCOP (Seasonal Coefficient of Performance)	114
7.6.3.	Die Jahresarbeitszahl JAZ.....	114
7.7.	Die Regelung der Wärmepumpe	116
7.7.1.	Heizleistungsregelung direkt an der Wärmepumpe.....	116
7.7.2.	Wärmepumpe Ein/Aus-Regelung.....	116
7.8.	Kältemittel für Wärmepumpen	117
8	Wärmerückgewinnung (WRG) im Kältekreislauf	119
8.1.	Einleitung.....	119
8.1.1.	Gleichzeitige Kälte- und Wärmeproduktion	120
8.2.	Die Gasseitige Wärmerückgewinnung	120
8.2.1.	In Reihe angeordnete Verflüssiger	120
8.2.2.	Parallel geschaltete Verflüssiger	121
8.2.3.	Kombinierte Schaltungen	121
8.3.	Die stetige Regelung von mehreren Verflüssigern	121
8.3.1.	Heissgasseitige Verteilregelung	121
8.3.2.	Kondensatseitige Mischregelung.....	122
8.4.	Regelung der Kältemaschine	123
8.5.	Anlagenbeispiele	124
8.5.1.	Modul WRG-Anlagen.....	124
8.5.2.	Industrie- und Großanlagen.....	124
8.5.3.	Häufige Anwendungen	125
8.6.	Wirtschaftlichkeit.....	130
9	Eisspeicher	131
9.1.	Einleitung.....	131
9.1.1.	Kaltwasserspeicher	131
9.1.2.	Eisspeicher	131
9.2.	Einsatzgebiete für Eisspeicher	131
9.2.1.	Einsatz in der Klimatechnik	132
9.2.2.	Einsatz in der Gebäudetechnik.....	132
9.2.3.	Einsatz in der Gewerbekühlung.....	132
9.3.	Aufbau und Funktion des Eisspeichers	132
9.3.1.	Direktverdampfersysteme.....	132
9.3.2.	Eisspeicher mit wassergefüllten Kunststoffkugeln.....	133
9.3.3.	Eisspeicher mit Wärmetauscherrohren	133
9.4.	Heizen und Kühlen von Gebäuden mit Eisspeichern	135
9.4.1.	Heizfall.....	135
9.4.2.	Kühlfall.....	136

9.5.	Auslegung des Kältespeichers	136
9.5.1.	Kälteleistung und Kühlenergie	136
9.5.2.	Kältemaschine und -speicher decken Spitzenbedarf	137
9.5.3.	Teil- und Vollspeicherung	137
9.6.	Hydraulische Schaltungen mit Eisspeichern	138
9.6.1.	Ladebetrieb	139
9.6.2.	Entladebetrieb (Serieschaltung)	139
9.6.3.	Bypass-Betrieb	140
9.6.4.	Hydraulische Schaltung bei Vollspeicherung	140
9.6.5.	Unterschiedliche Betriebspunkte der Kältemaschine	141
9.7.	Regelung und Steuerung des Eisspeichers	141
9.7.1.	Regelung der Glykolwasser-Mischtemperatur	141
9.7.2.	Steuerung des Umstellventils je nach Betriebsart	141
9.7.3.	Steuerung der Eisspeicher-Ladung	141
9.8.	Wirtschaftlichkeitsüberlegungen	142
10	Der Absorptions-Kreisprozess	143
10.1.	Einleitung	143
10.2.	Einsatzbereich der Absorptions-Kältemaschinen	144
10.3.	Arbeitsstoffpaare	144
10.3.1.	Kältemittelkreislauf	145
10.3.2.	Lösungsmittel-Kreislauf	146
10.4.	Der Kreisprozess der Absorptionsmaschine	147
10.5.	Wärmeverhältnis ζ	148
10.6.	Aufbau und Ausrüstung der Absorptions-Kältemaschine	148
10.6.1.	Die Zweikessel-Bauweise	149
10.6.2.	Die Einkessel-Bauweise	150
10.6.3.	Die zweistufige Absorptions-Kältemaschine	151
10.7.	Leistungsregelung der Absorptions-Kältemaschinen	152
10.7.1.	Leistungsregelung durch Drosselung der Betriebsenergie	152
10.7.2.	Bypassregelung der Lösungsmittelkonzentration	153

1 Thermodynamische Grundlagen

1.1. Ursprung der Kältetechnik

Naturgemäss muss sich der Mensch seit Urzeiten mit dem Thema Kühlung beschäftigen und wir kennen auch die unterschiedlichsten Möglichkeiten der Kühlung. In mit nassen Tüchern umwickelten Tonbehältern oder in Feldflaschen, wurde die Flüssigkeit (z.B. der Wein) im Behälter gekühlt (Wärmeentzug durch Verdunstung von Wasser). Eis zum Kühlhalten von Lebensmitteln wurde beispielsweise schon von den Römern genutzt. Sie transportierten Eisblöcke von Gletschern in die Städte und lagerten sie dort in mit Stroh isolierten unterirdischen Räumlichkeiten ein. Im 19. Jahrhundert begann dann die kommerzielle Nutzung von Natureis (z.B. aus gefrorenen Seen). Dieses wurde durch den Eismann in den warmen Jahreszeiten an die wohlhabende Bevölkerung verkauft. Auch Brauereien nutzten Eis für Kühlprozesse bei der Herstellung, der Auslieferung und Lagerung des Biers.

Die uns bekannten anfänglichen Überlegungen zum Thema Kältetechnik stammen aus dem Jahr 1835, als Jacob Perkins, ein amerikanischer Erfinder und Maschineningenieur, der 1818 nach England übersiedelte, in einer britischen Patentschrift eine Kaltdampfmaschine mit geschlossenem Kreislauf und Äthyläther beschrieben hat (Patentschrift Nr. 6662 „Apparatus and means for producing ice, and in cooling fluids.“, bewilligt und besiegelt 14. August 1835).

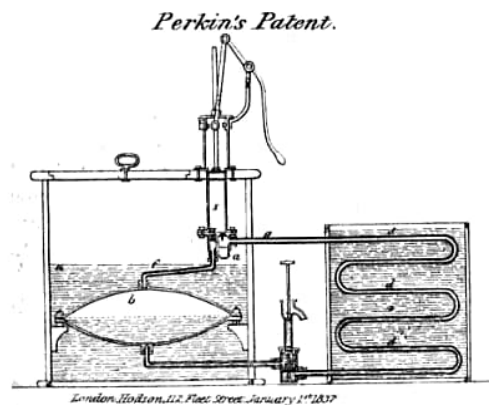


Fig. 1-1 Jacob Perkins und Kaltdampfmaschine aus der Patentschrift
(Quellen: Wikipedia, by Thomas Edwards (printed by Pendleton's Lithography und Google Digital books))

Etwa 40 Jahre später (1876) verwendet Carl von Linde, ein deutscher Ingenieur und Erfinder erstmals Ammoniak als Kältemittel bei einer Kaltdampfmaschine mit Kolbenverdichter. Diese Maschine kam zuerst hauptsächlich bei Brauereien zum Einsatz, da sich damit die Gärung bei konstanten Temperaturen ohne Abhängigkeit von Natureis durchführen liess.

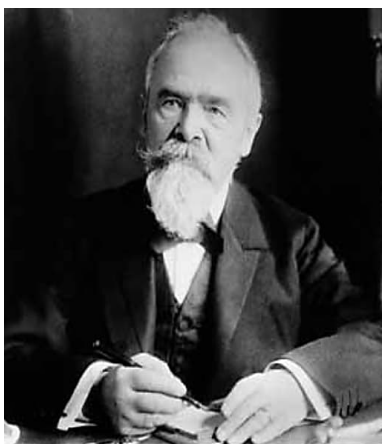


Fig. 1-2 Carl von Linde und eine seiner ersten Kältemaschinen (Quelle: Linde Group)

1910 tauchen die ersten Haushaltskühlschränke auf und 1930 werden die Kältemittel R11, R12, R13, R22, R113 und R114 entwickelt. (siehe Kap. 2, Kältemittel). Die Ursachen für die Forderung nach „Kälte“ stammen ursprünglich aus dem Bereich der Lebensmittelversorgung. Für diesen Bereich wurden Großanlagen für Brauereien, Schlachthöfe, Kühlhäuser und Eisfabriken sowie Kühlschiffe gebaut.

Nach dem ersten Weltkrieg wurde der Bedarf wesentlich größer und man unterteilte die Bereiche in:

- Großkälte (industrielle Kälte)
- Kleinkälte (kommerzielle Kälte)
- Kühlschränke und Truhen (Haushaltskälte)

1.1.1. Heutiger Stand

In der Lebensmittelbranche ist die Anwendung der Kältetechnik die beste und gesündeste Methode Lebensmittel über längere Zeiträume und verschiedene Klimazonen hinweg frisch zu halten und somit unsere Versorgung sicherzustellen.

Im Maschinenbau kann durch die Anwendung der Kältetechnik schneller und preisgünstiger produziert werden.

In der Klimatechnik wird neben der Heizenergie im Winter, für den Sommerzeitraum Kälteenergie zur Kühlung und Entfeuchtung der Luft benötigt. Früher wurde für diese Zwecke häufig Leitungs- oder Brunnenwasser verwendet. Diese Nutzungsart ist jedoch aus ökonomischen und ökologischen Gründen nicht empfehlenswert. Wo sinnvoll und zulässig, wird auch heute Oberflächenwasser (z.B. Seewasser) zu Kühlzwecken in der Gebäudetechnik eingesetzt. Bedingt durch die Temperatur des Wassers und die damit eingeschränkte Kühlmöglichkeit aber vor allem zusammen mit statischen Kühlflächen und thermisch aktivierten Bauteilsystem (TABS).

Der Einsatz der Kältetechnik ist ein wesentlicher Faktor für unser Wohlbefinden an Arbeitsplätzen und Aufenthaltsräumen allgemein.

Heute wird im Bereich der Kältetechnik überwiegend die „Kompressions-Kältemaschine“ zur Erzeugung der benötigten Kälteenergie eingesetzt.

Gesetzliche Auflagen verlangen die kontinuierliche Senkung der CO₂-Emissionen im Gebäudebereich. Dafür müssen energieeffiziente Heizungs-, Lüftungs- und eben auch Kühlungskonzepte erstellt werden.

Die Planung, Ausführung und optimale Regelung solcher Konzepte bedingt Kenntnisse der Grundlagen in sämtlichen Bereichen der Kältetechnik (Technik, Physik, Chemie).

1.2. Der Thermodynamische Prozess

1.2.1. Aufbau der Materie

Aus dem Fachgebiet Thermo-Hydrodynamik kennen wir feste, flüssige und gasförmige Stoffe. Die Ursache ist in der Struktur und Eigenschaft der Moleküle zu finden.

So ist z.B. bei Metallen die Struktur der Moleküle stark zusammenhängend (große Kohäsionskräfte), die Moleküle bilden eine feste Gitterstruktur (Fig. 1-3, links).

Bei Flüssigkeiten sind diese Kräfte geringer, so dass der Stoff nicht fest ist (Fig. 1-3, Mitte).

Gasförmige Stoffe dagegen haben nur einen sehr losen Zusammenhalt, und deshalb sind diese Stoffe sehr flüchtig (Fig. 1-3, rechts).

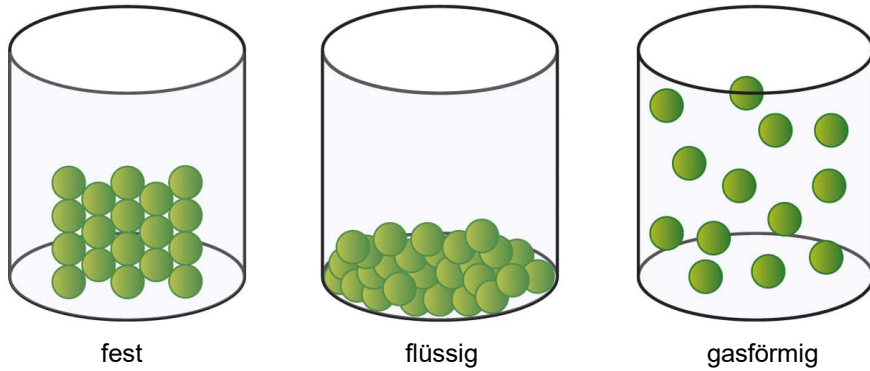


Fig. 1-3 Gitterstruktur der Moleküle (Quelle: Ball, Hill & Scott, Introduction to Chemistry)

fest: Die Moleküle sind fest beieinander.
 flüssig: Die Moleküle sind lose aneinander gekoppelt.
 gasförmig: Die Moleküle haben ihren Zusammenhalt verloren und können sich frei bewegen.

1.2.2. Temperatur-Enthalpie-Diagramm

Die Aggregatzustandsänderung lässt sich mit Hilfe des Temperatur-Enthalpie-Diagramms sehr leicht veranschaulichen. Ausgangspunkt des in

Fig. 1-4 gezeigten Beispiels ist ein Kilogramm Wasser bei atmosphärischem Druck (1013 mbar) und 0 °C:

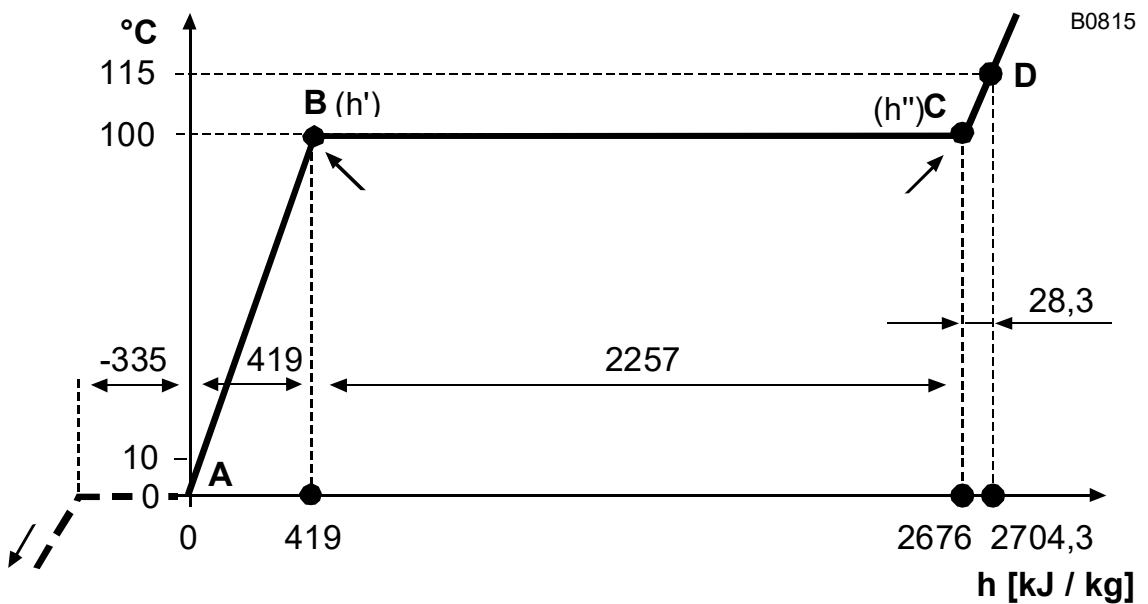


Fig. 1-4 Temperatur-Enthalpie-Diagramm (t, h-Diagramm) für Wasser

A → B Erwärmung des flüssigen Stoffes (Sensible Wärme)
 B → C Verdampfung, Übergang flüssig → gasförmig (Latente Wärme)
 C → D Überhitzung des gasförmigen Stoffes (Sensible Wärme)
 C → B Verflüssigung, Übergang gasförmig → flüssig (Latente Wärme)

Der Übergang von einem Aggregatzustand in den anderen erfolgt durch Zu- oder Abfuhr von Wärme (Enthalpie) oder durch eine Druckänderung.

Enthalpie h

Ein Stoff beinhaltet eine gewisse Wärmemenge. Diese Wärmemenge, bezogen auf eine bestimmte Masse (1 kg) des Stoffs, heisst Enthalpie h. Dementsprechend ist die Einheit kJ/kg (siehe Fig. 1-4).

Bezeichnungen:

h'	Enthalpie (Wärmeinhalt) der Flüssigkeit	[kJ/kg]	(siehe Fig. 1-4, B)
h''	Enthalpie (Wärmeinhalt) des Dampfes	[kJ/kg]	(siehe Fig. 1-4, C)
r	Zum Verdampfen benötigte Energie ($h'' - h'$)	[kJ/kg]	(siehe Fig. 1-4, B $\rightarrow$ C)

Da bei der Enthalpie gewöhnlich nur ihre Änderungen – also Enthalpie-Differenzen – von Interesse sind, kann der Nullpunkt der Enthalpie-Skala beliebig festgelegt werden. In Fig. 1-4, aber auch in den gebräuchlichen Dampftabellen für Wasserdampf, ist er identisch mit dem Gefrierpunkt des Wassers, also bei 0 °C. Das bedeutet, dass z.B. die unter 1.2.4 „Schmelzprozess“ beschriebene Schmelzwärme in den angegebenen Enthalpiewerten nicht enthalten ist.

Sensible Wärme

Sensible Wärme ist Wärme, die eine Temperaturänderung bewirkt.

Die Änderung des Energieinhalts führt zu einer Temperaturänderung. Diese Temperaturänderung ist mess- und fühlbar (lat. sensor = Fühler oder nach Duden: sensibel = von besonderer Feinfühligkeit, empfindsam). Deshalb wird diese Energie sensible Wärme genannt.

Latente Wärme

Latente Wärme ist Wärme, die zum Wechsel des Aggregatzustandes aufgewendet bzw. abgegeben werden muss.

Sie führt zu keiner Änderung der Temperatur und ist so nicht unmittelbar zu erfassen. Deshalb wird diese Energie latente Energie genannt (nach Duden: latent = vorhanden, aber [noch] nicht in Erscheinung tretend; nicht unmittelbar sichtbar oder zu erfassen).

Die latente Wärme wird zur Umwandlung der Molekularstruktur eines Stoffs benötigt. Sie ist sehr stark druck- und temperaturabhängig.

Erwärmung A $\rightarrow$ B

Die Gerade A $\rightarrow$ B stellt die Erwärmung von 0 °C auf 100 °C dar (sensible Wärme). Diese wird auf der x-Achse für B-A (B minus A) gezeigt.

Für B kann auf der x-Achse eine Enthalpie von 419 kJ/kg abgelesen werden. Das ist die Wärme, die zugeführt wurde, um das Wasser bis zum Siedepunkt zu erhitzen. Sie ist also als Enthalpie des Wassers bei 100 °C nach wie vor vorhanden.

Verdampfung B $\rightarrow$ C

Die Gerade B $\rightarrow$ C stellt den Verdampfungsprozess dar. Latente Wärme wird entlang dieser Geraden kontinuierlich zugeführt, bis das Kilogramm Wasser bei Punkt C vollständig in Dampf übergegangen ist. Diese Verdampfungswärme wird mit r bezeichnet und beträgt 2257 kJ/kg. Die Enthalpie des trocken gesättigten Dampfes beträgt nun 419 kJ/kg + 2257 kJ/kg = 2676 kJ/kg, also die Summe aus zugeführter sensibler plus zugeführter latenter Wärme.

Überhitzung C $\rightarrow$ D

Wird der Dampf bis auf 115 °C (Punkt D) weiter erhitzt (überhitzt), beträgt die Enthalpie in unserem Beispiel bei Punkt D 2676 kJ/kg + 28,3 kJ/kg = 2704,3 kJ/kg.

Für Kälteprozesse ist nur die Aggregatzustandsänderung des Kältemittels vom flüssigen in den dampfförmigen, bzw. vom dampfförmigen in den flüssigen Zustand von Interesse.

Jede Siedetemperatur korreliert mit einem bestimmten Druck (Fig. 1-5). Hohe Siedetemperaturen setzen hohe Drücke, tiefe Siedetemperaturen geringe Drücke voraus.

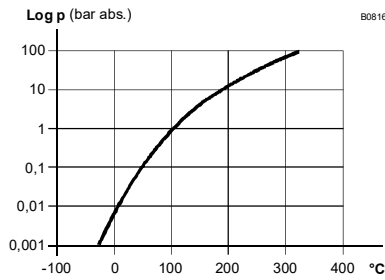


Fig. 1-5 Siedepunkte des Wassers

1.2.3. Wärmefluss

Wärme ist eine Form der Energie, die von selbst nur von einer Substanz mit höherer Temperatur auf eine Substanz mit niedrigerer Temperatur übergehen kann (Fig. 1-6).

Das heisst:

- Wärme fließt "von selbst" stets nur in eine Richtung (von höherer Temperatur zu tieferer).
- Ein Wärmefluss setzt eine Temperaturdifferenz voraus.



Fig. 1-6 Wärmefluss (Quelle: MS Clipart)

Beispiel

Heisser Kaffee wird von selbst kalt, aber nicht von selbst wieder warm.

1.2.4. Schmelzprozess

Bekanntlich können feste Körper, denen Wärme zugeführt wird, in den flüssigen Zustand übergehen. Diese Wärme, die ein Schmelzen des festen Körpers verursacht, wird Schmelzwärme genannt.

Beispiel

Um 1 kg Eis von 0 °C zu schmelzen – oder in Wasser von 0 °C zu verflüssigen – ist eine Wärmemenge von 335 kJ (Fig. 1-7 und Fig. 1-4, links von A) erforderlich. Dabei ist zu beachten, dass sich die Temperatur durch die Wärmezufuhr nicht verändert. Der Schmelzprozess findet bei konstanter Temperatur statt (latente Wärme).

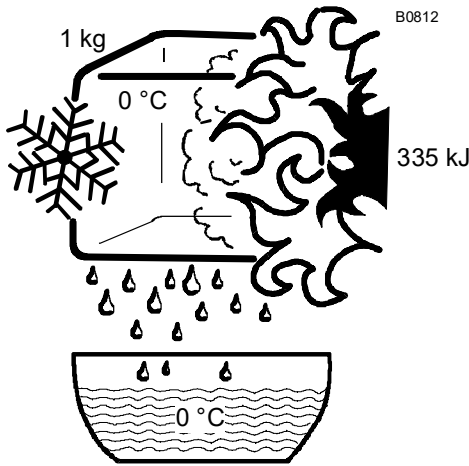


Fig. 1-7 Schmelzwärme von Eis

1.2.5. Verdampfungsprozess

Wenn dem Kilogramm Wasser von 0 °C, Wärme zugeführt wird, steigt die Temperatur des Wassers stetig an, bis sie schliesslich den Siedepunkt erreicht (sensible Wärme).

Die Wärmemenge, die zur Erhöhung der Temperatur um 1 K erforderlich ist, beträgt 4.19 kJ. Daraus folgt, dass eine sensible Wärmemenge von 419 kJ zugeführt werden muss, um die Temperatur des Wassers auf 100 °C zu erhöhen. Vorausgesetzt, dass Normaldruck (atmosphärischer Druck auf Meereshöhe, d.h. absoluter Druck von 1013 mbar) herrscht, ist diese Temperatur der Siedepunkt des Wassers. Es ist der Punkt, bei dem das Wasser zu verdampfen beginnt (siehe Fig. 1-8 und Fig. 1-4, B (h')).

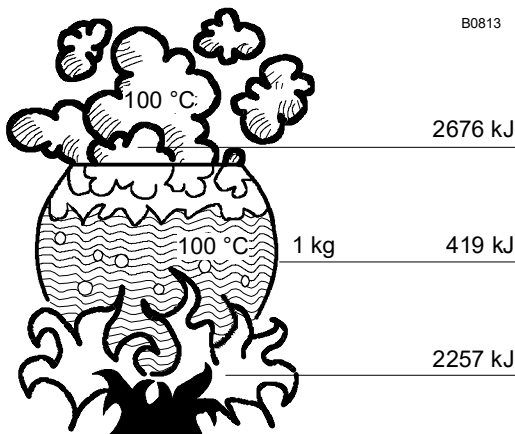


Fig. 1-8 Verdampfungsprozess und Enthalpie von Wasser

Der Dampf, der nun entsteht, hat eine Temperatur von 100° C und ist in der Fachsprache als trocken gesättigter Dampf bekannt. Die Umwandlung von Wasser zu Dampf ist wiederum eine Aggregatzustandsänderung, die durch die ununterbrochene Zuführung von Wärme hervorgerufen wird.

Um das Kilogramm Wasser von 100 °C vollständig zu verdampfen, d.h. in ein Kilogramm Dampf von 100 °C zu verwandeln, muss eine latente Wärmemenge von 2257 kJ zugeführt werden. Diese latente Wärmemenge ist die Verdampfungswärme r .

Addiert man zu dieser Verdampfungswärme r von 2257 kJ die 419 kJ, die aufgewendet wurden, um 1 kg Wasser von 0 °C auf 100 °C zu erwärmen, so erhält man mit 2676 kJ den Wärmeinhalt oder die Enthalpie von 1 kg Dampf von 100 °C, im Vergleich zu 1 kg Wasser von 0 °C (siehe Fig. 1-4, C (h'')).

1.2.6. Überhitzung

Wird der nunmehr entstandene, trocken gesättigte Dampf von 100 °C z.B. in eine offene Rohrschlinge geleitet, durch die ihm weiterhin Wärme zugeführt wird, erfolgt eine Überhitzung des Dampfes (Fig. 1-9). Bei der Überhitzungswärme handelt es sich wieder um sensible Wärme, d.h. es findet eine Temperaturerhöhung des Dampfes statt.

Beispiel

Um die Temperatur des im Verdampfungsprozess gewonnenen Kilogramm Dampfes von 100 °C (θ_s) auf 115 °C (θ_D) zu erhöhen (Fig. 1-4, C $\rightarrow$ D) ist eine sensible Wärmemenge q_m von 28,3 kJ erforderlich. Dies folgt aus folgender Formel:

$$\Phi = q_m \cdot c_p \cdot (\theta_D - \theta_s) \Rightarrow \Phi = 1 \text{ kg} \cdot 1,88 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (115 \text{ °C} - 100 \text{ °C}) = 28,3 \text{ kJ}$$

Φ	Wärmemenge	[kJ]
c_p	mittlere spezifische Wärme des überhitzten Dampfes	[kJ/kg K]
q_m	Massenfluss	[kg]
θ_D	Temperatur des überhitzten Dampfes	[°C]
θ_s	Temperatur des Sattdampfes	[°C]

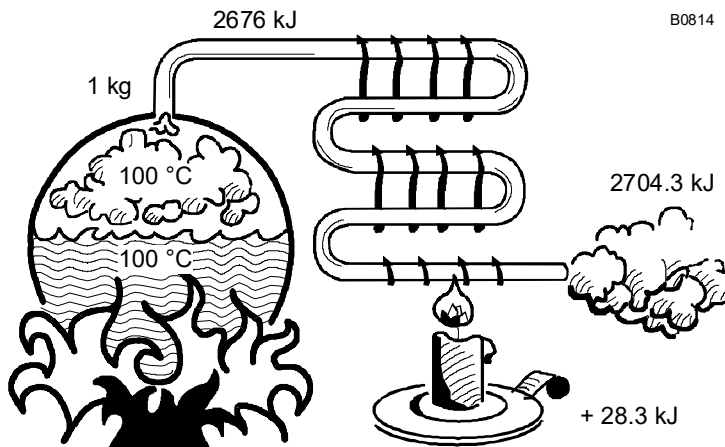


Fig. 1-9 Überhitzter Dampf und Enthalpie von Wasser

1.2.7. Verflüssigungsprozess (Kondensation)

Der Prozess der Aggregatzustandsänderung von flüssigem in den dampfförmigen Zustand ist umkehrbar, d.h. der Dampf kann auch in Flüssigkeit umgewandelt werden. Dieser Prozess, der als Verflüssigung (Kondensation) bekannt ist, findet statt, wenn dem Dampf dieselbe Menge Wärme entzogen wird, die ihm während des Verdampfungsprozesses zugeführt worden ist.

In Fig. 1-10 ist der Verflüssigungsprozess ersichtlich.

Dampf von 100 °C (1) wird durch das kalte Kühlwasser (2) abgekühlt und kondensiert (4). Dabei wird Wärme an die Umgebung aber auch an das Kühlwasser abgegeben, das sich dadurch erwärmt (3).

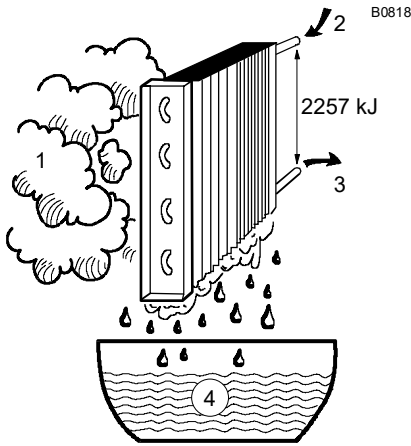


Fig. 1-10 Verflüssigungsprozess (Kondensation)

Die Aggregatzustandsänderung von Flüssigkeit $\rightarrow$ Dampf und von Dampf $\rightarrow$ Flüssigkeit ist für den mechanischen Kälte- bzw. Wärmepumpen-Kreislauf aus folgendem Grund von größter Wichtigkeit:

Die Aggregatzustandsänderung erfordert die Übertragung einer relativ großen Wärmemenge pro Kilogramm Substanz (Kältemittel). Wie gezeigt wird ist es genau diese Wärmeübertragung im Kältemittelkreislauf (Fig. 1-4, B $\rightarrow$ C resp. C $\rightarrow$ B), die den gewünschten Nutzeffekt (Kühlung bei Kältemaschinen, Heizung bei Wärmepumpen) bewirkt.

1.2.8. Druck-Enthalpie-Diagramm

In der Kälte- bzw. Wärmepumpentechnik benutzt man statt des in Fig. 1-4, dargestellten Temperatur-Enthalpie-Diagramms vorzugsweise das Druck-Enthalpie-Diagramm (Fig. 1-11). In diesem Diagramm ist die Enthalpie nicht mehr in Abhängigkeit der Temperatur bei Normaldruck dargestellt, sondern sie kann für verschiedene Drücke und die entsprechenden Temperaturen abgelesen werden. Vor allem aber können sogenannte Kreisprozesse – wie im Folgenden gezeigt – mit Hilfe dieses Diagramms leicht veranschaulicht und berechnet werden. Der Druck ist logarithmisch skaliert.

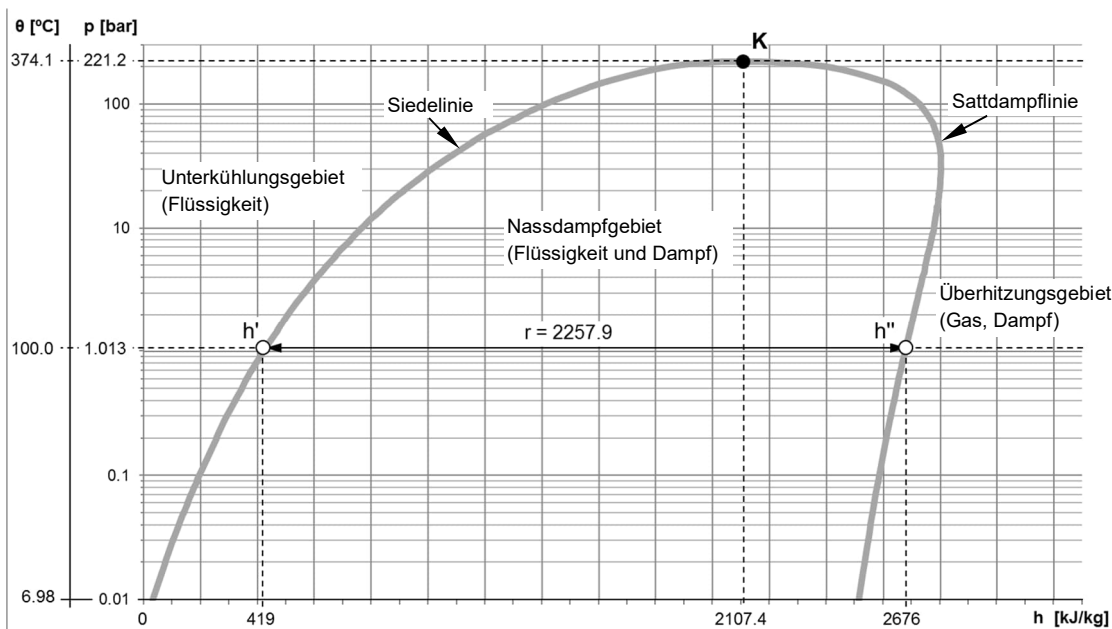


Fig. 1-11 Druck-Enthalpie-Diagramm für Wasser
 $h' \rightarrow h''$ Verdampfungswärme r (2257 kJ/kg)
 K Kritischer Punkt

K Kritischer Punkt

Beim kritischen Punkt (K) besteht kein Unterschied zwischen flüssig und gasförmig mehr.

Bei Wasserdampf beträgt der kritische Druck 221,2 bar und die kritische Temperatur 374,1 °C.

Siedelinie

Die Siedelinie (Flüssigkeitslinie) führt vom Nullpunkt zum kritischen Punkt (K) hoch. Sie ist die Linie gesättigter Flüssigkeit bei verschiedenen Drücken.

Sattdampflinie

Die Sättigungslinie (Sattdampflinie) ist die Fortsetzung der Siedelinie nach dem kritischen Punkt (K). Die Sättigungslinie führt vom kritischen Punkt bogenförmig nach unten zur x-Achse. Sie zeigt den Zustand des gesättigten Dampfes bei verschiedenen Drücken.

h' Enthalpie am Siedepunkt (bei einem bestimmtem Druck)

h' ist die Enthalpie am Siedepunkt, d.h. die Enthalpie der gesättigten Flüssigkeit.

h'' Enthalpie am Sattdampfpunkt (bei einem bestimmten Druck)

h'' ist die Enthalpie am Sattdampfpunkt, d.h. die Enthalpie des gesättigten Dampfes.

r Verdampfungswärme ($h' \rightarrow h''$)

Die Differenz zwischen der Enthalpie am Sattdampfpunkt h'' und der Enthalpie am Siedepunkt h' (bei gleichem Druck) entspricht der Verdampfungswärme r. Sie kann mit einer horizontalen Linie zwischen h' und h'' gekennzeichnet werden.

Aus dem Diagramm ist ersichtlich, dass die Verdampfungswärme mit steigendem Druck und steigender Temperatur immer geringer wird, um schliesslich beim kritischen Punkt (K) einen Zustand zu erreichen, bei dem keine Verdampfungswärme mehr vorhanden ist.

1.2.9. Kältemittel

Als Kältemittel bezeichnet man das in einer Kältemaschine bzw. Wärmepumpe umlaufende Arbeitsmedium. Zur Erläuterung der Grundlagen des Kälteprozesses war bisher ausschliesslich von Wasser die Rede, und tatsächlich besitzt Wasser viele der Eigenschaften, die von einem Kältemittel verlangt werden. Wasser ist billig, reichlich vorhanden, ungiftig, nicht brennbar und besitzt eine große Verdampfung- bzw. Verflüssigungswärme. Es ist deshalb nicht erstaunlich, dass bei Dampfstrahl- und Absorptions-Kältemaschinen bzw. -Wärmepumpen, Wasser als Kältemittel verwendet wird.

Für den Kompressions-Kreisprozess ist Wasser als Kältemittel nicht geeignet, da die Drücke und Temperaturen, bei denen die Aggregatzustandsänderungen erfolgen sollen, ungünstig liegen. Vielmehr werden bei diesem Prozess Kältemittel verwendet, die leicht flüchtiger sind als Wasser, d.h. Substanzen, die bei relativ niedrigen Temperaturen und den entsprechenden hohen Drücken verdampfen.

Ozonzersetzend wirken vor allem die FCKW-Kältemittel (Fluorochlorkohlenwasserstoff), die aufgrund ihrer hohen chemischen Stabilität eine lange Verweilzeit in der Atmosphäre aufweisen, so dass theoretisch die gesamten freigesetzten Mengen in die Stratosphäre diffundieren und sich dort zersetzen. Das hierbei frei werdende Chlor zerstört die vor gefährlichen UV-Strahlen schützende Ozonschicht. Aus diesem Grund dürfen heute nur noch chlorfreie Kältemittel verwendet werden.

Weitere Informationen dazu im Kapitel 2 „Kältemittel“.

1.3. Der Thermodynamische Prozess in der Kältetechnik

1.3.1. Kältemittel

Gase

Stoffe mit tiefen Siedepunkten nennt man Gase, weil diese unter normalem Druck und bei normalen Temperaturen (unsere Umgebungsbedingungen) sofort verdampfen.

Die in der Kältetechnik verwendeten Kältemittel sind bei Normaldruck gasförmig. Hier erkennt man bereits eine kritische Situation für den Transport, das Aufbewahren und die Anwendung von Kältemitteln.

Im Kältekreislauf erfährt das Kältemittel die Aggregatzustände flüssig und dampfförmig, sowie die Übertragung von latenter und sensibler Wärme.

Kreisprozess

In einem thermodynamischen Kreisprozess wird durch die Verdampfung von Kältemittel dem zu kühlenden Medium Wärme entzogen.

Dieser Vorgang erfolgt entweder direkt durch die Kältemaschine oder indirekt durch einen zwischengeschalteten Kaltwasserkreislauf.

1.3.2. Kältemaschine

Kühlleistung

Eine Kältemaschine ist eine Maschine, die einem Stoff oder einem Raum Wärme entzieht. Die Kälteleistung Φ_o ist die Fähigkeit, in einem bestimmten Zeitraum eine bestimmte Wärmemenge abzuführen.

$$\Phi_o = q_m \cdot c \cdot \Delta T$$

Φ_o	Kälteleistung	[kJ/h oder kW]
q_m	Massenstrom	[kg/s]
c	Spezifische Wärme	[kJ/(kg K)]
ΔT	Temperaturdifferenz	[K]

Spezifische Wärme c

Die spezifische Wärme c ist jene Energie (in kJ), welche man benötigt, um 1 kg eines bestimmten Stoffs um 1 K zu erwärmen. Die spezifische Wärme ist vom Aggregatzustand und vom Druck abhängig.

In der nachfolgenden Tabelle sind einige c -Werte und die Verdampfungswärme r von typischen Kältemitteln bei Normaldruck (1013 mbar) zusammengestellt:

	Wasser H ₂ O	R134a	Ammoniak NH ₃	CO ₂
c_{flüssig} (20 °C)	4,182 kJ/(kg K)	1,404 kJ/(kg K)	4,74 kJ/(kg K)	
c_{Gas} (0 °C)	1,40 kJ/(kg K)	0,9 kJ/(kg K)	2,18 kJ/(kg K)	0,83 kJ/(kg K)
r (h' → h'')	2256 kJ/kg	216 kJ/kg	1369 kJ/kg	573 kJ/kg

Tabelle 1-1 c und r Werte von ausgewählten Kältemitteln

Unterschiedliche Stoffe haben auch unterschiedliches Temperaturverhalten, d.h. der Temperaturwert für Schmelz- und Siedepunkt ist unterschiedlich.

Schmelz und Siedepunkt sind druckabhängig.

Beispiel

Wasser bei 1 bar:

Schmelzpunkt = 0 °C

Siedepunkt = 100 °C

Die Abhängigkeit kann im Druck-Enthalpie-Diagramm nachvollzogen werden. Überträgt man die Werte aus der Wasserdampf-tafel in ein h , log p -Diagramm, erhält man eine graphische Darstellung der Zusammenhänge.

Die in der Kältetechnik verwendeten Kältemittel können Siedepunkte bis zu -120 °C erreichen.

Im Bereich der Klimatechnik bewegen wir uns bei Siedetemperaturen um +2 °C bis -20 °C.

1.4. Dampftafel von Wasser

Wasserdampftafel

Druck		Temperatur	Spezifisches Volumen		Dichte	Enthalpie		Verdampfungswärme
p kPa	p bar	θ °C	Wasser v' dm³/kg	Dampf v'' m³/kg	Dampf ρ'' kg/m³	Wasser h' kJ/kg	Dampf h'' kJ/kg	r kJ/kg
1	0.01	6.981	1.0001	129.20	0.00774	29.34	2514.4	2485.1
2	0.02	17.513	1.0012	67.01	0.01492	73.46	2533.6	2460.1
3	0.03	24.100	1.0027	45.67	0.02190	101.00	2545.6	2444.6
4	0.04	28.983	1.0040	34.80	0.02873	121.41	2554.5	2433.1
5	0.05	32.898	1.0052	28.19	0.03547	137.77	2561.6	2423.8
6	0.06	36.183	1.0064	23.74	0.04212	151.50	2567.5	2416.0
7	0.07	39.025	1.0074	20.53	0.04871	163.38	2572.6	2409.2
8	0.08	41.534	1.0084	18.10	0.05523	173.86	2577.1	2403.2
9	0.09	43.787	1.0094	16.20	0.06171	183.28	2581.1	2397.8
10	0.1	45.833	1.0102	14.670	0.0681	191.83	2584.8	2393.0
20	0.2	60.086	1.0172	7.650	0.1307	251.45	2609.9	2358.5
30	0.3	69.124	1.0223	5.229	0.1912	289.30	2625.4	2336.1
40	0.4	75.886	1.0265	3.993	0.2504	317.65	2636.9	2319.3
50	0.5	81.345	1.0301	3.240	0.3086	340.56	2646.0	2305.4
60	0.6	85.954	1.0333	2.732	0.3661	359.93	2653.6	2293.7
70	0.7	89.959	1.0361	2.365	0.4229	376.77	2660.1	2283.3
80	0.8	93.512	1.0387	2.087	0.4792	391.72	2665.8	2274.1
90	0.9	96.713	1.0412	1.869	0.5350	405.21	2670.9	2265.7
100	1.0	99.632	1.0434	1.694	0.5904	417.51	2675.4	2257.9
150	1.5	111.37	1.0530	1.1590	0.8628	467.13	2693.4	2226.3
200	2.0	120.23	1.0608	0.8854	1.129	504.70	2706.3	2201.6
250	2.5	127.43	1.0675	0.7184	1.392	535.34	2716.4	2181.1
300	3.0	133.54	1.0735	0.6056	1.651	561.43	2724.7	2163.3
350	3.5	138.87	1.0789	0.5240	1.908	584.27	2731.6	2147.3
400	4.0	143.62	1.0839	0.4622	2.163	604.67	2737.6	2132.9
450	4.5	147.92	1.0885	0.4138	2.417	623.16	2742.9	2119.7
500	5.0	151.84	1.0928	0.3747	2.669	640.12	2747.5	2107.4
600	6.0	158.84	1.1009	0.3155	3.170	670.42	2755.5	2085.1
700	7.0	164.96	1.1082	0.2727	3.667	697.06	2762.0	2064.9
800	8.0	170.41	1.1150	0.2403	4.162	720.94	2767.5	2046.6
900	9.0	175.36	1.1213	0.2148	4.655	742.64	2772.1	2029.5
1000	10	179.88	1.1274	0.1943	5.147	762.61	2776.2	2013.6
1100	11	184.07	1.1331	0.1774	5.637	781.13	2779.7	1998.6
1200	12	187.96	1.1386	0.1632	6.127	798.43	2782.7	1984.3
1300	13	191.61	1.1438	0.1511	6.617	814.70	2785.4	1970.7
1400	14	195.04	1.1489	0.1407	7.106	830.08	2787.8	1957.7
1500	15	198.29	1.1539	0.1317	7.596	844.67	2789.9	1945.2
1600	16	201.37	1.1586	0.1237	8.085	858.56	2791.7	1933.1
1700	17	204.31	1.1633	0.1166	8.575	871.84	2793.4	1921.6
1800	18	207.11	1.1678	0.1103	9.065	884.58	2794.8	1910.2
1900	19	209.80	1.1723	0.1047	9.555	896.81	2796.1	1899.3
2000	20	212.37	1.1766	0.09954	10.050	908.59	2797.2	1888.6
2500	25	223.94	1.1972	0.07991	12.51	961.96	2800.9	1838.9
3000	30	233.84	1.2163	0.06663	15.01	1008.40	2802.3	1793.9
4000	40	250.33	1.2521	0.04975	20.10	1087.40	2800.3	1712.9
5000	50	263.91	1.2858	0.03743	25.36	1154.5	2794.2	1639.7
6000	60	275.55	1.3187	0.03244	30.83	1213.7	2785.0	1571.3
7000	70	285.79	1.3513	0.02737	36.53	1267.4	2773.5	1506.1
8000	80	294.97	1.3842	0.02353	42.51	1317.1	2759.9	1442.8
9000	90	303.31	1.4179	0.02050	48.79	1363.7	2744.6	1380.9
10000	100	310.96	1.4526	0.01804	55.43	1408.0	2727.7	1319.7
11000	110	318.05	1.4887	0.01601	62.48	1450.6	2709.3	1258.7
12000	120	324.65	1.5268	0.01428	70.01	1491.8	2689.2	1197.4
13000	130	330.83	1.5672	0.01280	78.14	1532.0	2667.0	1135.0
14000	140	336.64	1.6106	0.01150	86.99	1571.6	2642.4	1070.8
15000	150	342.13	1.6579	0.01034	96.71	1611.0	2615.0	1004.0
20000	200	365.70	2.0370	0.00588	170.2	1826.5	2418.4	591.9
22000	220	373.69	2.6714	0.00373	268.3	2011.1	2195.6	184.5
22120	221.2	374.15	3.17	0.00317	315.5	2107.4	2107.4	0.0

Tabelle 1-2 Dampftafel von Wasser

2 Kältemittel

2.1. Anforderungen

Auszug aus einer Patentschrift zu Kältemittel, aus dem Jahr 1834:

... „Was ich beanspruche, ist ein Patent für eine Vorrichtung, die es mir ermöglicht, ein leichtflüchtiges Medium zu verwenden, dass das Kühlen und Gefrieren eines andern Mediums ermöglicht, und doch gleichzeitig kontinuierlich, leichtflüchtiges Medium kondensiert und in den Kreislauf ohne Verluste weitergeführt werden kann.“...

Im Weiteren sind die Anforderungen an ein ideales Kältemittel jedoch so groß, dass sich nur wenige Stoffe wirklich eignen. Ein Kältemittel soll bei atmosphärischem Druck einen möglichst tief liegenden Siedepunkt, ein kleines Dampfvolumen und einen technisch leicht zu beherrschenden Verflüssigungsdruck besitzen. Ausserdem darf es die Bau- und Schmierstoffe der Kälteanlage nicht angreifen und soll möglichst nicht giftig, nicht brennbar und nicht explosiv sein.

Damit diese Eigenschaften erfüllt werden, haben Herstellerfirmen, wie z.B. die Firma. Dupont Kältemittel durch Derivationen (*) aus Methan CH_4 und Äthan C_2H_6 entwickelt.

Die Derivat-Moleküle enthalten die Stoffe (mit chem. Zeichen):

Kohlenstoff „C“

Fluor „F“

Chlor „Cl“

Wasserstoff „H“

(*) Derivat = Abkömmling einer chemischen Verbindung

Derivation = Ableitung

2.2. Eigenschaften

Grundsätzlich lassen sich alle Stoffe als Kältemittel verwenden, da es lediglich um folgendes geht: „Siede- und Verflüssigungspunkt müssen bei technisch erreichbaren Drücken liegen“.

2.2.1. Physikalische und chemische Eigenschaften

Physikalische Eigenschaften

- Aggregatzustandsänderung flüssig → gasförmig bei „kleinen“ Drücken
- große Verdampfungswärme

Chemische Eigenschaften

- beständig
- nicht explosiv
- unbrennbar
- nicht toxisch
- nicht ätzend
- nicht korrosiv
- geruchlich gut feststellbar oder in kleinen Konzentrationen einfach messbar
- chemisch stabil, d.h. darf auch in extremen Situationen nicht in seine atomaren Bestandteile zerfallen

Vom physikalischen und chemischen Gesichtspunkt gesehen, wäre Wasser ein ideales Kältemittel.

Der Temperaturbereich, in dem Wasser als Kühlmittel eingesetzt werden kann, ist allerdings beschränkt. Normalerweise kann Wasser bei den in der Klimatechnik gewünschten Verdampfungstemperaturen (um 0°C) nicht eingesetzt werden. Denn je tiefer die Temperaturen sein sollen, desto grösser ist der Unterdruck, der aufrechterhalten werden muss. Außerdem liegt der Gefrierpunkt von Wasser bei 0°C . So ist der Einsatz von Wasser als Kältemittel in Kältemaschinen nur bei bestimmten, dafür entwickelten Großanlagen möglich.

Aus den Anfängen der Kältetechnik sind hauptsächlich drei Kältemittel bekannt:

SO₂ Schwefeldioxyd

CH₃Cl Chlormethyl

NH₃ Ammoniak

Diese Kältemittel erfüllen im Wesentlichen den im „Patent“ geäußerten Wunsch. In Bezug auf Aggressivität, Brennbarkeit und Hygiene bleiben jedoch viele Wünsche offen, z.B. auch bezüglich der Toxizität.

Durch das FCKW-Verbot kommt heute – trotz toxischem Gefahrenpotential – das natürliche Kältemittel NH₃ (Ammoniak) auch in der Klimatechnik wieder vermehrt zum Einsatz, unter Einhaltung entsprechender Sicherheitsmaßnahmen.

2.3. Bezeichnung der Kältemittel

2.3.1. Handelsbezeichnungen

Viele Kältemittel haben verschiedene Bezeichnungen. Dies stammt daher, dass die Herstellerfirmen ihre Produkte unter einer eigenen Handelsbezeichnung vermarktet haben.

Für Kältemittel auf der Basis von fluorierten Halogenkohlenwasserstoffen (H-FCKW) werden beispielsweise folgende Markennamen benutzt: Freon, Frigen, Arcton, etc.

2.3.2. Notation

Für die gebräuchlichsten Kältemittel wird das Buchstabensymbol R und eine Nummer als Kurzzeichen verwendet. Diese Bezeichnung ist standardisiert (vgl. ASHRAE 34-2013, Designation and Safety Classification of Refrigerants). Die Namen sind Firmenbezeichnungen für diese Derivate.

Gelegentlich wird anstelle von R auch das Wort Kältemittel und/oder die Handelsbezeichnung (z.B. Freon) verwendet.

R und max. 3-stellige Zahl

Zahl der Hunderter + 1 = Zahl der C - Atome (Kohlenstoff)

Zahl der Zehner - 1 = Zahl der H - Atome (Wasserstoff)

Zahl der Einer = Zahl der F - Atome (Fluor)

Dabei wird die Null an der Hunderterstelle nicht geschrieben, so dass sich für die Methan-Derivate (z.B. R22) eine zweistellige Zahl ergibt. Die Wasserstoff (H) Atome werden durch die Halogene Cl (Chlor), F (Fluor), Br (Brom) ersetzt.

Beispiele:

R 114 chemische Formel C₂Cl₂F₄ Tetrafluordichloräthan FCKW

⇒ 4 Fluor Atome

- 1 ⇒ kein Wasserstoff Atom und somit 2 Chlor Atome

+ 1 ⇒ 2 Kohlenstoff Atome

R134a chemische Formel C₂H₂F₄ Tetrafluorethan H-FKW

⇒ 4 Fluor Atome

- 1 ⇒ 2 Wasserstoff Atome

+ 1 ⇒ 2 Kohlenstoff Atome

- R 22 chemische Formel CHClF_2 Difluormonochlormethan H-FCKW
⇒ 2 Fluor Atome
- 1 ⇒ 1 Wasserstoff Atom und somit 1 Chlor Atom
+ 1 ⇒ 1 Kohlenstoff Atom

Die Anforderungen, welche an ein Kältemittel gestellt werden, könnten noch beliebig erweitert werden, z.B. Wärmeübertragungs-, Strömungseigenschaften usw.

2.4. Weitere Eigenschaften

2.4.1. Öl als Schmiermittel im Kältekreislauf

In Kompressions-Kälteanlagen muss für die Verdichter ein geeignetes Öl zur Schmierung verwendet werden. Die spezifischen Eigenschaften der verschiedenen Kältemittel erfordern auf das Kältemittel abgestimmte Maschinenöle.

Das Öl wird zur Schmierung des Kompressors benötigt und durch den Arbeitsprozess (ungewollt) durch den Kältekreislauf mitgerissen. Weil bei hohen Temperaturen chemische Reaktionen wie Korrosion und Säurebildung auftreten, entsteht eine Zusatzgefahr, da die Verdichtungs Temperaturen höher als 100 °C liegen können.

Aus diesem Grund muss Kältemaschinenöl bestimmten Voraussetzungen entsprechen.

Im Bereich der Kältetechnik haben sich drei Gruppen von Ölen bewährt:

- Mineral-Öle z.B. für R717, R600a
- Synthetische Öle z.B. für R134a, R744, R407C
- Teilsynthetische Öle (vor allem für (H)FCKW-Kältemittel → heute weniger bedeutend)

Für die neuen chlorfreien Kältemittel sind weder Mineralöle noch die bisher verwendeten synthetischen Alkyl-Benzole verwendbar, sondern nur synthetische Öle auf Ester-Basis, auch Esteröle genannt.

2.4.2. Mischbarkeit

Die Mischbarkeit von Öl und Kältemittel hat sowohl Vor-, als auch Nachteile.

Vorteile:

- Systemteile können gut geschmiert werden.
- Das Öl kann relativ gut aus dem System in den Verdichter zurückgeführt werden.

Nachteile:

- Verdünnung und Erhitzung des Öls im Verdichter
- Änderung der Fließfähigkeit auf der Verdampferseite (kalt) und damit Probleme der Ölrückführung. Ölrückstände im Verdampfer bringen schlechte Wärmeübertragung und Regelprobleme mit sich.

2.4.3. Verhalten bei Undichtigkeiten im System

Es gibt viele Faktoren, welche das Verhalten eines Kältemittels bei Undichtigkeiten bestimmen. Druck, Viskosität und Dichte sind nur einige davon.

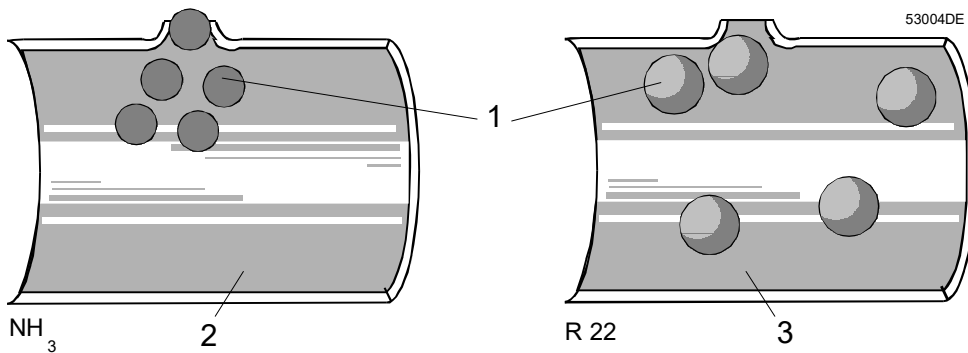


Fig. 2-1 Unterschiedliches Verhalten von Kältemitteln bei Undichtigkeiten

- 1 Molekül
- 2 Molmasse $\text{NH}_3 = 17.03 \text{ g/mol}$
- 3 Molmasse $\text{R22} = 86.48 \text{ g/mol}$

Je höher die Molmasse kg/kmol (früher Molekulargewicht M), desto geringer ist die Neigung des Kältemittels, bei Undichtigkeiten auszutreten.

Beispiele:

R 717	(NH_3 , Ammoniak)	17.03 kg/kmol
R 22		86.48 kg/kmol
R 407C	(23 % R32, 25 % R125, 52 % R134a)	86.20 kg/kmol
R 134a	($\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$)	102.03 kg/kmol

2.4.4. Geruch, Giftigkeit und Brennbarkeit

Geruch

Bei einigen Kältemitteln kann ein leichter Geruch von Vorteil sein, da dadurch jede Undichtigkeit sofort auffällt und Gegenmaßnahmen getroffen werden können, bevor die gesamte Füllung verloren geht oder Schäden an Systemteilen auftreten. Die meisten der heute eingesetzten Kühlmittel sind geruchslos, Ausnahme Ammoniak (R717) das einen stechenden Geruch hat.

Giftigkeit (Toxizität)

Als „giftige Kältemittel“ werden gewöhnlich Kältemittel bezeichnet, die für den Menschen schädlich sind. Alle Kältemittel können eine Erstickungsgefahr herbeiführen, wenn sie in so starken Mengen auftreten, dass der Sauerstoff der Luft verdrängt wird; manche sind jedoch bereits schädlich, wenn sie nur in ganz kleinen Mengen in Erscheinung treten. Der Grad der Schädlichkeit hängt von der Konzentration, der Art des Kältemittels und der Zeitdauer ab, während welcher der Mensch dem Kältemittel ausgesetzt war.

Beispiele:

SO_2	0,5 - 1 Vol % tödlich in 5 min.
NH_3	0,5 - 1 Vol % tödlich in 60 min.
CH_3Cl	2 - 2,5 Vol % bleibende Schäden in 120 min.

Brennbarkeit

Kältemittel sind in Bezug auf ihre Brennbarkeit sehr verschieden.

Einige, wie z.B. R170 (Äthan) oder R290 (Propan), verbrennen so leicht und vollständig, dass sie als Brennstoff verwendet werden. Andere Kältemittel sind nicht brennbar, wie z.B. R22 und R134a.

GHS (Globally Harmonized System of Classification, Labelling and Packaging of Chemicals)

Das GHS der Vereinten Nationen ist das heute weltweit gültige einheitliche System zur Einstufung und Kennzeichnung von Chemikalien.

Die nachfolgend aufgeführten Beispiele von Kältemitteln zeigen die Einstufung nach GHS:

Beispiele

Kältemittel	R717 Ammoniak NH ₃	R290 Propan C ₃ H ₈	R170 Aethan	R134a Tetrafluor- ethan	R744 Kohlendioxid CO ₂	R718 Wasser
unter Druck					 sehr hoch	 Vakuum
entzündbar						
giftig						
gewässer- gefährdend						
ätzend						

2.5. Zusammensetzung der Kältemittel

2.5.1. Fluorchlorkohlenwasserstoffe FCKWs

Jahrzehntelang wurden Fluorchlorkohlenwasserstoff-Verbindungen, kurz FCKW, als Kältemittel eingesetzt.

FCKW-Verbindungen führen zu Umweltschäden. Sie bauen die Ozonschicht ab und verstärken den Treibhauseffekt (Erderwärmungspotential) mehrere tausend Mal stärker als CO₂. Deshalb und wegen ihrer langen Verweildauer in der Atmosphäre sind sie besonders schädlich. Deshalb wurden sie schrittweise verboten und sind seit Mitte der 1990er-Jahre weltweit nicht mehr erhältlich (z.B. R22).

Sie wurden durch H-FCKW- und H-FKW-Kältemittel ersetzt.

2.5.2. Teilhalogenierte Fluorchlorkohlenwasserstoffe H-FCKW

H-FCKW sind teilhalogenierte Verbindungen mit wesentlich kürzerer atmosphärischer Verweilzeit. Das Ozonabbau-Potential der H-FCKWs liegt nur noch bei Bruchteilen dessen der FCKW. Sie sind aber immer noch klimaschädigend und werden unterdessen ebenfalls nach und nach verboten: So ist der Neueinsatz in der EU seit 2010 untersagt. Ab 2040 sollen sie weltweit verboten sein (Abkommen von Montreal).

2.5.3. Teilhalogenierte Fluorkohlenwasserstoffe H-FKW

Die H-FKW-Verbindungen (z.B. R134a) sind chlorfrei. Sie bauen die Ozonschicht nicht ab, verfügen aber ebenfalls über ein zum Teil beträchtliches Erderwärmungspotential.

Mittlerweile sind Bestrebungen im Gang, nicht nur die Kältemittel zu ersetzen, welche die Ozonschicht abbauen, sondern auch diejenigen, die den Treibhauseffekt verstärken.

Dazu werden vermehrt neue Ersatzmittel entwickelt (z.B. R1234ze(E) und R1234yf) und natürlich vorkommende Stoffe eingesetzt.

2.5.4. Überblick

	Komponenten	Lebensdauer	ODP	GWP _{100a}
FCKWs	FCKW 11	45 Jahre	1	4'750
	FCKW 12	100 Jahre	1	10'900
	FCKW 113	85 Jahre	0.85	6'130
	FCKW 114	190 Jahre	0.58	10'000
	FCKW 115	1020 Jahre	0.5	7'370
H-FCKWs	H-FCKW 22	11.9 Jahre	0.04	1'810
	H-FCKW 123	1.3 Jahre	0.01	77
	H-FCKW 124	5.9 Jahre	0.02	609
	MP 39 (R 401A)	8.5 Jahre	0.03	1'182
	HP 80 (R 402A)	22.2 Jahre	0.02	2'788
H-FKWs	H-FKW 134a	14 Jahre	0	1'430
	H-FKW 152a	1.4 Jahre	0	124
	H-FKW 32	4.9 Jahre	0	675
	H-FKW 125	29 Jahre	0	3'500
	H-FKW 23	270 Jahre	0	14'800
	HP 62 (R 404A)	40.4 Jahre	0	3'922
	AC 9000 (R 407C)	15.6 Jahre	0	1'774

Tabelle 2-1 Umweltdaten verschiedener Kältemittel

ODP: Ozonabbaupotential (Ozone Depletion Potential)

GWP_{100a}: Erderwärmungspotential (Global Warming Potential) bezogen auf CO₂ = 1, über 100 Jahre

FCKW: Fluorchlorkohlenwasserstoffe, vollhalogeniert (kein Wasserstoffatom im Molekül)

Vertreter: R 11, R 12, R 13, R 113, R 114, R 115

(R 500 und R 502 sind Gemische, welche R 12 bzw. R 115 enthalten)

H-FCKW: Fluorchlorkohlenwasserstoffe, teilhalogeniert (eines oder mehrere Wasserstoffatome im Molekül)

Vertreter: R 22, R 123

H-FKW: Fluorkohlenwasserstoffe, teilhalogeniert (enthalten neben Fluor- auch noch Wasserstoffatome im Molekül)

Vertreter: R 134a, R 227

2.5.5. Natürlich vorkommende Stoffe

Als Alternative werden vermehrt Stoffe als Kältemittel eingesetzt, die so auch in der Natur vorkommen und daher als umweltneutral gelten.

Dazu gehören Kohlenwasserstoffe, Ammoniak (NH₃) und Kohlenstoffdioxid (CO₂).

	Komponenten	Lebensdauer	ODP	GWP _{100a}
Natürlich vorkommende Stoffe	Ammoniak (R717)	0 Jahre	0	0
	Propan (R290)	0 Jahre	0	3
	CO ₂ (R744)	*	0	1 **

Tabelle 2-2 Umweltdaten verschiedener Kältemittel

* CO₂ ist ein natürlicher Bestandteil der Luft und dementsprechend stabil

** CO₂ bildet den Basiswert für die GWP-Bestimmung (GWP entspricht CO₂-Äquivalent)

2.6. Ersatz-Kältemittel für FCKW und HFCKW

2.6.1. Eigenschaften

Die verschiedenen Kältemittel verfügen jeweils über unterschiedliche Eigenschaften und daher auch über unterschiedliche Einsatzgebiete.

Beispiel: Ersatz für R22

R22 verfügt über günstige thermodynamische Eigenschaften. Es hat eine hohe volumetrische Kälteleistung und verbraucht dementsprechend wenig Energie. Es ist weltweit verfügbar und die Investitionskosten sind niedrig. Da mit R22 mit hohen Druckgastemperaturen gefahren werden muss, ist es für Tiefkühlanlagen weniger geeignet (braucht spezielle Massnahmen). Trotz der geeigneten Eigenschaften wurde R22 aus den zuvor genannten Gründen (Ozonabbau-, Erderwärmungspotential) abgelöst.

R407C verfügt über ähnliche Eigenschaften wie R22, hat aber einen großen Temperaturgleit (vgl. Kap. 2.6.4). Es bietet daher einen adäquaten Ersatz bei Klimaanlageanlagen, ist aber für Normalkühlungen nur eingeschränkt und bei Tiefkühlungen gar nicht einsetzbar.

R22 wird zum Teil auch durch R134a ersetzt. Dies bedingt jedoch grössere Fördervolumen. Bei tiefen Verdampfungstemperaturen ist der Einsatz von R134a eingeschränkt, dafür kann R134a weitreichender eingesetzt werden.

Ein weiterer Ersatz von R22 ist R1234ze(E). Der Siedepunkt dieses Kältemittels ist mit -18 °C hoch. Deshalb ist es ungeeignet für Anwendungen mit tiefen Verdampfungstemperaturen.

2.6.2. Stoffgemische

Die Eigenschaften eines Ersatz-Kältemittel sollen den Eigenschaften des ursprünglichen Kältemittels bezüglich Druck, Temperatur und spezifischer Enthalpie so gut wie möglich entsprechen. Diese Eigenschaften sind oft mit Stoffgemischen besser zu erreichen, als mit einem reinen Stoff.

Bei Stoffgemischen unterscheidet man zwischen azeotropen und zeotropen Gemischen.

Azeotrope Gemische

Azeotrope Gemische sind Gemische aus zwei oder mehr Komponenten. Diese haben einen neuen gemeinsamen Siedepunkt, welcher in der Regel zwischen den Siedepunkten der einzelnen Komponenten liegt.

Nach ASHRAE haben alle Azeotropen Gemische als Identifikationsnummern „500-er-Nummern“ (siehe Kap. 2.6.4).

Zeotrope Gemische

Gemisch aus zwei oder mehr Komponenten. Die Eigenart zeotroper Gemische besteht darin, dass jede Komponente ihren eigenen Siedepunkt beibehält und damit die Verdampfung resp. Verflüssigung mit gleitender Temperatur geschieht. Die Temperaturdifferenz zwischen Anfang und Ende des jeweiligen Vorganges wird als "Temperaturgleit" bezeichnet. Daraus ergibt sich auch, dass bei einer Undichtigkeit unterschiedliche Anteile des Gemischs austreten und diese Kältemittelgemische flüssig eingefüllt werden müssen.

Nach ASHRAE haben alle zeotropen Gemische als Identifikationsnummern „400-er-Nummern“ (siehe Kap. 2.6.4).

2.6.3. R134a als Alternative für R12

Für typische R12 Anwendungen hat sich in der Praxis der umweltverträgliche Ersatzstoff R 134a bewährt.

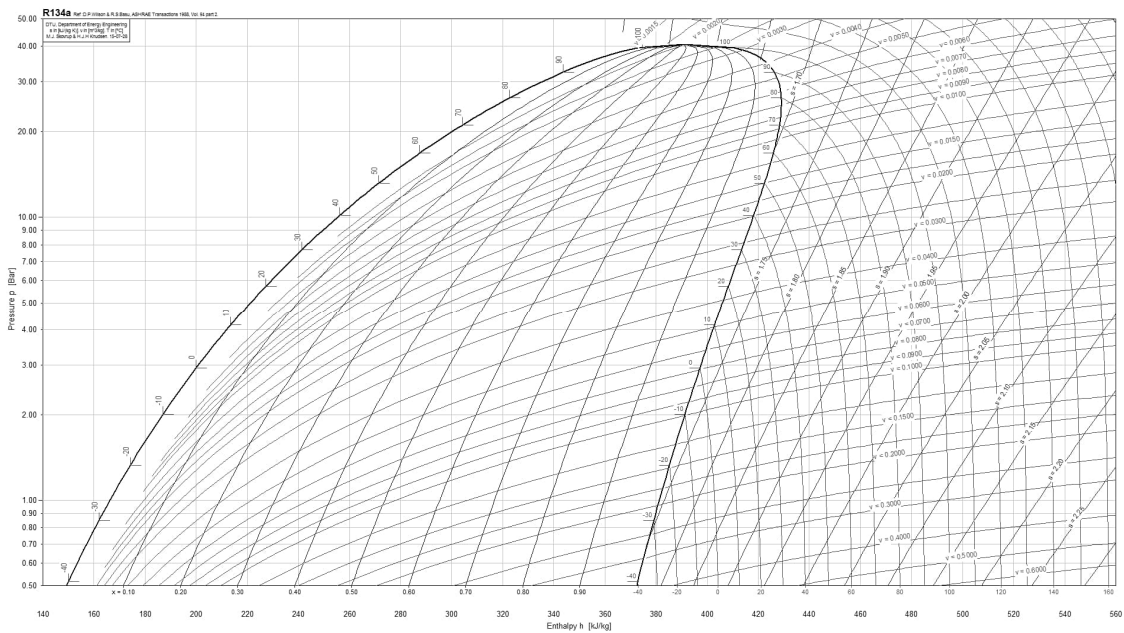


Fig. 2-2 h, log p -Diagramm für R134a

Dampftafel R134a

Temperatur θ [°C]	Druck p [bar]	Spez. Volumen		Enthalpie		Verdamp- fungswärme r [kJ/kg]
		Flüssigkeit v' [dm³/kg]	Dampf v'' [m³/kg]	Flüssigkeit h' [kJ/kg]	Dampf h'' [kJ/kg]	
-50	0.30	0.692	0.596	138.4	366.5	228.1
-45	0.40	0.699	0.458	144.2	369.7	225.6
-40	0.52	0.706	0.357	150.0	372.9	222.9
-35	0.67	0.713	0.281	155.9	376.0	220.1
-30	0.85	0.720	0.224	161.9	379.1	217.2
-25	1.07	0.728	0.180	168.0	382.2	214.2
-20	1.33	0.736	0.146	174.2	385.3	211.0
-15	1.64	0.745	0.120	180.5	388.3	207.8
-10	2.01	0.753	0.099	186.9	391.3	204.4
-5	2.43	0.763	0.082	193.4	394.3	200.9
0	2.93	0.772	0.069	200.0	397.2	197.2
5	3.50	0.782	0.058	206.7	400.1	193.4
10	4.15	0.793	0.049	213.4	402.9	189.5
15	4.88	0.804	0.042	220.3	405.6	185.3
20	5.72	0.816	0.036	227.2	408.3	181.1
25	6.65	0.828	0.031	234.3	410.9	176.7
30	7.70	0.842	0.026	241.5	413.5	172.0
35	8.87	0.856	0.023	248.8	415.9	167.2
40	10.16	0.871	0.020	256.2	418.2	162.1
45	11.60	0.888	0.017	263.7	420.4	156.7
50	13.18	0.906	0.015	271.4	422.4	151.0
55	14.91	0.927	0.013	279.3	424.3	145.0
60	16.81	0.949	0.011	287.4	426.0	138.6
65	18.89	0.974	0.010	295.7	427.3	131.6
70	21.16	1.003	0.009	304.3	428.4	124.1
75	23.63	1.036	0.007	313.3	429.0	115.8
80	26.32	1.077	0.006	322.7	429.1	106.4
85	29.25	1.127	0.006	332.7	428.3	95.6
90	32.44	1.195	0.005	343.7	426.3	82.6
95	35.91	1.298	0.004	356.3	421.8	65.5
100	39.74	1.544	0.003	374.7	409.1	34.4
101.1	40.67	1.952	0.002	391.2	391.2	0.0

Tabelle 2-3 Dampftafel von R134a

2.6.4. R407C und R290 als Alternativen für R22 resp. R502

Für typische R22 Anwendungen und auch für R502 Anwendungen, die bis anhin durch R22 ersetzt wurden, werden hauptsächlich zeotrope 2- oder 3-Stoff-Gemische eingesetzt, wobei man für normale Anwendungen einen möglichst kleinen Temperaturgleit (siehe 2.6.2, zeotrope Gemische) anstrebt.

R 407C

Als Ersatz für R22 wird oft R407C eingesetzt, ein 3-Stoff-Gemisch mit folgender Zusammensetzung:

- 23 % R32
- 25 % R125
- 52 % R134a

R407C wird von den Herstellern unter verschiedenen Namen angeboten, die teilweise nicht mehr einen direkten Bezug zur Kältemittelkennzeichnung aufweisen, z.B.: AC 9000, Reclin 407C (vormals HX3), KLEA 66.

Beim Einsatz von R407C ist zu beachten, dass die Füllmenge auf Grund der unterschiedlichen Dichte nur etwa 90 % der R22-Füllmenge beträgt. Die Leistungszahl reduziert sich um ca. 3 - 5 %.

R290 (Propan)

Speziell in Wärmepumpenanlagen kommt das Kältemittel R290 (Propan) zum Einsatz. Auf Grund der Brennbarkeit und Explosionsgefahr, wird dieses jedoch nur bis zu einer bestimmten Baugrösse der Wärmepumpe verwendet.

Bezeichnungen für zeotrope Gemische nach ASHRAE

Wie bereits erwähnt, sind alle zeotropen Gemische mit einer 3-stelligen Zahl bezeichnet, die mit 4 beginnt.

Alle zeotropen Gemische mit den gleichen Kältemitteln haben die gleiche Zahl. Diese sagt jedoch noch nichts über die Mischungsanteile der einzelnen Komponenten im Gemisch aus.

Um die genauen Massenanteile (in %) der einzelnen Komponenten zu definieren werden Grossbuchstaben direkt hinter die Zahl geschrieben.

Beispiel

Bezeichnung	Stoffkomponenten	Anteil in %
R407A	R32 / R125 / R134a	20 / 40 / 40
R407B	R32 / R125 / R134a	10 / 70 / 20
R407C	R32 / R125 / R134a	23 / 25 / 52

2.7. Anhang: Natürliche Kältemittel CO₂, Ammoniak, Propan

2.7.1. Allgemeines

Wie erwähnt, werden als Ersatz für die klimaschädigenden Kältemittel vermehrt die natürlichen Kältemittel Kohlenstoffdioxid (CO₂), Ammoniak (NH₃), und Propan (CH₃CH₂C) eingesetzt.

Aufgrund der zunehmenden Wichtigkeit dieser Kältemittel werden nachfolgend das jeweilige h, log p-Diagramm und ein Ausschnitt aus der Dampftafel gezeigt.

(Quelle: Refrigeration Utilities Vers. 2.84, Technical University of Denmark).

Bemerkung:

Die hier gezeigten h, log p-Diagramme dienen der Veranschaulichung der Unterschiede bezüglich Druck p, Enthalpie h, Temperaturen, ... und sollen nicht für direkte Anwendungen genutzt werden. Für genaue Angaben zur Dimensionierung von Anlagen verwenden Sie bitte die jeweiligen Herstellerunterlagen.

2.7.2. Kohlendioxid (R744, CO₂)

Wie aus dem h, log p-Diagramm ersichtlich, verfügt CO₂ über andere Stoffeigenschaften als die anderen Kältemittel, daher wird auch der Prozess unterschiedlich gefahren.

Eigenschaften

CO₂ verfügt über eine extrem hohe Drucklage. Die Temperatur am kritischen Punkt beträgt ca. 31 °C. Am Tripelpunkt herrscht ein Druck von 5.2 bar.

Diese Stoffdaten, die bei den konventionellen Kältemitteln meist unbeachtet bleiben können, erfordern im Fall von Kohlendioxid spezielle konstruktive und auslegungstechnische Vorkehrungen. Kohlendioxid kann in einem relativ engen Druck-Temperatur-Bereich als Dampf, Flüssigkeit oder Feststoff (Trockeneis) vorliegen.

Aufgrund der tiefen Temperatur beim kritischen Punkt wird CO₂ bei der Nutzung für Heizungsanwendungen (in Wärmepumpen) in den Prozessen überkritisch gefahren. Als Folge liegt die hauptsächliche Wärmeabgabe im Gasbereich. Über Kondensation erfolgt nur eine kleine Wärmeabgabe, eventuell mit einer zweiten, tiefer angesetzten Stufe.

Der Kreisprozess mit CO₂ arbeitet grundsätzlich mit hohen Drücken, was zu entsprechend massiven Verdichter-Konstruktionen führt (vgl. Kap. 4.3.4.1, Fig. 4-13).

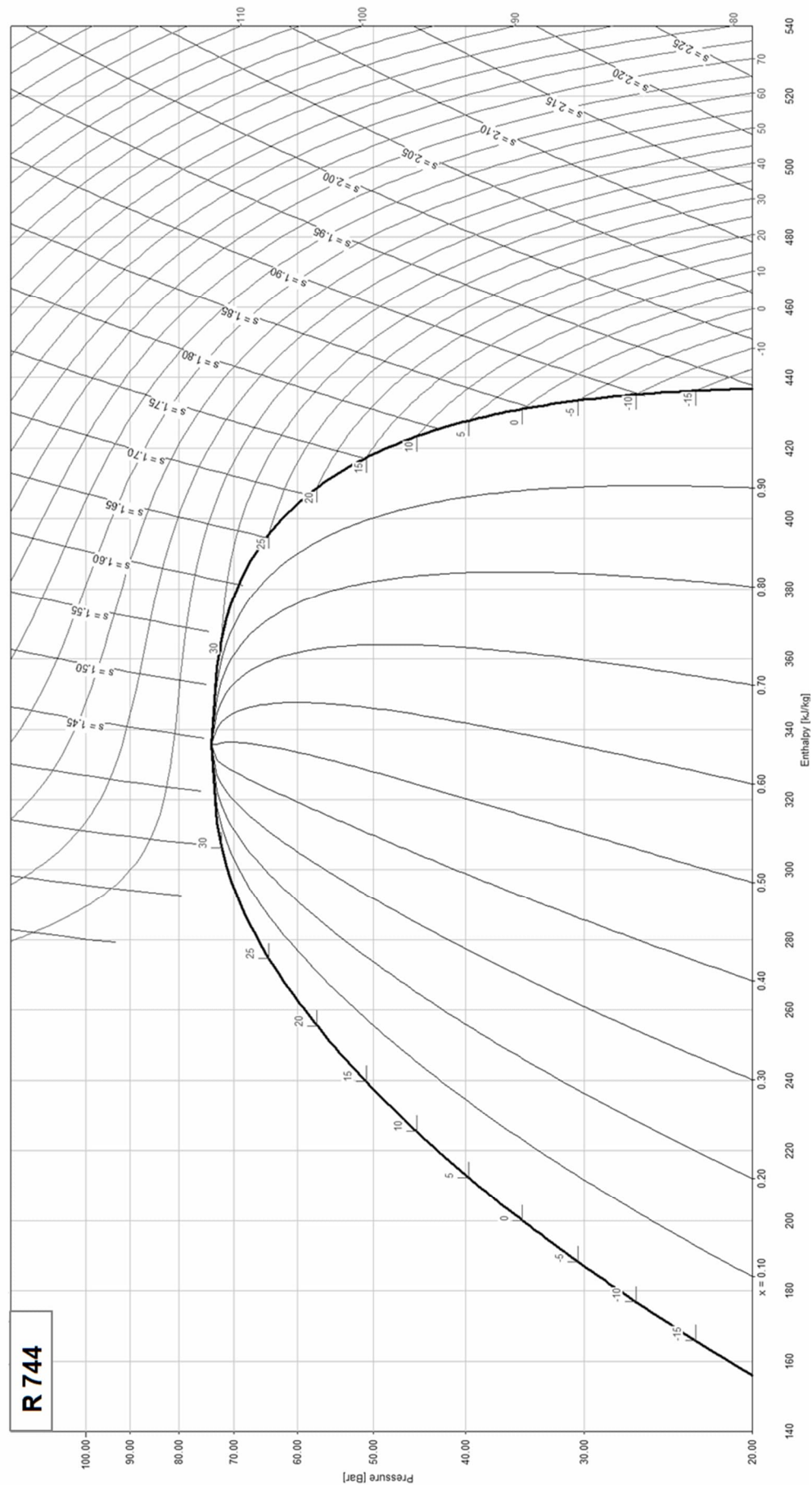


Fig. 2-3 h, log p-Diagramm von Kohlendioxid (R744, CO₂)

Dampf- und Sättigungstafel Kohlendioxid (R744, CO₂)

Temperatur θ [°C]	Druck p [bar]	Spez. Volumen		Enthalpie		Verdamp- fungswärme r [kJ/kg]
		Flüssigkeit v' [dm ³ /kg]	Dampf v'' [m ³ /kg]	Flüssigkeit h' [kJ/kg]	Dampf h'' [kJ/kg]	
-20	19.7	0.969	0.019	155.0	436.8	281.9
-19	20.3	0.973	0.019	157.1	436.8	279.7
-18	21.0	0.978	0.018	159.3	436.7	277.4
-17	21.6	0.982	0.018	161.4	436.5	275.1
-16	22.3	0.987	0.017	163.6	436.4	272.8
-15	22.9	0.992	0.016	165.8	436.3	270.5
-14	23.6	0.997	0.016	168.0	436.1	268.1
-13	24.3	1.001	0.015	170.2	435.9	265.7
-12	25.0	1.006	0.015	172.4	435.7	263.3
-11	25.8	1.012	0.015	174.6	435.4	260.8
-10	26.5	1.017	0.014	176.9	435.2	258.3
-9	27.3	1.022	0.014	179.1	434.9	255.8
-8	28.0	1.028	0.013	181.4	434.6	253.2
-7	28.8	1.033	0.013	183.6	434.2	250.6
-6	29.6	1.039	0.012	185.9	433.9	247.9
-5	30.5	1.045	0.012	188.2	433.5	245.2
-4	31.3	1.051	0.012	190.6	433.0	242.5
-3	32.2	1.057	0.011	192.9	432.6	239.7
-2	33.1	1.063	0.011	195.2	432.1	236.9
-1	33.9	1.070	0.011	197.6	431.6	234.0
0	34.9	1.077	0.010	200.0	431.1	231.1
1	35.8	1.084	0.010	202.4	430.5	228.1
2	36.7	1.091	0.010	204.9	429.9	225.0
3	37.7	1.098	0.009	207.3	429.2	221.9
4	38.7	1.106	0.009	209.8	428.5	218.7
5	39.7	1.114	0.009	212.3	427.8	215.4
6	40.7	1.122	0.008	214.9	427.0	212.1
7	41.8	1.131	0.008	217.5	426.1	208.7
8	42.8	1.139	0.008	220.1	425.2	205.1
9	43.9	1.149	0.008	222.8	424.3	201.5
10	45.0	1.158	0.007	225.5	423.3	197.8
11	46.1	1.168	0.007	228.2	422.2	194.0
12	47.3	1.179	0.007	231.0	421.1	190.1
13	48.4	1.190	0.007	233.9	419.9	186.0
14	49.6	1.202	0.006	236.7	418.6	181.9
15	50.8	1.214	0.006	239.7	417.3	177.6
16	52.1	1.227	0.006	242.7	415.8	173.1
17	53.3	1.241	0.006	245.8	414.2	168.4
18	54.6	1.256	0.006	248.9	412.5	163.6
19	55.9	1.271	0.005	252.2	410.7	158.5
20	57.2	1.289	0.005	255.5	408.8	153.2
21	58.6	1.307	0.005	259.0	406.6	147.6
22	60.0	1.328	0.005	262.6	404.3	141.7
23	61.4	1.350	0.005	266.4	401.7	135.4
24	62.8	1.376	0.004	270.3	398.9	128.5
25	64.3	1.404	0.004	274.6	395.7	121.1
26	65.8	1.437	0.004	279.1	392.0	112.8
27	67.3	1.477	0.004	284.2	387.6	103.4
28	68.8	1.526	0.003	290.0	382.4	92.4
29	70.4	1.591	0.003	297.0	375.7	78.8
30	72.1	1.690	0.003	306.2	366.1	59.9
31.06	73.8	2.155	0.002	335.7	335.7	0.0

Tabelle 2-4 Dampf- und Sättigungstafel von Kohlendioxid (R744, CO₂)

Ammoniak (R717, NH₃)

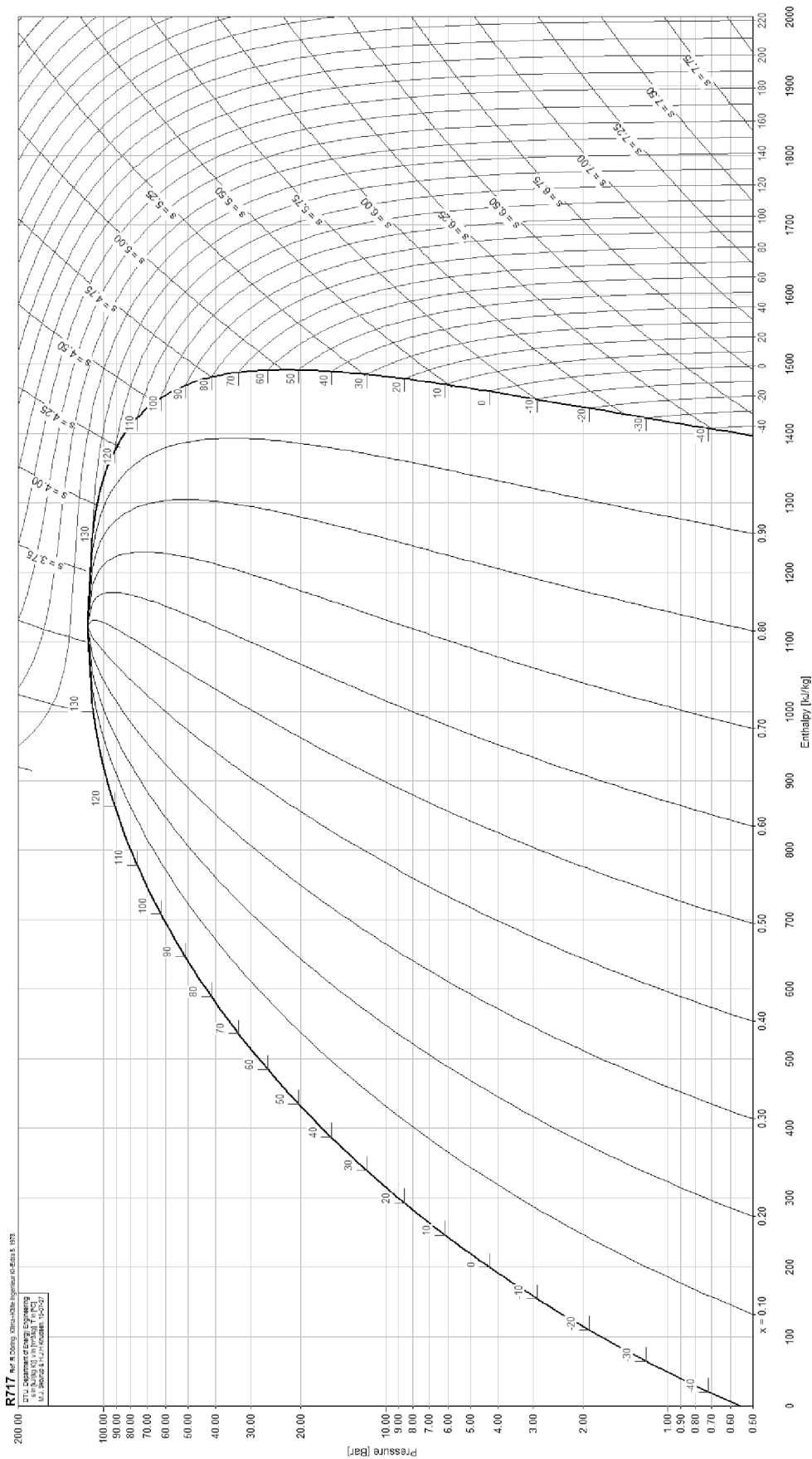


Fig. 2-4 h, log p-Diagramm von Ammoniak (R717, NH₃)

Dampf- und Sättigungstafel Ammoniak (R717, NH₃)

Temperatur θ [°C]	Druck p [bar]	Spez. Volumen		Enthalpie		Verdamp- fungswärme r [kJ/kg]
		Flüssigkeit v' [dm ³ /kg]	Dampf v'' [m ³ /kg]	Flüssigkeit h' [kJ/kg]	Dampf h'' [kJ/kg]	
-40	0.72	1.449	1.551	20.3	1'407.3	1'387.0
-35	0.93	1.462	1.215	42.4	1'415.0	1'372.6
-30	1.20	1.476	0.962	64.6	1'422.5	1'357.8
-25	1.52	1.489	0.770	87.0	1'429.6	1'342.7
-20	1.90	1.504	0.623	109.4	1'436.5	1'327.1
-15	2.36	1.518	0.508	131.9	1'443.1	1'311.2
-10	2.91	1.534	0.418	154.5	1'449.3	1'294.8
-5	3.55	1.550	0.346	177.2	1'455.2	1'278.0
0	4.29	1.566	0.289	200.0	1'460.7	1'260.7
5	5.16	1.583	0.243	222.9	1'465.8	1'242.9
10	6.15	1.601	0.205	245.9	1'470.5	1'224.7
15	7.29	1.619	0.175	269.0	1'474.9	1'205.9
20	8.57	1.639	0.149	292.2	1'478.7	1'186.6
25	10.03	1.659	0.128	315.5	1'482.2	1'166.7
30	11.67	1.680	0.111	339.0	1'485.2	1'146.1
35	13.50	1.702	0.096	362.6	1'487.7	1'125.1
40	15.55	1.726	0.083	386.4	1'489.6	1'103.2
45	17.82	1.751	0.073	410.5	1'491.0	1'080.5
50	20.33	1.777	0.064	434.8	1'491.8	1'057.0
55	23.10	1.805	0.056	459.5	1'492.0	1'032.6
60	26.14	1.834	0.049	484.4	1'491.5	1'007.1
65	29.48	1.866	0.043	509.8	1'490.3	980.4
70	33.12	1.900	0.038	535.7	1'488.2	952.5
75	37.08	1.937	0.034	562.2	1'485.2	923.0
80	41.40	1.978	0.030	589.3	1'481.2	891.9
85	46.08	2.022	0.027	617.3	1'476.0	858.7
90	51.14	2.071	0.024	646.3	1'469.5	823.2
95	56.62	2.127	0.021	676.5	1'461.3	784.8
100	62.52	2.189	0.018	708.2	1'451.2	743.0
105	68.89	2.262	0.016	741.9	1'438.6	696.7
110	75.75	2.348	0.014	778.1	1'422.8	644.7
115	83.13	2.455	0.012	818.0	1'402.7	584.6
120	91.07	2.594	0.011	863.4	1'375.7	512.3
125	99.63	2.796	0.009	918.5	1'336.7	418.2
130	108.89	3.186	0.007	999.0	1'263.9	264.9
132.35	113.53	4.274	0.004	1'122.8	1'122.8	0.0

 Tabelle 2-5 Dampf- und Sättigungstafel von Ammoniak (R717, NH₃)

Propan (R290, CH₃CH₂C)

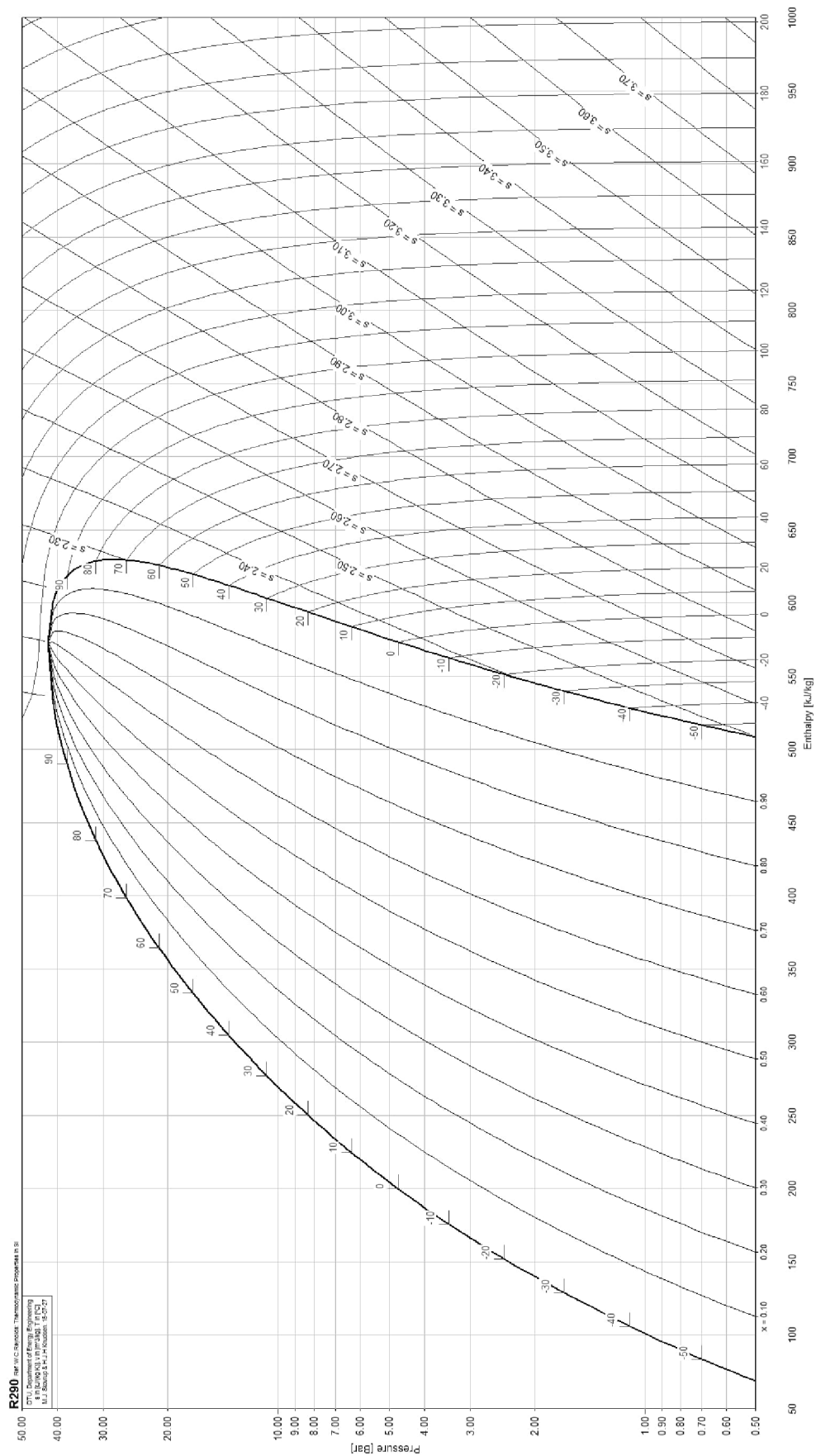


Fig. 2-5 h, log p-Diagramm von Propan (R290, CH₃CH₂C)

Dampf- und Sättigungstafel Propan (R290, CH₃CH₂C)

Temperatur θ [°C]	Druck p [bar]	Spez. Volumen		Enthalpie		Verdamp- fungswärme r [kJ/kg]
		Flüssigkeit v' [dm ³ /kg]	Dampf v'' [m ³ /kg]	Flüssigkeit h' [kJ/kg]	Dampf h'' [kJ/kg]	
-50	0.70	1.729	0.583	83.6	516.6	432.9
-45	0.88	1.745	0.470	94.9	522.5	427.6
-40	1.10	1.761	0.382	106.2	528.3	422.1
-35	1.36	1.778	0.314	117.6	534.1	416.5
-30	1.66	1.795	0.260	129.1	539.9	410.8
-25	2.02	1.812	0.217	140.6	545.6	405.0
-20	2.42	1.831	0.182	152.3	551.3	399.0
-15	2.89	1.850	0.154	164.0	556.9	392.9
-10	3.43	1.869	0.131	175.9	562.5	386.6
-5	4.03	1.889	0.112	187.9	568.0	380.1
0	4.71	1.911	0.097	200.0	573.4	373.4
5	5.47	1.933	0.084	212.3	578.7	366.4
10	6.33	1.956	0.073	224.8	583.9	359.1
15	7.27	1.980	0.063	237.6	589.0	351.5
20	8.32	2.006	0.055	250.6	594.0	343.4
25	9.48	2.034	0.048	263.8	598.8	335.1
30	10.75	2.063	0.043	277.2	603.5	326.2
35	12.14	2.095	0.037	291.0	607.9	317.0
40	13.66	2.130	0.033	305.0	612.2	307.2
45	15.32	2.168	0.029	319.3	616.2	296.9
50	17.11	2.210	0.026	333.9	619.8	285.9
55	19.07	2.257	0.023	349.0	623.1	274.0
60	21.18	2.312	0.020	364.7	625.9	261.2
65	23.46	2.377	0.018	381.1	628.1	247.0
70	25.93	2.454	0.016	398.5	629.5	231.1
75	28.58	2.552	0.014	417.2	629.9	212.7
80	31.43	2.680	0.012	437.9	628.9	191.0
85	34.48	2.864	0.010	461.5	625.7	164.2
90	37.73	3.167	0.008	490.1	618.6	128.5
95	41.17	3.907	0.007	532.8	600.7	67.9
96.67	42.36	5.066	0.005	572.7	572.7	0.0

Tabelle 2-6 Dampf- und Sättigungstafel von Propan (R290, CH₃CH₂C)

3 Das h, log p-Diagramm

3.1. Allgemein

Die zur Kältetechnik gehörenden thermodynamischen Vorgänge sind recht komplex. Sie lassen sich nur mit einem erheblichen Aufwand an Formeln und Tabellen berechnen.

3.1.1. Dampftafeln

In Dampftafeln werden in Abhängigkeit der Siedetemperatur θ oder des Siededruckes p die dem Medium eigenen Grössen, wie spezifisches Volumen v , Dichte ρ , Enthalpie h und Entropie s für das siedende und das gesättigte Medium tabellarisch festgehalten.

Dampftafel R134a

Temperatur θ [°C]	Druck p [bar]	Spez. Volumen		Enthalpie		Verdamp- fungswärme r [kJ/kg]
		Flüssigkeit v' [dm³/kg]	Dampf v'' [m³/kg]	Flüssigkeit h' [kJ/kg]	Dampf h'' [kJ/kg]	
-50	0.30	0.692	0.596	138.4	366.5	228.1
-45	0.40	0.699	0.458	144.2	369.7	225.6
-40	0.52	0.706	0.357	150.0	372.9	222.9
-35	0.67	0.713	0.281	155.9	376.0	220.1
-30	0.85	0.720	0.224	161.9	379.1	217.2
-25	1.07	0.728	0.180	168.0	382.2	214.2
-20	1.33	0.736	0.146	174.2	385.3	211.0
-15	1.64	0.745	0.120	180.5	388.3	207.8
-10	2.01	0.753	0.099	186.9	391.3	204.4
-5	2.43	0.763	0.082	193.4	394.3	200.9
0	2.93	0.772	0.069	200.0	397.2	197.2
5	3.50	0.782	0.058	206.7	400.1	193.4
10	4.15	0.793	0.049	213.4	402.9	189.5
15	4.88	0.804	0.042	220.3	405.6	185.3
20	5.72	0.816	0.036	227.2	408.3	181.1
25	6.65	0.828	0.031	234.3	410.9	176.7
30	7.70	0.842	0.026	241.5	413.5	172.0
35	8.87	0.856	0.023	248.8	415.9	167.2
40	10.16	0.871	0.020	256.2	418.2	162.1
45	11.60	0.888	0.017	263.7	420.4	156.7
50	13.18	0.906	0.015	271.4	422.4	151.0
55	14.91	0.927	0.013	279.3	424.3	145.0
60	16.81	0.949	0.011	287.4	426.0	138.6
65	18.89	0.974	0.010	295.7	427.3	131.6
70	21.16	1.003	0.009	304.3	428.4	124.1
75	23.63	1.036	0.007	313.3	429.0	115.8
80	26.32	1.077	0.006	322.7	429.1	106.4
85	29.25	1.127	0.006	332.7	428.3	95.6
90	32.44	1.195	0.005	343.7	426.3	82.6
95	35.91	1.298	0.004	356.3	421.8	65.5
100	39.74	1.544	0.003	374.7	409.1	34.4
101.1	40.67	1.952	0.002	391.2	391.2	0.0

Tabelle 3-1 Auszug aus einer Dampftafel für R134a

Beispiel (siehe Tabelle 3-1)

Bei einer Siedetemperatur $\theta = 0$ °C steht das Kältemittel unter einem Druck p von 2.93 bar. Dies ist der Siededruck für die entsprechende Temperatur θ . Sein Volumen beträgt im siedenden Zustand 0,772 dm³/kg (l/kg) Kältemittel. Das spezifische Volumen v , als Kehrwert der Dichte ρ ($v = 1/\rho$), beträgt in diesem Punkt 0,772 dm³/kg (l/kg). Die relative Enthalpie h' wurde mit 200 kJ/kg angesetzt ($\theta = 0$ °C ist der Bezugspunkt dieses Kältemittels für das besprochene $h, \log p$ -Diagramm).

Mit der Enthalpie h'' wird der relative Wärmeinhalt des bei gleichem Druck gesättigten Kältemitteldampfes angegeben. Er beträgt für das gewählte Beispiel 397,2 kJ/kg. Die Differenz $h'' - h'$ bestimmt die absolute Verdampfungs- oder Kondensationswärme r bei einem gegebenen Druck p . Allgemein beziehen sich Werte mit einem Strich, z.B. v' , h' , s' , etc. auf den siedenden Zustand des Mediums und Werte mit zwei Strichen (v'' , h'' , s'' , etc.) auf den gesättigten, gasförmigen Zustand.

Der deutsche Ingenieur, Prof. Richard Mollier (1863 - 1935; u.a. TU Dresden) veröffentlichte 1904 ein Zustandsdiagramm, das dem Kältefachmann erlaubt, die wichtigen physikalischen Größen von Kältemedien und die entsprechenden Prozesse grafisch darzustellen. Wärmemengen, Arbeit, Druckdifferenzen erscheinen als abmessbare Strecken, was die Berechnung der Prozessgrößen und damit die Dimensionierung der kältetechnischen Bauteile wesentlich vereinfacht. Aufgrund dieser Eigenschaften haben die Enthalpie-Druck-Diagramme in der Kältetechnik eine weite Verbreitung gefunden. Die Anwendung des Diagramms auf den Kältekreislauf einer Kompressions-Kältemaschine wird in Kap. 5 ausführlich geschildert.



Fig. 3-1 Prof. R. Mollier

3.1.2. Enthalpie-Druckdiagramm

Allgemein zeigt das Enthalpie-Druckdiagramm die Aggregatzustände eines Stoffes in Abhängigkeit der Wärmezufuhr und des Druckes auf. Enthalpie ist gleichbedeutend wie Wärmeinhalt und wird mit h bezeichnet, und da der Druck p meist logarithmisch aufgezeichnet wird, spricht man unter Fachleuten vom h , $\log p$ -Diagramm.

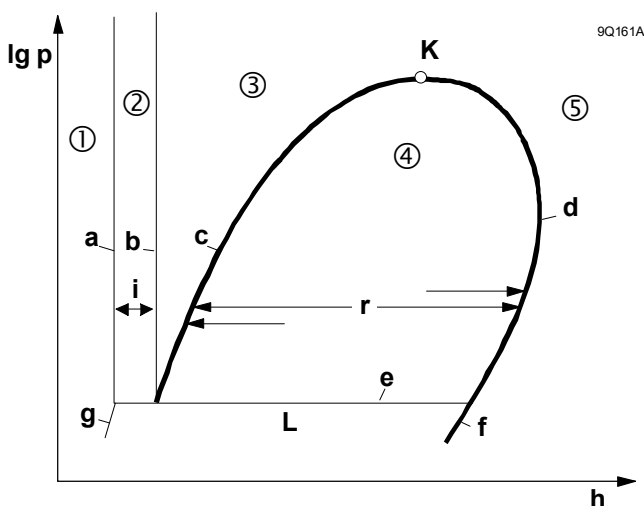


Fig. 3-2 Schematische Darstellung des h , $\log p$ -Diagramms

1 Festkörper-Gebiet	a Schmelzlinie
2 Schmelzkörper-Gebiet	b Erstarrungslinie
3 Gebiet unterkühlter Flüssigkeit	c Siedelinie
4 Nassdampf-Gebiet	d Sattedampflinie
5 Gebiet überhitzter Dampf	e Tripellinie
	f Desublimationslinie
K Kritischer Punkt	g Sublimationslinie
L Festkörper / Gasgemisch („Rauch“)	i Schmelz- bzw. Erstarrungswärme
	r Verdampfungs- bzw. Verflüssigungswärme

Das Diagramm zeigt folgende Zustandsbereiche:

- | | | |
|-----------------------------------|--------------|-----------------------|
| • Festkörpergebiet | eine Phase: | fest |
| • Schmelzkörpergebiet | zwei Phasen: | fest und flüssig |
| • Gebiet unterkühlter Flüssigkeit | eine Phase: | flüssig |
| • Nassdampfgebiet | zwei Phasen: | flüssig und gasförmig |
| • Gebiet des überhitzten Dampfes | eine Phase: | gasförmig |
| • Sublimationsgebiet | zwei Phasen: | fest und gasförmig |

3.1.3. Zustandsbereiche und Erklärung der Begriffe

Die Schmelzlinie a und die Schmelzwärme i

Zum Schmelzen eines festen Körpers ist eine bestimmte Wärmemenge i erforderlich (Schmelzenthalpie). Ist die Schmelztemperatur erreicht, kann dem Körper weiterhin Wärme zugeführt werden, ohne dass die Temperatur ansteigt, bis der ganze Körper in den flüssigen Zustand überführt ist. Man spricht von latenter oder verborgener Wärme, wenn trotz Wärmezufuhr oder -abfuhr keine Temperaturänderung eintritt.

Die Schmelzlinie a ist die Verbindung der Schmelzpunkte. Sie werden bestimmt durch den Druck p und den Wärmeinhalt h .

Die Erstarrungslinie b und die Erstarrungswärme i

Wird umgekehrt der Flüssigkeit Wärme entzogen, bleibt die Temperatur solange konstant, bis der ganze Körper erstarrt ist. Die abgeführte Erstarrungswärme i entspricht der Schmelzwärme i .

Die Verbindung der Erstarrungspunkte ist die Erstarrungslinie b.

Das Gebiet der unterkühlten Flüssigkeit und die Siedelinie c

Erwärmt man eine Flüssigkeit, so nennt man sie unterkühlt, bis sie den Siedepunkt erreicht. Dieser Punkt ist abhängig von der Siedetemperatur und dem Siededruck.

Die Siedepunkte werden durch die Siedelinie c verbunden.

Das Nassdampfgebiet und die Verdampfungswärme r

Um eine Flüssigkeit in den gasförmigen Zustand zu bringen, ist weitere Wärmezufuhr erforderlich. Ist der Siedepunkt bei gleichbleibendem Druck erreicht, steigt die Temperatur trotz zugeführter Wärme nicht weiter an, bis die ganze Flüssigkeit verdampft ist. Die zugeführte Wärme bewirkt das Verdampfen der Flüssigkeit. Das während der Verdampfung vorhandene Gemisch aus siedender Flüssigkeit und Dampf nennt man Nassdampf. Die zur Erzeugung von 1 kg Dampf bei einem bestimmten Druck erforderliche Wärme ist die spezifische Verdampfungsenthalpie (Verdampfungswärme) r .

Die Sattdampflinie d und überhitzter Dampf

Ist die Flüssigkeit restlos verdampft, ist der Dampf trocken und gesättigt. Für jeden Sättigungsdruck gibt es eine bestimmte Sättigungstemperatur; sie bilden zusammen die Sattdampflinie d. Wird Sattdampf weiter erwärmt, steigt seine Temperatur rasch. Man spricht dann von überhitztem Dampf oder Heißgas.

Die Verflüssigungswärme

Wird überhitztem Dampf durch Abkühlung Wärme entzogen, sinkt seine Temperatur. Er wird erst zu Sattdampf und verflüssigt sich anschließend, ohne jedoch seine Temperatur zu ändern. Dem Dampf ist die gleiche Wärme wieder zu entziehen, wenn er in den flüssigen Zustand überführt werden soll (Verflüssigung-Kondensation). Die spezifische Verdampfungs- und Verflüssigungswärme r ist bei gegebenem Druck gleich groß.

Der kritische Punkt K

Die spezifische Verdampfungswärme r wird mit steigendem Druck (und steigender Temperatur) immer geringer, um schließlich bei einem bestimmten Zustand des Dampfes ganz zu verschwinden. Man nennt den Punkt, bei dem kein Unterschied mehr zwischen siedender Flüssigkeit und Sattdampf besteht, den kritischen Punkt. Er trennt die Siedelinie von der Sattdampflinie. Oberhalb des kritischen Punktes besteht kein Unterschied mehr zwischen Flüssigkeit und Dampf. Das Medium befindet sich im kritischen Zustand.

Die Sublimationslinie g und die Desublimationslinie f

Feste Körper können bei Temperaturen, die unterhalb des Schmelzpunktes liegen, auch unmittelbar in einen dampfförmigen Zustand übergehen (Sublimation) oder umgekehrt (Desublimation).

Beispiel

Ein Schneekristall verdampft: Im Winter kann beobachtet werden, dass dünne Eisschichten bei Temperaturen unterhalb von 0 °C und bei trockener Luft auch ohne Einwirkung der Sonnenstrahlen nach wenigen Tagen verschwunden sind. Desublimation kann beobachtet werden, wenn feuchte Luft bei Temperaturen unter 0 °C ohne vorgängige Kondensation "Reif" bildet. Auch Schneekristalle entstehen durch Desublimation.

3.1.4. Der Diagrammbereich für Kältemittel

Für die Praxis der Kältetechnik wurde ein geeigneter Bereich des Mollier-Diagrammes ausgewählt. Darin erscheinen nur noch die Zustandsarten "flüssig" und "gasförmig", sowie ihre Mischformen.

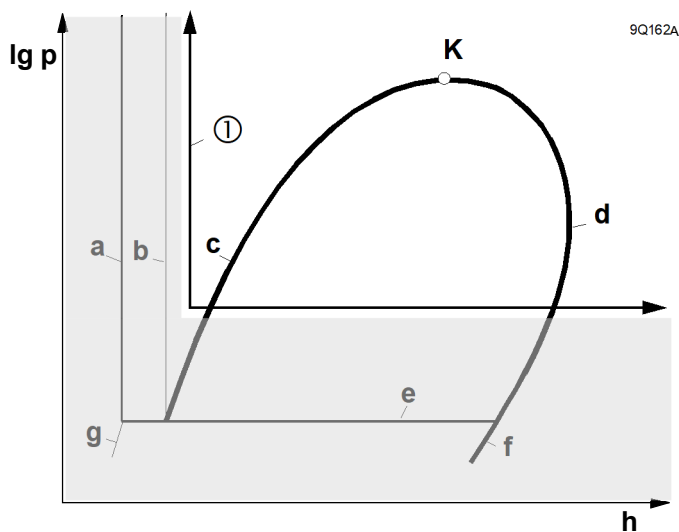


Fig. 3-3 Diagrammbereich für Kältemittel
c Siedelinie
d Sattdampflinie
K Kritischer Punkt

3.2. Der Aufbau des Diagramms

Anhand des in der Praxis häufig verwendeten Kältemittels R134a werden die Zustandsgrößen und Zustandsänderungen schrittweise entwickelt und erläutert.

Bemerkung

Die gezeigten Diagramme wurden unter Verwendung der folgenden Software erstellt:

Refrigeration Utilities Vers. 2.84, Technical University Denmark, Energy Engineering Department

3.2.1. Die Koordinaten h , p

Enthalpie h (x-Achse)

Auf der waagrechten Achse (x-Achse), wird der Wärmeinhalt (Enthalpie h) mit einer linearen Skala abgetragen. Die Enthalpie drückt aus, wie viel Wärme (in kJ) pro kg Masse in einem Stoff enthalten ist. Da der Diagrammbereich je nach Problemstellung gewählt wird, handelt es sich nicht um die absolute, sondern um die relative Enthalpie. Sie ist deshalb immer auf einen bestimmten Punkt bezogen, z.B. auf siedende Flüssigkeit bei 0 °C. Der Ursprung des Koordinationssystems wird meist mit einer ganzen, runden Zahl, wie 0, 100, 200 kJ/kg gewählt. Der zahlenmässige Bereich der Skala ändert je nach Kältemittel. Die vertikalen Linien sind die Isenthalpen (Linien mit gleicher Enthalpie, vgl. Fig. 3-4). Auf diesen Linien ist der Wärmeinhalt gleich gross.

Druck p (y-Achse)

Auf der senkrechten Achse (y-Achse), wird der Druck p aufgetragen. Um in den meistbenutzten Bereichen die Diagramme übersichtlicher zu gestalten, wird der Druck in logarithmischem Massstab dargestellt. Logarithmisch bedeutet, dass zeichnerisch gleiche Abstände zwischen den Potenzen bestehen (z.B. Abstand von 0.1 auf 1.0 = Abstand von 1.0 auf 10.0). Die horizontalen Linien sind die Isobaren (d.h. Linien gleichen Druckes, vgl. Fig. 3-4).

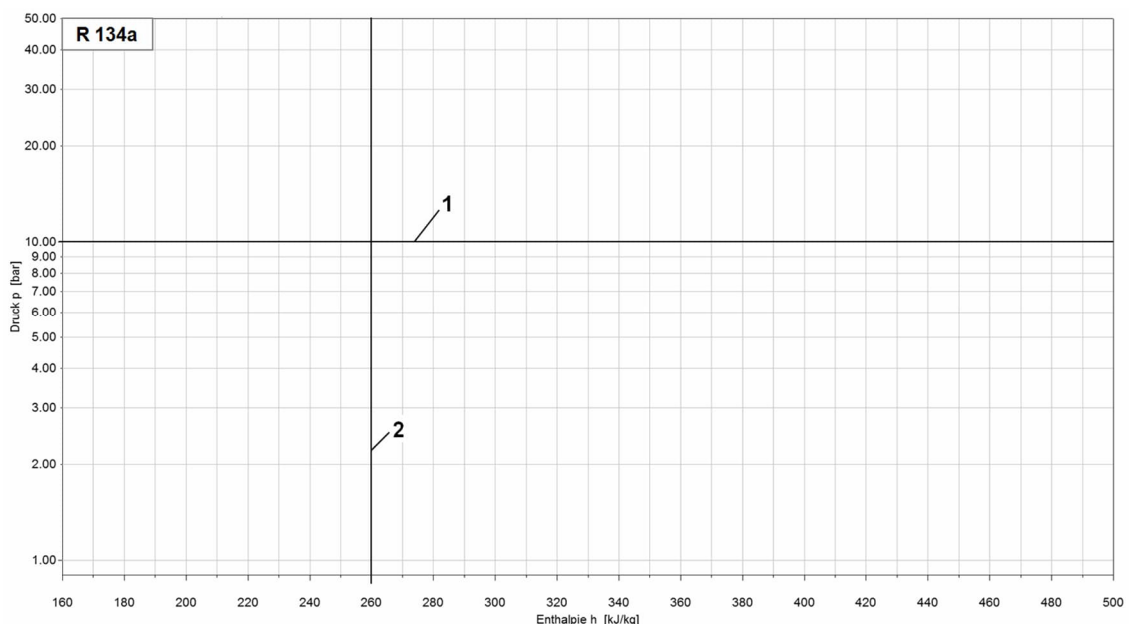


Fig. 3-4 Grundraster
1 Isobaren (Druck p = konstant)
2 Isenthalpen (Enthalpie h = konstant)

Im h , $\log p$ -Diagramm lässt sich die Fülle von Werten aus der Dampftafel auf eine einfache Art abbilden. Für jeden Druck p wird der Dampftafel der entsprechende Wärmeinhalt der siedenden Flüssigkeit h' und des Sattedampfes h'' entnommen und auf das Diagramm übertragen.

Beispiel

Druck $p = 2.93 \text{ bar}$
Enthalpie der siedenden Flüssigkeit $h' = 200.0 \text{ kJ/kg}$
Enthalpie des gesättigten Dampfes $h'' = 397.2 \text{ kJ/kg}$

Die Verdampfungswärme $h'' - h'$ kann als Strecke r direkt auf dem Diagramm abgemessen werden.

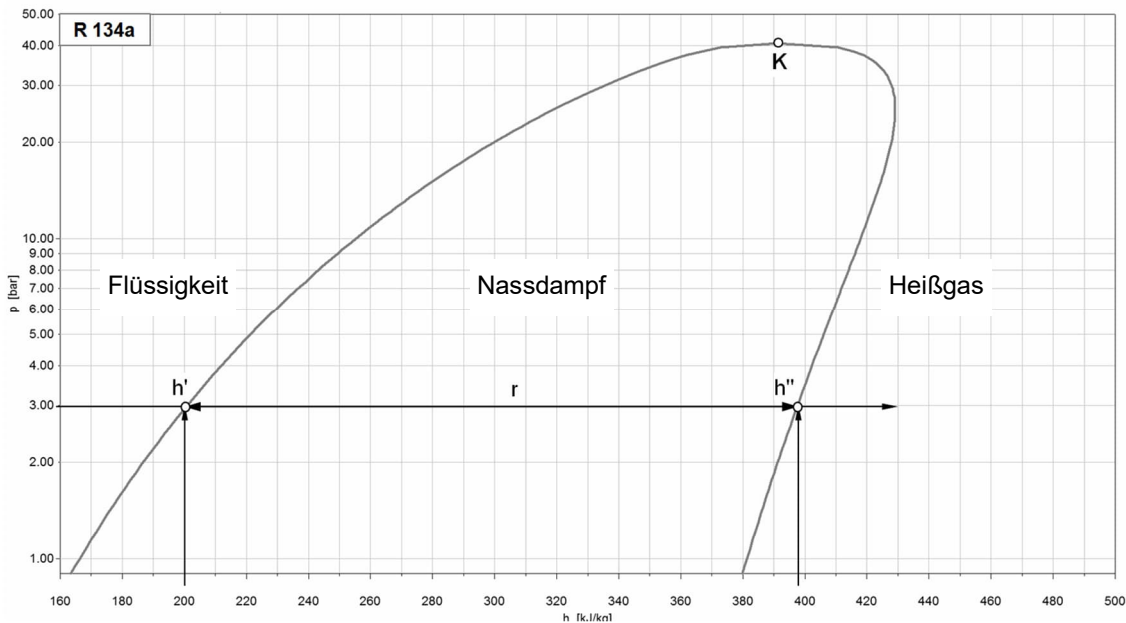


Fig. 3-5 Siedelinie und Sattdampflinie
 h' Siedelinie
 h'' Sattdampflinie
K Kritischer Punkt

Die Werte für h' und h'' bilden die jeweiligen Grenzkurven für die Siedelinie links und der Sattdampflinie rechts vom kritischen Punkt K. Durch die Grenzkurven sind die Bereiche "Flüssigkeit", "Nassdampf" und "Heißgas" klar getrennt. Man stellt weiter fest, dass die Verdampfungswärme r mit steigendem Druck abnimmt, um im kritischen Punkt K ganz zu verschwinden.

3.2.2. Verhältnislinien x

Nassdampf ist ein Gemisch aus siedender Flüssigkeit und Sattdampf. Mit den Verhältnislinien x können die Gas- bzw. Flüssigkeitsanteile im Nassdampfgebiet bestimmt werden. x drückt den Anteil Gas im Nassdampfgebiet aus, $1-x$ den Flüssigkeitsanteil. Entlang der Linie $x = 0.40$ liegt also ein Gemisch aus 40 % Gas und 60 % siedendem Kältemittel vor.

x wird in der Dampftafel nicht aufgeführt, weil es sich um reine Verhältniszahlen handelt.

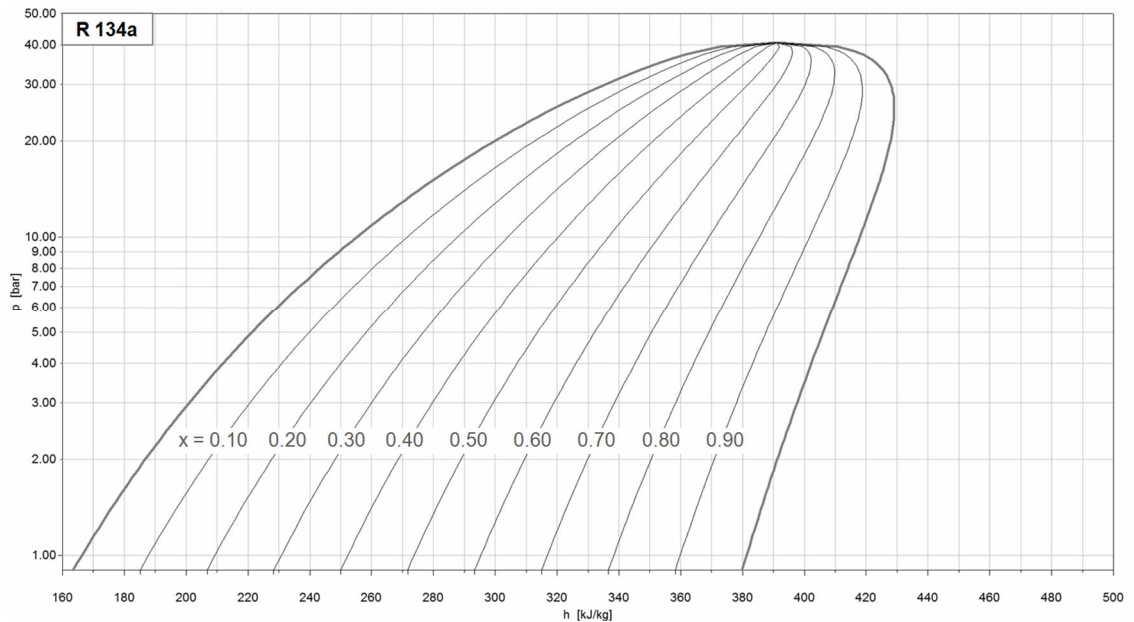


Fig. 3-6 Verhältnislينien $x = \text{konstant}$

3.2.3. Isothermen θ

Isothermen sind Linien gleicher Temperatur. Sie ändern ihre Verlaufsform sprunghaft beim Wechsel des Aggregatzustandes. In Kältemitteldiagrammen sind die Isothermen im Flüssigkeits- und Nassdampfgebiet aus Gründen der Übersichtlichkeit üblicherweise nicht ausgezogen. Deren Verlauf ist aber durch kleine Winkel auf der Siedelinie angedeutet.

Im Nassdampfgebiet verlaufen die Isothermen waagrecht, parallel zu den Isobaren. Eine Zufuhr von Wärme wird ausschliesslich für die Verdampfung des Mediums gebraucht (latente Wärme).

Beispiel

Beim Druck $p = 2.93 \text{ bar}$ wird siedendes Kältemittel von 0°C durch die Wärmezufuhr $r = 197.2 \text{ kJ/kg}$ in Sattedampf von 0°C umgewandelt.

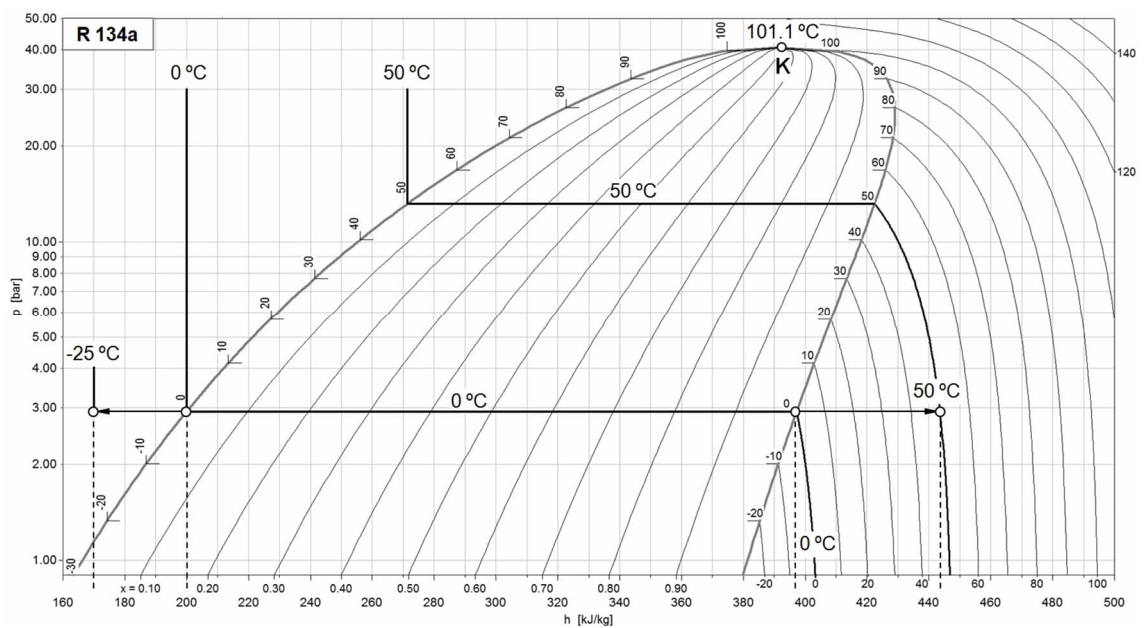


Fig. 3-7 Linien gleicher Temperatur (Isothermen, $\theta = \text{konstant}$)

Im Heißgasbereich fallen die Isothermen steil ab. Eine geringe Wärmemenge genügt hier, um die Temperatur rasch ansteigen zu lassen (sensible Wärme). In diesem Bereich liegen die Isothermen deshalb merklich näher beieinander. Ein Ansteigen der Temperatur bewirkt ein Durchschneiden der Isothermen von links nach rechts.

Beispiel

Wird Sattedampf von 0 °C durch eine Wärmezufuhr von 45 kJ/kg weiter erhitzt, steigt die Temperatur auf ca. 50 °C (vgl. Fig. 3-7, rechts).

Im Flüssigkeitsbereich fallen die Isothermen mit zunehmender Entfernung vom kritischen Punkt von oben nach unten steiler ab. Das heisst wiederum, dass eine Änderung des sensiblen Wärmeinhalts sich unmittelbar auf die Temperatur auswirkt.

Beispiel

Wird siedendem Kältemittel von 0 °C Wärme von 30 kJ/kg entzogen, so kühlt es sich auf -25 °C ab (vgl. Fig. 3-7, links).

Die kritische Temperatur durchschneidet das Nassdampfgebiet nicht mehr. Sie berührt lediglich den kritischen Punkt K. Isothermen, deren Temperatur über dem kritischen Punkt K liegen, verlaufen ausschliesslich im überhitzten Gasbereich.

3.2.4. Spezifisches Volumen v

Eine weitere wichtige Grösse im Diagramm ist das spezifische Volumen v . Es wird üblicherweise in m^3/kg angegeben und zeigt, wie groß das Volumen von einem Kilogramm Masse bei einem gegebenen Druck p tatsächlich ist.

In der Dampftafel werden zwei verschiedene spezifische Volumina angegeben, nämlich das der siedenden Flüssigkeit mit v' und dasjenige von Sattedampf mit v'' . Das spezifische Volumen v' der siedenden Flüssigkeit wird in dm^3/kg angegeben. Weil das Gasvolumen pro kg bei gewissen Drücken wesentlich größer als dasjenige der Flüssigkeit ist, wird die Einheit für v'' von dm^3/kg vielfach auf m^3/kg gewechselt ($1000 \text{ dm}^3 = 1 \text{ m}^3$).

Wie stark diese Werte vom Aggregatzustand abhängen, zeigt ein Vergleich aus der Dampftafel für R134a (vgl. Tabelle 3-1 und Fig. 3-8).

Beispiel

Bei einem Druck p von 2.93 bar und einer Temperatur θ von 0 °C (Fig. 3-8, Punkt A) beträgt das spez. Volumen $v' = 0.772 \text{ dm}^3/\text{kg}$. Bei gleichem Druck hat Sattedampf (Fig. 3-8, Punkt B) ein spez. Volumen $v'' = 0.069 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Das Volumen von Dampf vergrößert sich also um etwa das rund 90-fache.

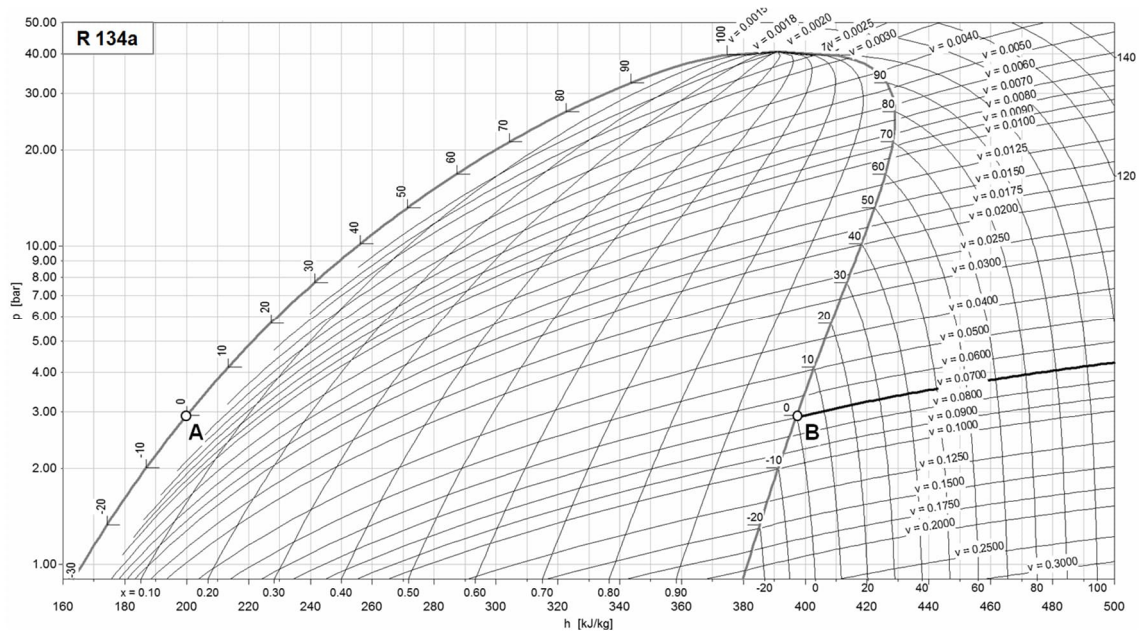


Fig. 3-8 Linien gleichen spezifischen Volumens (Isochoren, $v = \text{konstant}$)

Dem spezifischen Volumen kommt in der Kältetechnik große Bedeutung zu. Allgemein stellt man fest, dass das spezifische Volumen von Kältemittel möglichst klein sein soll, um mit kleinem Volumen eine möglichst große Kältemittelmenge q_m zu transportieren. Es besteht zwischen der Kältemittelmenge q_m und dem spez. Volumen v folgender Zusammenhang:

$$q_m = \frac{q_v}{v}$$

q_v	Volumenstrom	$[\text{m}^3/\text{h}]$
q_m	Kältemittelmenge	$[\text{kg}/\text{h}]$
v	spezifisches Volumen	$[\text{m}^3/\text{kg}]$

Angenommen, ein Verdichter mit konstantem Fördervolumen q_v transportiert bei einem bestimmten Druck p_1 eine gewisse Kältemittelmenge q_m . Eine Druckänderung auf p_2 würde das spez. Volumen v und somit die transportierte Kältemittelmenge q_m nachhaltig beeinflussen.

3.2.5. Isentropen s

Im Nassdampfbereich und im Gebiet des überhitzten Dampfes befinden sich die Isentropen. Es sind Linien gleicher Entropie s . Die Entropiezunahme ist ein Mass für die bei technischen Prozessen entstehenden Wärmeverluste. Sie ist eine kalorische Grösse wie die Enthalpie und hat in jedem Zustand einen bestimmten Wert.

Die absolute Grösse der Entropie ist unbestimmt. Sie wird von einem willkürlichen Punkt, meist dem Normzustand (bei R134a: 0°C) gerechnet (vgl. Fig. 3-9, $s = 1.00$).

Die Einheit der Entropie s ist:

$$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

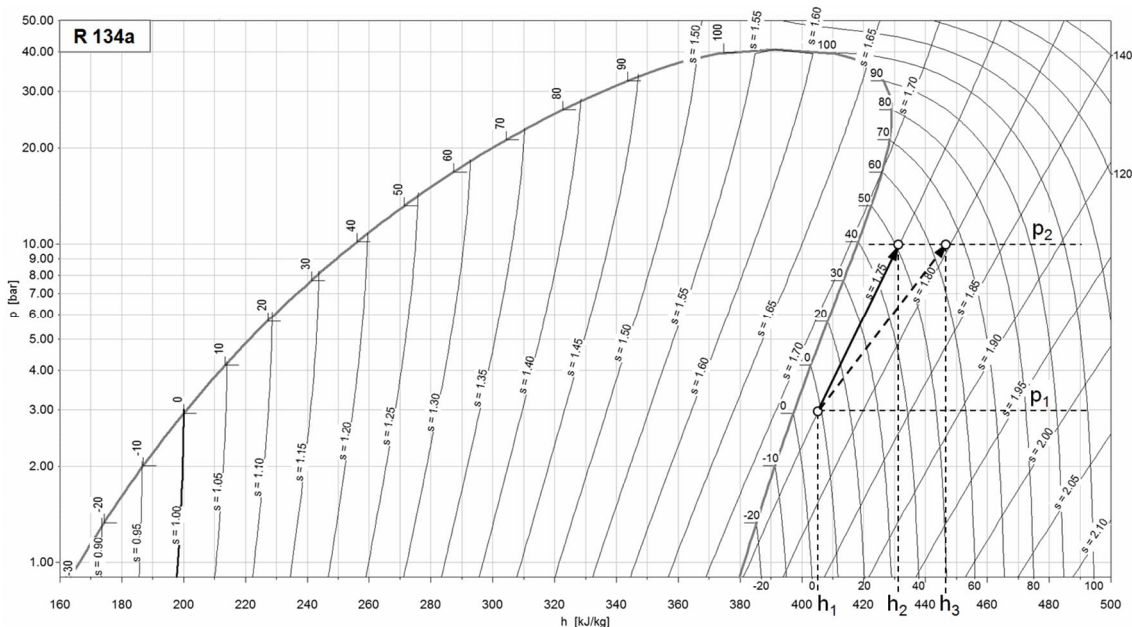


Fig. 3-9 Linien gleicher Entropie (Isentropen, $s = \text{konstant}$)

Die Isentropen sind für den Kältefachmann vor allem im Gebiet des überhitzten Dampfes von Nutzen. Entlang einer solchen Linie gleicher Entropie folgt die Verdichtung in einem idealen, d.h. verlustfreien Verdichter. Die Isentropen erlauben somit, die ideale (theoretische) Verdichtungsarbeit pro kg Kältemittel durch den Vergleich der Anfangs- und der Endenthalpie (nach der Kompression) zu bestimmen ($h_2 - h_1$). Dies wiederum ermöglicht es, auf den tatsächlichen Leistungsbedarf eines Verdichters zu schließen ($h_3 - h_1$).

Beispiel

Ein Verdichter saugt Kältemittel im Zustand h_1, p_1 an und verdichtet es auf p_2 . Die theoretische technische Arbeit entspricht dabei der Enthalpie-Differenz $h_2 - h_1$. Ein realer Verdichtungsprozess ist mit einer Zunahme der Entropie verbunden (Verluste). Die Arbeitskurve kommt daher rechts vom Punkt h_2, p_2 auf h_3, p_2 zu liegen (gestrichelte Linie ---).

3.3. Zusammenfassung

Der Aufbau des $h, \log p$ -Diagramms ist nun abgeschlossen. Mit seiner Hilfe lassen sich die Zustände des Kältemittels in seinen verschiedenen Phasen genau beschreiben.

Dazu stehen die sechs Größen zur Verfügung:

Bezeichnung	Symbol	Dimension
1) Druck	p	bar
2) Enthalpie	h	kJ/kg
3) spezifisches Volumen	v	dm^3/kg , m^3/kg
4) Flüssigkeit-Dampfanteil	x	* 100 in %
5) Temperatur	θ	$^{\circ}\text{C}$
6) Entropie	s	kJ/kg K

Mit dem $h, \log p$ -Diagramm kann man insbesondere Kälteprozesse mit den Betriebspunkten der Kältemaschine übersichtlich darstellen und die Wirkung von Regeleingriffen auf die Maschine klar aufzeigen.

4 Mechanischer Aufbau der Kompressionskälteanlage

4.1. Einleitung

4.1.1. Kompressions-Kälteprozess

In der Kälte und Klimatechnik kommt heute zu mehr als 90 % der Kompressions-Kälteprozess zur Anwendung. Wesentliches Merkmal für diesen Prozess ist die Verwendung von Kältemitteln, welche bei der Verdampfungstemperatur θ_v dem zu kühlenden Medium eine möglichst große Verdampfungswärme entziehen, dabei verdampfen und bei der Kondensationstemperatur θ_c unter beherrschbaren Drücken wieder verflüssigt werden können.

Der Verdichter erbringt die Arbeitsleistung und sorgt für den Kältemitteltransport. Es handelt sich hier um den sogenannten Kalt Dampf-Kälteprozess.

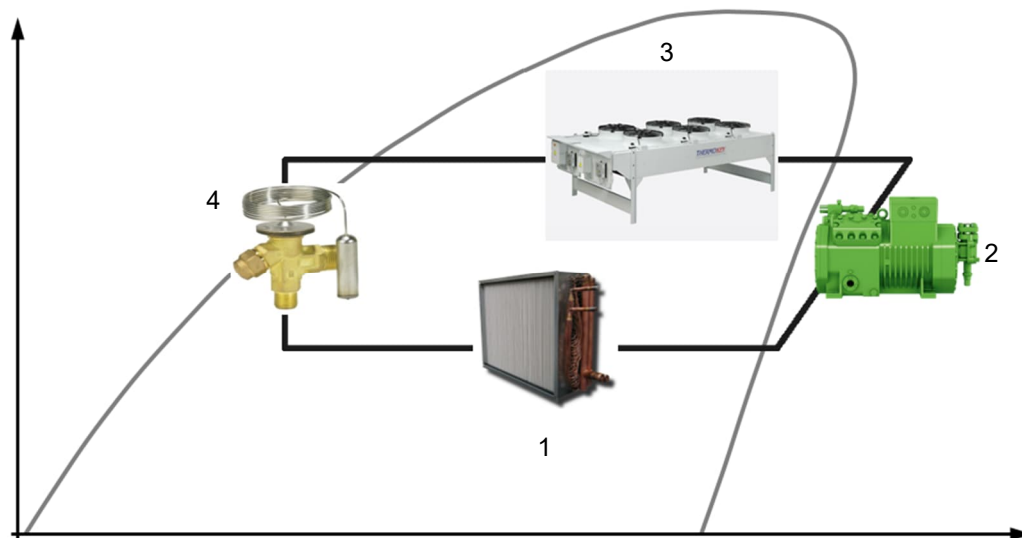


Fig. 4-1 Kältekreislaufprozess mit 4 wichtigsten Bauteilen

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

4.1.2. Absorptions-Kälteprozess

Eine andere Art der Kälteerzeugung ist mit dem Absorptions-Kälteprozess möglich. Hier wird das Kältemittel mit einem Lösungsmittel im Absorber absorbiert und unter Zufuhr von Wärme im Generator (Austreiber) wieder ausgetrieben. Die Funktionsweise der Absorptionskältemaschine wird im Kapitel 10, „Der Absorptions-Kreisprozess“ erläutert.

4.1.3. Adsorption-Kälteprozess

Unter Adsorption versteht man die Anlagerung von Teilchen aus einer flüssigen oder gasförmigen Phase an der Oberfläche eines Festkörpers oder auch einer Flüssigkeit. Da sich dabei der flüssige oder gasförmige Stoff auf der Oberfläche anreichert, findet bei diesem Vorgang immer eine Konzentrationsänderung an der Phasengrenzfläche statt. Im Gegensatz zur Absorptionskältemaschine, dringt das Kältemittel nicht in das meist feste Sorptionsmittel ein, sondern lagert sich nur darauf an.

4.2. Verdampfer

Je nach Betrachtungsweise oder Anwendung der Kältemaschine liegt der Hauptverwendungszweck entweder beim Verdampfer (Wärme-Entzug) oder beim Verflüssiger (Wärmeabgabe). Bei einem Wärmerückgewinnungssystem sind beide Aggregate gleichwertig eingebunden.

4.2.1. Zweck

Der Verdampfer hat die Aufgabe, einem zu kühlenden Medium Wärme zu entziehen. Die Temperatur im Verdampfer muss also immer tiefer sein als das zu kühlende Medium.

Der Verdampfer hat also nur den Zweck eine nicht gewünschte Wärmemenge aufzunehmen und sie an das im Verdampfer befindliche Kältemittel abzugeben. Bei diesem Vorgang verdampft das Kältemittel.

4.2.2. Bauarten

- Verdampfer zur Flüssigkeitskühlung
- Verdampfer zur Luftkühlung
- Direkte Verdampfung
- Indirekte Verdampfung

4.2.3. Arbeitsweise

Direkte Verdampfung

Bei der direkten Verdampfung wird das zu kühlende Medium direkt durch das verdampfende Kältemittel gekühlt.

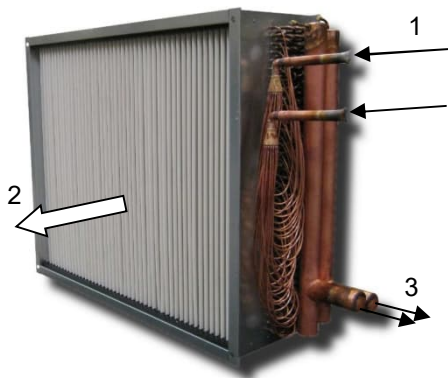


Fig. 4-2 Direktverdampfer (Quelle: flex coil)

- 1 Flüssigkeit, Verdampfereintritt
- 2 Zu kühlende Luft
- 3 Gas Verdampferaustritt

Indirekte Verdampfung

Der einzige Unterschied zur direkten Verdampfung besteht darin, dass zwischen Verdampfer und dem zu kühlenden Medium ein zweites Medium (meist Wasser oder Wasser-Glykolkemisch) zwischengeschaltet ist.

Vergleich direkte Verdampfung - indirekte Verdampfung

Direkte Verdampfung	indirekte Verdampfung
• niedrigere Anschaffungskosten • höhere Kältemitteltemperaturen • kleinere Kälteverdichter • geringere Energiekosten • Einsatz nur in Verbindung mit Einzelverdampfern oder wenigen Verdampfern zweckmässig	• einfache Planung, Installation und Betrieb • einfache Regelung an den Verbrauchern • besserer Teillastbetrieb • Undichtigkeiten sind weniger kritisch • kein Ölrückführungsproblem • Kältemaschinen und Zubehör liegen wartungstechnisch günstig im zentralen Maschinenraum • Kühlen und Heizen ist möglich • beste Lösung bei weit verzweigten Anlagen

Tabelle 4-1 Vergleich der direkten und indirekten Verdampfung

4.2.4. Rohrbündelverdampfer

Die am meisten verwendete Art ist der Rohrbündelverdampfer zur Flüssigkeitskühlung. Bei dieser Ausführung verdampft das flüssige Kältemittel in den Verdampferrohren und das Kühlmedium umströmt die Rohre.

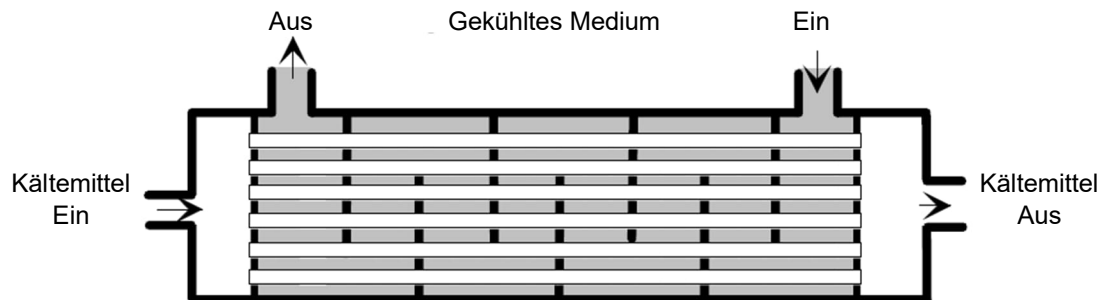


Fig. 4-3 Schnitt Rohrbündelverdampfer



Fig. 4-4 Rohrbündelverdampfer (Quelle: ciat)

4.2.5. Plattenverdampfer (Plattenwärmeübertrager)

Plattenwärmeübertrager sind kompakte Apparate aus Edelstahlplatten. Sie werden in der gesamten Verfahrenstechnik und energieerzeugenden Industrie eingesetzt.

Vorteile gegenüber anderen Wärmeübertrager:

- Hohe Wärmeübertragungsleistung bei kleinem Bauvolumen, damit hoher Wärmerückgewinn und minimale Wärmeverluste
- Geringer Flüssigkeitsinhalt, damit kurze Aufheiz- und Abkühlzeiten, hohe Dynamik bzgl. Temperaturänderungen bei Steuer- und Regelvorgängen
- Modularer Aufbau, damit verbunden leichte und preisgünstige Anpassung an veränderte Leistungsanforderungen sowie leicht wartbares Bauprinzip
- Geringeres Verschmutzungsrisiko und einfache chemische Reinigung durch stark turbulente Strömung und fehlende Toträume, einfache Demontage
- Die Prägung der Platten erzeugt einen hochturbulenten Durchfluss. Dies ermöglicht eine sehr effektive Wärmeübertragung schon bei geringen Volumenströmen.

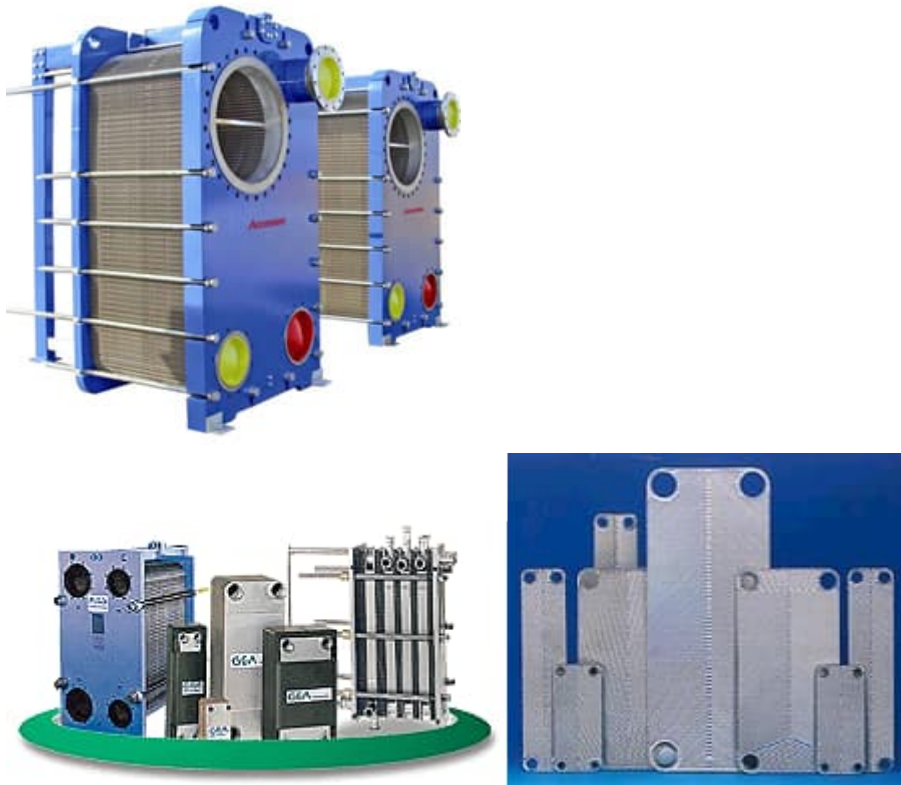


Fig. 4-5 Plattenwärmeübertrager in verschiedenen Bauformen und profilierte Platten (Quelle: GEA)

Aufbau

- Das Plattenpaket, bestehend aus einer definierten Anzahl von einzelnen profilierten Platten (Fig. 4-5).
- Um das Austreten von Kältemittel zu verhindern, werden die einzelnen Platten kältemittelseitig miteinander verlötet. Wasserseitig kommen meistens die üblichen Dichtungen zum Einsatz.
- Durch die Anschlüsse werden die am Wärmetausch beteiligten Medien hinein- und herausgeführt.

Funktion und Stromführung

Aneinandergereihte, profilierte Platten mit Durchlassöffnungen bilden ein Paket von Fließspalten. Diese werden wechselseitig von den am Wärmetausch beteiligten Medien durchströmt.

Üblicherweise werden einwegige Plattenwärmeübertrager eingesetzt. Sie zeichnen sich durch einen vollständigen Gegenstrom (100 %) der beiden Medien aus. Die zu- und abgeführten Rohrleitungen sind an der Festplatte angeschlossen. Mehrwegige Plattenwärmetauscher erreichen ebenfalls einen vollständigen Gegenstrom beider Medien. Es wird eine sehr enge Temperaturannäherung erreicht.

4.2.6. Direktverdampfer (Luftkühler)

Bei Direktverdampfern (Luftkühlern) wird das durch eine Rohrleitung strömende Kältemittel mittels Umgebungsluft abgekühlt und ändert dabei auch seinen Aggregatzustand.

Direktverdampfer (Luftkühler) haben die gleichen Bauformen wie die Verflüssiger. Wichtig ist die mechanische Konstruktion und Anordnung der Rohrreihen, damit eine gute Wärmeübertragung stattfinden kann.

Die Zuleitung des flüssigen Kältemittels in den Verdampfer erfolgt über einen Verteiler (Spinne), damit die Oberfläche des Verdampfers gleichmäßig angeströmt wird.

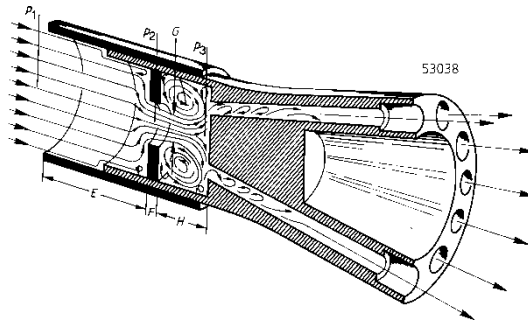


Fig. 4-6 Verteilerdüse
 $p_1 - p_3$ Gesamtdruckabfall im Verteiler
E Prall- und Staustrecke mit momentaner Umlenkung der Strömung
F Drosselplatte (Staublende)
G Stärkste Einschnürung der Strömung
H Turbulenzzone infolge unkontrollierter Expansion



Fig. 4-7 Verteilung am Verdampfer

In der Klimatechnik kommen überwiegend Verdampfer für den Anwendungsbereich $T_0 > 0^\circ\text{C}$ und zu kühlende Luft $> 0^\circ\text{C}$ vor. Bei der Lebensmittelkühlung liegen diese Werte häufig unter 0°C . Die Problematik des Arbeitspunktes um 0°C ist in der Möglichkeit der Betauung zu erklären, d.h., es müssen geeignete Maßnahmen ergriffen werden, dass die Oberfläche des Verdampfers nicht betaut, bzw. dass sie bei Betauung enteist werden muss.

Die am häufigsten angewendeten Abtau-Methoden sind:

- Abtauen durch Ventilatornachlauf
- Abtauen mit elektrischer Heizung (eher bei Kühlräumen)
- Abtauen mit heissem Kältemitteldampf

4.3. Der Verdichter

4.3.1. Zweck

Der Zweck des Verdichters besteht darin, das dampfförmige Kältemittel bei niedrigem Druck und niedriger Temperatur aus dem Verdampfer abzusaugen, es zu verdichten und durch diesen Vorgang auf einen höheren Druck und eine höhere Temperatur zu bringen.

4.3.2. Funktionsprinzipien

Die Verdichtung des Kältemittels kann auf zwei Arten geschehen:

Verdrängungsprinzip

Beim Verdrängungsprinzip wird das Volumen im Kompressionsraum verkleinert. Dadurch wird das Kältemittel komprimiert und der Druck steigt an. Typische Bauarten sind: Hubkolben-, Schrauben-, Scroll- und Rollkolbenverdichter.

Strömungsprinzip

Beim Strömungsprinzip wird das Kältemittel durch einen Impeller beschleunigt. Diese Beschleunigung führt zu einer Druckerhöhung.

Turboverdichter und Turbocor[®] arbeiten nach dem Strömungsprinzip.

4.3.3. Verdichter-Antriebskombinationen

Offene Verdichter

Die Unterscheidung zwischen offenen, hermetischen und halbhermetischen Verdichtern hat nichts mit der Art der Kolben oder ähnliches zu tun. Vielmehr bezieht sich diese Ausdrucksweise nur auf das Verhältnis Verdichter /Antriebsmaschine.

Der offene Verdichter hat ein geschlossenes, unter Kältemitteldruck stehendes Gehäuse. Der Antrieb erfolgt ausserhalb vom Gehäuse an der Antriebswelle.

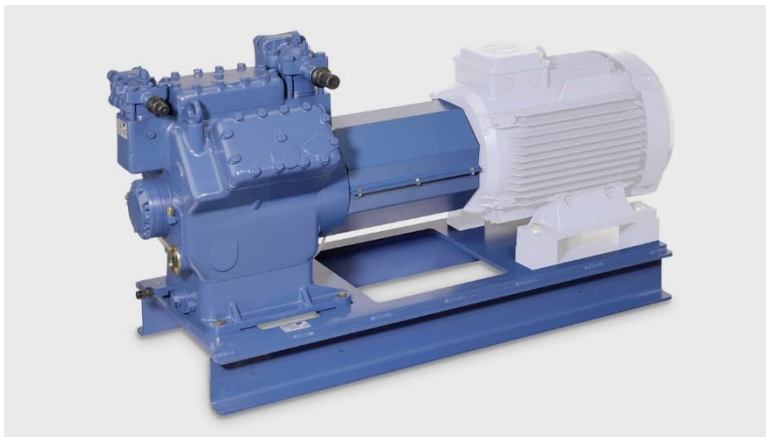


Fig. 4-8 Offener Verdichter mit Direktantrieb (Quelle: GEA)

Als Antrieb dienen alle möglichen Kraftmaschinen (Elektro-, Gasmotoren und ähnliches), entweder direkt auf der Welle oder mit Riementrieb.

Bei solcher Ausführung ist der Motor leicht zugänglich für jegliche Arbeiten. Die Abdichtung der Wellenführung trennt den Motor vom Kältemittelkreislauf, bei Beschädigung der Dichtung ist mit Kältemittelaustritt zu rechnen. Der Motor wird mittels Umgebungsluft gekühlt und die entstehende Wärme wird somit nicht dem Kältemittelkreislauf zugeführt.

Anwendung: Großkälte

Halbhermetische Verdichter

Beim halbhermetischen Verdichter ist der elektrische Antriebsmotor zusammen mit dem Verdichter im gleichen Gehäuse untergebracht.



Fig. 4-9 Halbhermetischer Verdichter (Quelle: GEA)

Das Gehäuse mit dem Antriebsmotor und dem Verdichter ist zusammengeschraubt (gekapselt), der Motor ist mit einer Spezialisolierung zum Betrieb im Kältemittel versehen und wird durch den (kalten) Kältemitteldampf gekühlt. Da mit steigender Kälteleistung die Kühlwirkung besser wird, können die Antriebsmotoren auch klein dimensioniert werden. Der Motor ist für Servicearbeiten gut zugänglich, jedoch ist es empfindlich gegen Verunreinigungen, es darf kein Schmutz ins Kältesystem eindringen.

Anwendung: Kleinkälte, Gewerbe

Hermetische Verdichter

Motor und Verdichter sind in einem verschweissten, dicht geschlossenen Gehäuse untergebracht.



Fig. 4-10 links Hermetischer Verdichter (Quelle: cubigel), rechts hermetischer Scroll-Verdichter (Quelle: Emerson Climate)

Der Name sagt bereits alles über die Bauart aus, das heisst es handelt sich um ein von aussen nicht mehr zugängliches, vollständig gekapseltes Gerät. Häufig werden diese Verdichter bereits im Herstellwerk komplett mit Verdampfer und Verflüssiger zusammengebaut. Die Aussenhülle schützt die Bauteile gegen Verunreinigungen. Es gibt keine Reparaturmöglichkeiten, Ölkontrolle oder Ventil-auswechslung ist nicht möglich.

Anwendung: Im unteren Leistungsbereich, Kühlmöbel, kleine Klimageräte.

4.3.4. Verdichtertypen nach Funktionsprinzip

4.3.4.1. Hubkolbenverdichter

Die häufigste Anwendung in der Klimatechnik ist der Hubkolbenverdichter.

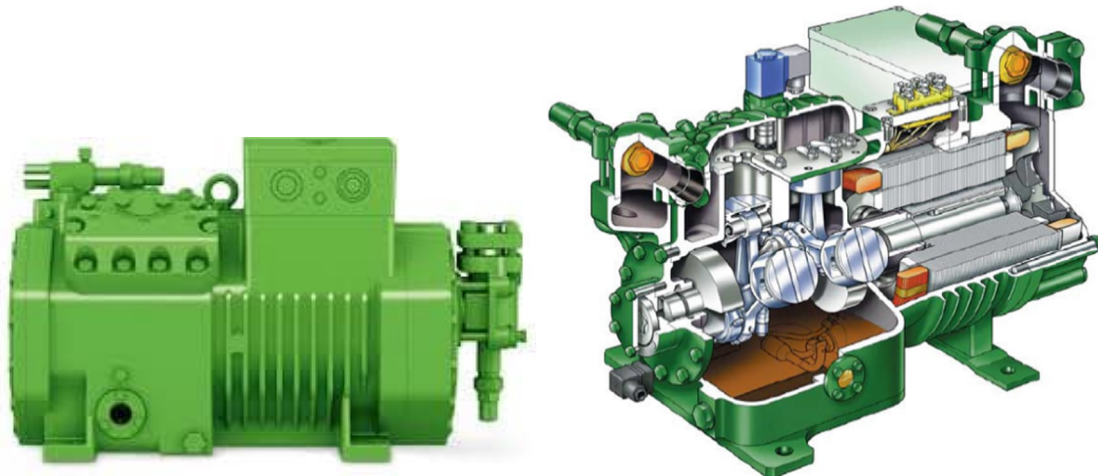


Fig. 4-11 links Hubkolbenverdichter, rechts Schematische Darstellung (Quelle: Bitzer)

Arbeitsweise Zylinder des Hubkolbenverdichters

Der Verdichter besteht aus einem Zylinder mit Ventilen, in welchem ein Kolben durch Motorantrieb hin und her bewegt wird. Beim Vergrößern des Zylinderhohlraums schließt das obere Ventil. Bei angehobenem Ventil wird durch die untere Öffnung das Kältemittel angesaugt. Der Kolben komprimiert das Gas beim Verkleinern des Zylindervolumens und drückt es in den oberen Raum, zugleich wird durch diesen Vorgang das Kältemittel im Kältekreislauf bewegt (siehe Fig. 4-12)

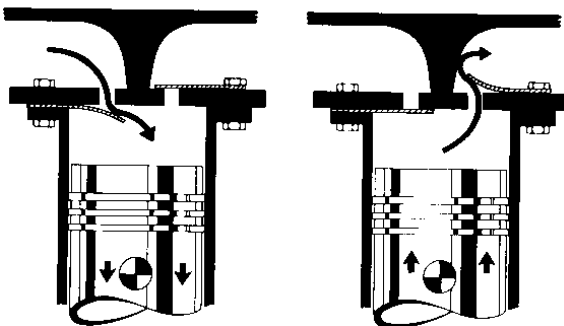


Fig. 4-12 Schematische Darstellung der Funktionsweise

Auch bei gleichen Verdichtertypen sind die Anlagenspezifikationen, sowie Kältemittel zu beachten. Beispielsweise wird ein Hubkolbenverdichter mit CO_2 (R744) als Kältemittel bei Verflüssigungstemperaturen unter 30°C betrieben. Der Kältekreislauf befindet sich im subkritischen Bereich, die Systemdrücke sind zwischen 30 und 40 bar. Bei höheren Systemtemperaturen auf der Verflüssigungsseite arbeitet die Anlage im transkritischen Bereich, das heißt die Anlagedrücke steigen auf 100-120 bar. Die Konstruktion des Verdichters und anderer Anlagenkomponenten werden dementsprechend angepasst.

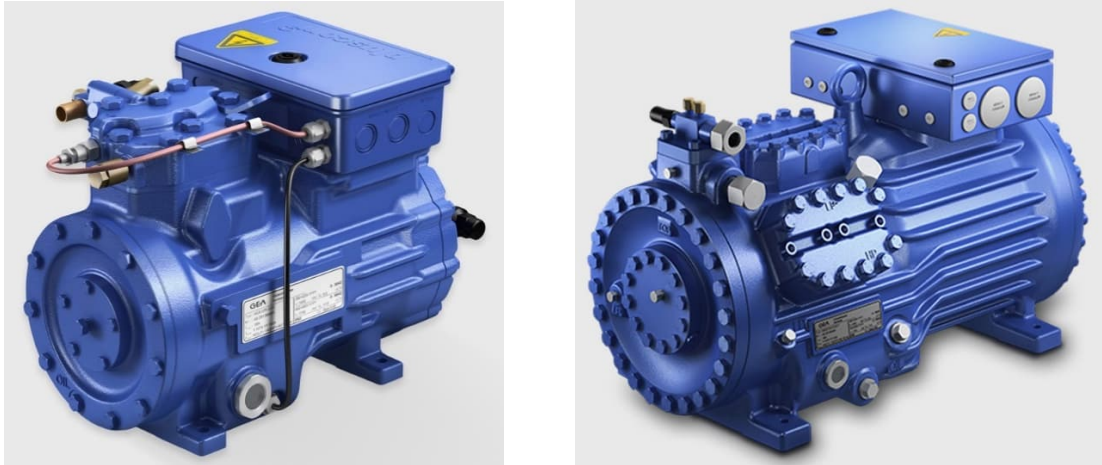


Fig. 4-13 links Hubkolbenverdichter für CO_2 subkritisch, rechts transkritisch (Quelle: GEA)

4.3.4.2. Schraubenverdichter

Man unterscheidet zwei verschiedene Arten von Schraubenverdichtern:

a) Einrotoriger Schraubenverdichter

Eine mit Nuten versehene Walze wird angetrieben. Die Verdichtung erfolgt durch eine oder mehrere in die Nuten eingreifende Zahnscheibe.

b) Zweirotoriger Schraubenverdichter

Die Verdichtung erfolgt durch ineinander kämmende Walzen, von denen die Antriebsseite schraubenförmig angeordnete Vorsprünge, die andere schraubenförmige Nuten haben. Durch unterschiedliche Gangzahl, meistens Antrieb = 4, Nuten = 6, entstehen in axialer Richtung wandernde Verdichtungsräume.



Fig. 4-14 links Schraubenverdichter im Schnitt, rechts: Kältemaschine mit einem Schraubenverdichter (Quelle: Aerzen)

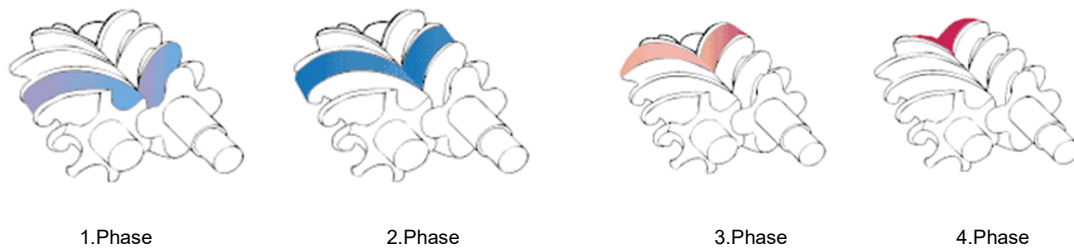


Fig. 4-15 Verdichtungsphasen eines Schraubenverdichters

Schraubenverdichter hat nur drehende Bewegung, keine Ventile. Eine stufenlose Drehzahlregelung ist möglich.

4.3.4.3. Scrollverdichter

Die Verdichtung erfolgt durch eine fixe und eine rotierende Spirale. Die Spiralen rollen ineinander und erzeugen durch die spiralförmige Rotation die Verdichtung. Das verdichtete Gas wird im Zentrum ausgestossen. Da sich die Spirale fortlaufend dreht, befindet sich zu jedem Zeitpunkt Kältemittel mit unterschiedlichem Druck im Verdichter. Daher läuft der nachfolgend gezeigte Prozess nicht schrittweise, sondern "endlos" (A-B, C-D, E-F).

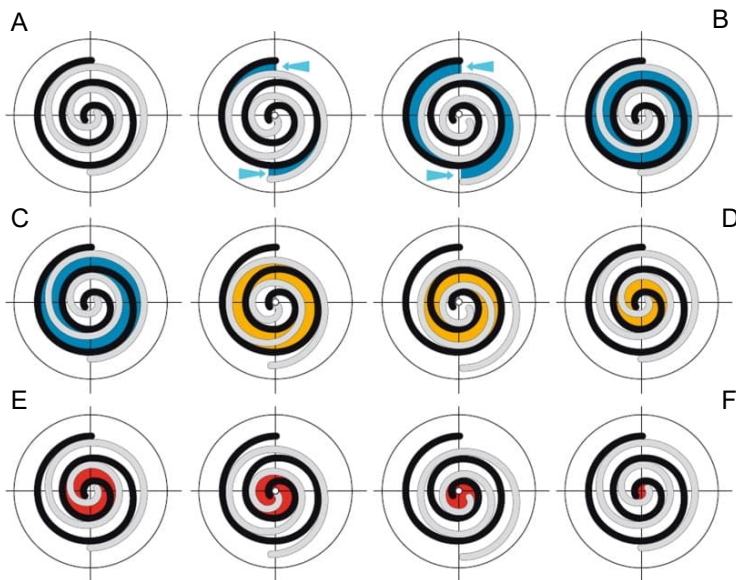


Fig. 4-16 Funktionsprinzip der Verdichtung mit einer rotierenden und einer fixen Spirale



Fig. 4-17 Scrollverdichter (Quelle: Emerson)

Der Scrollverdichter dürfte zurzeit die fortschrittlichste Verdichterbauart sein und verdrängt den Hubkolbenverdichter im Kleinstleistungsbereich (1 - 50 kW) immer mehr. Die Rotationsverdichter eignen sich für kontinuierliche Drehzahlsteuerung mittels Frequenz-Umformer, und dies verspricht einen noch effizienteren Einsatz der Antriebsenergie.

4.3.4.4. Rollkolbenverdichter

Die Verdichtung erfolgt durch einen an der Innenwand eines Kreiszylinders abrollenden, auf der Welle exzentrisch gelagerten Kolben.

Anwendung nur im Bereich hermetischer Verdichter.

Rollkolbenverdichter werden meistens im kleinem Leistungsbereich eingesetzt 0-20 kW. Vorteile sind höchste Effizienz und niedriger Geräuschpegel.



Fig. 4-18 Rollkolbenverdichter in einem Klima-Splitgerät (Quelle: Hitachi)

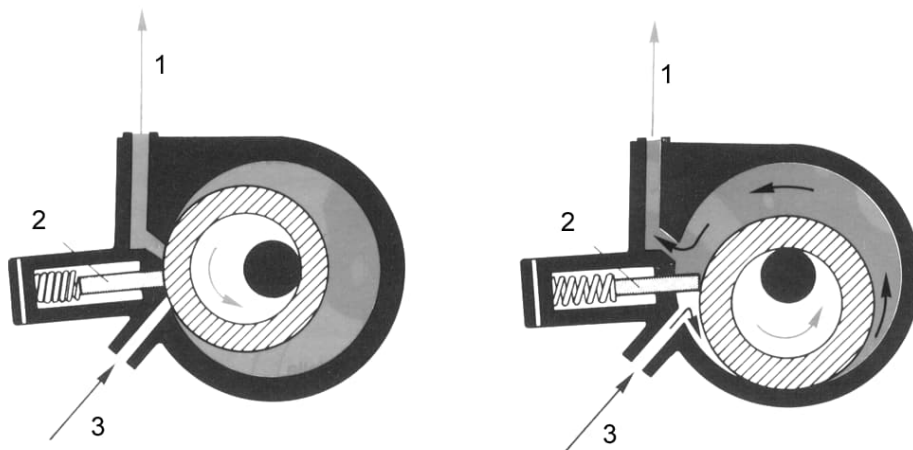


Fig. 4-19 Rollkolbenverdichter
Verdichtungshub beginnt, Saug- und
Druckseite sind geschlossen

Ansaugen von Kältemitteldampf und Verdichten

- 1 Druckleitung
- 2 Trennschieber
- 3 Saugleitung

4.3.4.5. Turboverdichter / Zentrifugalverdichter

Die Verdichtung erfolgt durch Beschleunigung des Gasstroms im Impeller bzw. Laufrad und anschliessender Umsetzung der kinetischen Strömungsenergie in Druckerhöhung im Diffusor. Es gibt axiale und radiale Turboverdichter. Aufgrund der erforderlichen Druckverhältnisse (30-70 bar) werden in der Kältetechnik ausschliesslich Verdichter radialer Bauart eingesetzt.



Fig. 4-20 Impeller (Verdichter-Laufrad)

Beim Einsatz von Turboverdichtern gibt es stabile und instabile Bereiche. Es ist darauf zu achten, dass kein häufiger Wechsel zwischen diesen Bereichen (sogenanntes „pumpen“) stattfindet. Dies kann zu Störungen und Defekten führen.

Aus diesem Grund müssen die Komponenten eines Turboverdichters auf den Einsatzbereich genau abgestimmt werden. Ein Turboverdichter hat sehr guten Wirkungsgrad bei hoher Leistungsabgabe und ist im Vergleich zu anderen Verdichtern gleicher Leistung sehr leicht was den Transport sowie Einbringung und Montage erleichtert.

Anwendung: Im oberen Leistungsbereich (Grosskälte)

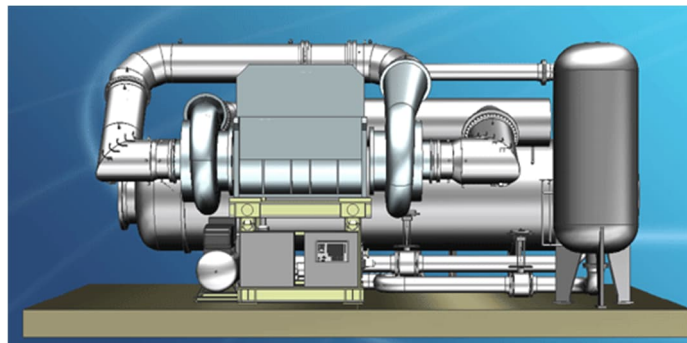
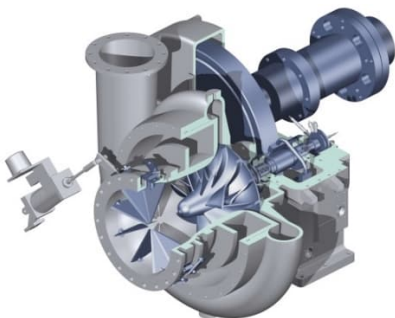


Fig. 4-21 links Turboverdichter SRCP, rechts Kältemaschine mit Turboverdichter (Quelle: Siemens)

4.3.4.6. Turbocor™

Der Turbocor ist ein ölfreier, magnetgelagerter Zentrifugalverdichter.

Er erreicht die derzeit technisch maximal möglichen Leistungszahlen COP (Coefficient of Performance), und das auch im Teillastbetrieb. Der Turbocor arbeitet auch mit sehr niedrigen Verflüssigungstemperaturen.

Die Entwicklung des Turbocor dauerte 10 Jahre und wurde mit Forschungsgeldern des kanadischen Staates Quebec gefördert. Viele renommierte Kältetechnik-Firmen setzen den Turbocor-Verdichter als wichtiger Bauteil in ihren Kältemaschinen ein.

Der Turbocor schwebt auf einer 3-fachen Magnetlagerung, ähnlich einer Magnetschwebbahn. Die Rotorwelle dreht sich völlig berührungslos in einem Magnetfeld. Durch das magnetische Lager-system wird die Rotorwelle in ihrer Position gehalten. Die Drehung erfolgt komplett ohne Reibung. Aus diesem Grund wird kein Schmieröl benötigt und der Anlaufstrom ist gering.

Turbocor Verdichter haben ein geringes Gewicht (z.B. 300kW-Typ wiegt 130kg) was die Montage erleichtert.

Standardmäßig wird der Impeller zur Verdichtung des Kältemittels durch einen mit flüssigem Kältemittel gekühlten Motor mit Frequenzumformer und Drehzahlen zwischen 18'000 und 48'000 U/min angetrieben. Durch die Kombination mit einer Dralldrossel im Ansaug bei Schwachlastbetrieb passt sich der Turbocor optimal an die unterschiedlichen Lastzustände an und kann so den jeweils optimalen COP erreichen. Alle Funktionen und Betriebszustände des Verdichtungs-prozesses werden über integrierte Elektronik überwacht und gesteuert. Mittels Elektronik wird auch verhindert, dass der Turbocor in instabile Bereiche gerät.

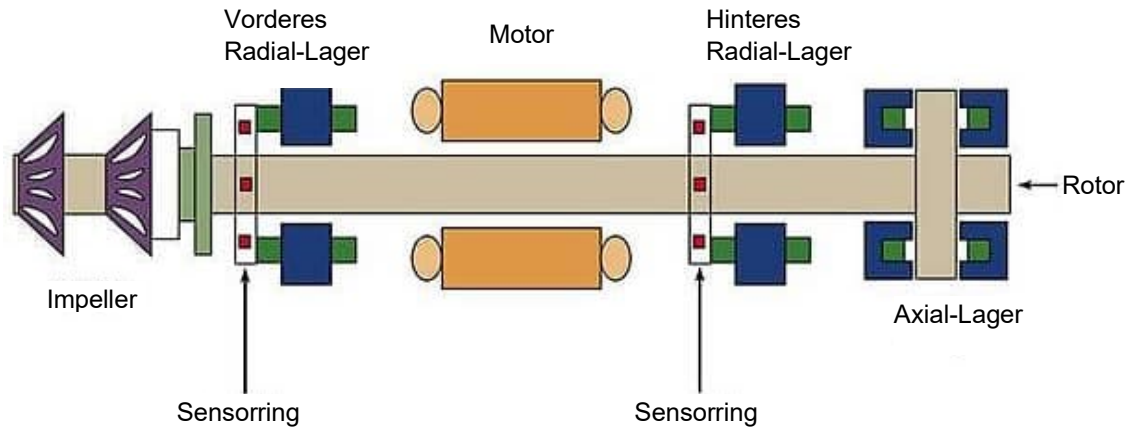


Fig. 4-22 Schematische Darstellung des ölfreien Turboverdichters Turbocor™

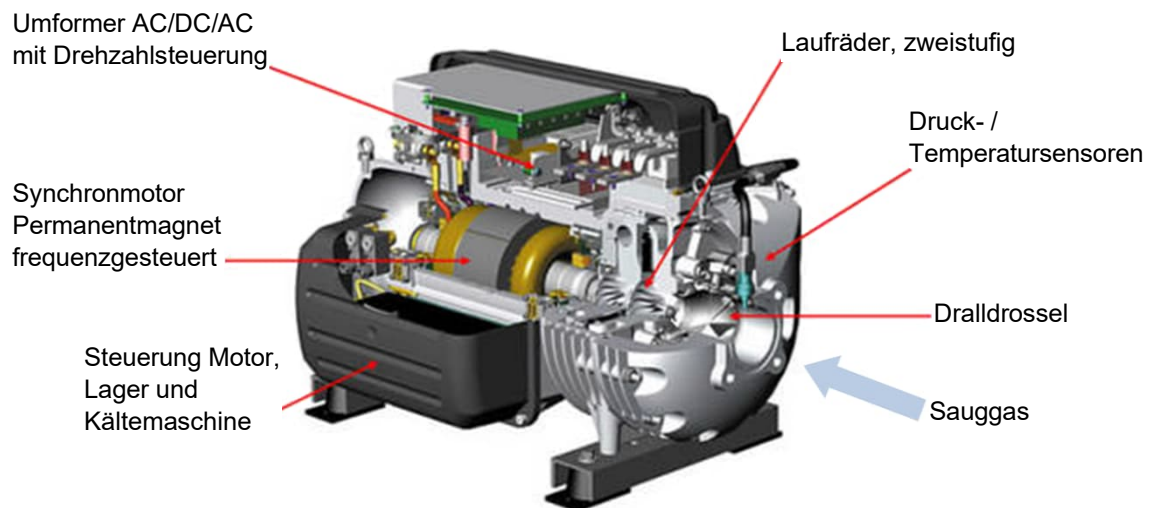


Fig. 4-23 Turbocor Verdichtereinheit (Schnittdarstellung)



Fig. 4-24 Komplette Kältemaschine mit 4 aufgebauten Turbocor-Verdichtern (Quelle: engie)

Kältemittel R134a

Aus folgenden Gründen wird im Turbocor das Kältemittel R134a eingesetzt:

- Hohe Effizienz
- Umweltfreundlichkeit
- Hohe Marktakzeptanz
- Hohe Verfügbarkeit
- Reinheit
- Einsatzmöglichkeit bei überfluteter Verdampfung (max. COP)

4.3.5. Wichtige Hinweise zu Verdichtern

Bei allen Verdichtern muss für eine ausreichende Kühlung und Schmierung der beweglichen Teile gesorgt werden. Die Kühlung erfolgt meist durch den im Kreislauf vorhandenen kalten Kältemitteldampf oder durch Kühlrippen und Umgebungsluft (ausgenommen beim offenen Verdichter). Die Schmierung erfolgt meist durch entsprechendes Öl, wobei das Kriterium der Ölrückführung im Kältekreislauf durch geeignete Maßnahmen beachtet werden muss.

Energieeffizienz in Abhängigkeit der Drehzahl

Je geringer die Verdichterdrehzahl, desto höher ist die Energie-Effizienz. Die Antriebsleistung ändert sich theoretisch mit der dritten Potenz der Drehzahl ($P_{el\ ideal} \sim n^3$), in der Praxis aufgrund verschiedener Verluste eher quadratisch ($P_{el\ real} \sim n^2$) oder etwas besser.

4.4. Verflüssiger (Kondensator)

Durch den Verdichtungsprozess im Kältekreislauf hat das Kältemittel eine Druck- und Temperaturerhöhung erfahren.

Vorteil des höheren Druckniveaus

Das Kältemittel hat eine höhere Verdampfungstemperatur. Betrachtet man den Verflüssigungsvorgang, so stellt man fest, dass das Kältemittel bei hohem Druck durch Wärmeentzug kondensieren kann.

Zweck

- Wärmeentzug der zum Verdampfen und durch Verdichten des Kältemittels zugeführten Energie (Abwärme)
- Wärmeabgabe an ein Heizsystem (Wärmepumpe) oder Wärmerückgewinnung der zum Verdampfen und durch Verdichten des Kältemittels zugeführten Energie

In beiden Fällen geht es immer darum, dem dampfförmigen Kältemittel so viel Wärme wie möglich zu entziehen und es vom gasförmigen in den flüssigen Zustand zurückzuführen.

Bauarten

- Wassergekühlte Verflüssiger
- Luftgekühlte Verflüssiger
- Verdunstungsverflüssiger

4.4.1. Wassergekühlte Verflüssiger

Arbeitsweise: Bei den wassergekühlten Verflüssigern sind in der Klimatechnik die Rohrbündel- oder Röhrenkesselverflüssiger die gebräuchlichsten.

Die Bauart der Rohrbündel-Verflüssiger unterscheidet sich unwesentlich von der Bauart der Rohrbündel-Verdampfer.



Fig. 4-25 Rohrbündel-Verflüssiger (Quelle: bihl)

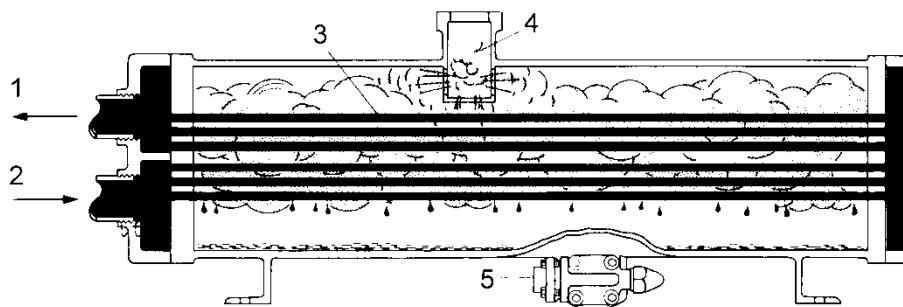


Fig. 4-26 Schnittzeichnung durch einen Rohrbündelverflüssiger

- 1 Kühlmittel aus
- 2 Kühlmittel ein
- 3 Innenrohre
- 4 überhitzter Kältemitteldampf tritt ein
- 5 zur Flüssigkeitsleitung

Die Arbeitsweise ist bei diesen Bauarten sehr ähnlich: Das kalte Kühlmittel durchströmt die Innenrohre, während sich das heiße Kältemittel im Mantelraum oder in der Kältemittelleitung zunächst abkühlt und dann verflüssigt.

Kühlmedien

- Stadtwasser (Leitungswasser); teuer, unwirtschaftlich
- Brunnen-, Flusswasser; nicht überall erlaubt
- Seewasser; Salzgehalt
- Kreislaufverbundene Systeme; Wärmerückgewinnung

4.4.2. Luftgekühlte Verflüssiger

Bei den luftgekühlten Verflüssigern wird das durch eine Rohrleitung strömende Kältemittel mittels der Umgebungsluft abgekühlt und ändert dabei auch seinen Aggregatzustand.

Wird die Umgebungsluft nicht mechanisch bewegt, spricht man von statisch belüftetem Verflüssiger, z.B. Kühltisch-Rückseite.

In der Klimatechnik werden jedoch Lamellenverflüssiger angewendet, welche direkt in einem Luftkanal zur Wärmerückgewinnung montiert sein können oder, mit einem Ventilator versehen, häufig auf dem Dach eines Gebäudes montiert sind.



Fig. 4-27 links Trockenkühler (Quelle: Thermokey), rechts Hybridkühler (Quelle: evapco)

Hybridkühler: Um Spitzenlasten abzudecken können Hybridkühler eingesetzt werden. Sie versprühen Wasser auf die Wärmeübertragungsflächen und das Wasser verdunstet. Dadurch steigt die Rückkühl-Leistung um ein Mehrfaches. In diesem Betriebszustand gleicht es dem Verdunstungsverflüssiger. Somit kann der Luftkühler kleiner gewählt werden, weil die reine Luftkühlung nur während dem Teillastbetrieb (moderate Aussentemperatur) genutzt wird.

4.4.3. Verdunstungsverflüssiger

Beim Verdunstungsverflüssiger wird zusätzlich zur Luftkühlung ein Wasserstrom umgewälzt und über die Oberfläche der Kühltischlangen mit dem Kältemittel geführt.

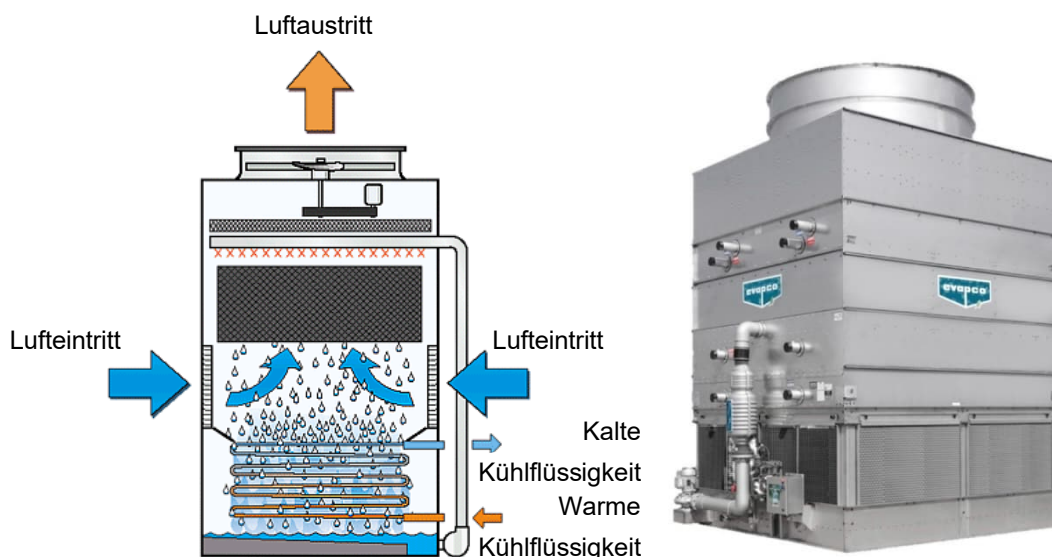


Fig. 4-28 links Schematische Darstellung eines Verdunstungsverflüssigers, rechts Verdunstungsverflüssiger (Quelle: evapco)

In diesem Kreislauf wird nur der Wasserstrom umgepumpt, welcher zum Benetzen der Verflüssigerrohre erforderlich ist. Das verdunstete Wasser wird über eine Schwimmerregelung nachgeführt.

Im Winter ist wegen der Frostgefahr das System zu entleeren und der Verflüssiger nur mit Luftkühlung zu betreiben.

4.4.4. Verflüssigerleistung

Damit eine Kälteanlage richtig arbeiten kann, muss die Verflüssigungstemperatur bzw. der Verflüssigungsdruck innerhalb bestimmter Grenzen gehalten werden.

Hohe Verflüssigungsdrücke verursachen einen höheren Leistungsbedarf am Verdichter, was zur Überlastung des Antriebsmotors führen kann. Aus diesem Grund wird die Hochdruckseite mit entsprechenden Begrenzungs- und Sicherheitsgeräten abgesichert.

Niedrige Verflüssigungsdrücke ergeben am Expansionsventil einen zu geringen Druck der Kältemittelflüssigkeit, was zur unregelmässigen und instabilen Versorgung des Verdampfers und somit der eigentlichen Kälteleistung führen kann.

Die Leistung einer Kälteanlage steigt, wenn der Verflüssigungsdruck im zulässigen Arbeitsbereich des Expansionsventils sinkt. Die Leistung des Expansionsventils ist, wie beim Ventil im Wasserkreislauf, vom Druckabfall über dem Ventil abhängig.

4.5. Die Expansion

Nachdem das Kältemittel nun wieder im flüssigen Zustand am Austritt des Verflüssigers zur Verfügung steht, kann es wieder dem Verdampfer zugeführt werden. Dieser Vorgang erfolgt über das Drosselorgan.

Zweck der Expansion

Das Drosselorgan, Regler oder meist Expansionsventil genannt, hat im Kälteprozess die Aufgabe, das flüssige Kältemittel von einem höheren Druck und einer hohen Temperatur auf einen niederen Druck und eine niedere Temperatur zu bringen. Das Kältemittel wird entspannt.

Eine weitere Aufgabe besteht darin, dem Verdampfer nur so viel flüssiges Kältemittel zuzuführen, wie bei dem jeweiligen Betriebszustand der Anlage verdampfen kann.

Bauarten der Expansionsorgane

- thermostatische Drosselorgane
- elektronische Drosselorgane

Arbeitsweise der Expansionsorgane

Die Entspannung beginnt im Drosselventil sofort nach der engsten Stelle, z.B. am Ventilsitz. Bei diesem Vorgang verdampft bereits ein Teil des Kältemittels und entzieht dem flüssigen Anteil die Verdampfungsenthalpie. Dadurch sinkt die Kältemitteltemperatur auf die Verdampfungstemperatur ohne dass Wärme an die Umgebung abgegeben wird.

Nachfolgend wird die Funktion des thermostatischen Expansionsventils erklärt, da diese in der Lüftungs-/Klima-Technik die häufigste Anwendung findet.

4.5.1. Thermostatische Drosselventile

Die Ventilauswahl wird durch das verwendete Kältemittel bestimmt.



Fig. 4-29 Thermostatisches Expansionsventil (Quelle Danfoss)

Die thermostatischen Expansionsventile regeln die Flüssigkeitsmenge in Abhängigkeit der Wärmezufuhr von außen.

Es besteht aus einem thermisch gesteuerten und einem druckgesteuerten Teil. Der Fühler mit einer geeigneten Gas- oder Flüssigkeitsfüllung ist an der Sauggasleitung nach dem Verdampfer befestigt. Ein Kapillarrohr überträgt Temperaturänderungen auf ein Membransystem, das als Antrieb des Ventilkegels dient. Auf die Unterseite der Membran wirkt der Druck am Anfang des Verdampfers (innerer Druckausgleich). Steigende Überhitzung in der Sauggasleitung erhöht den Temperaturfühlerdruck auf die Membrane und öffnet das Ventil: Regelgröße ist also die Überhitzungstemperatur des Sauggases.

Bei sinkender Kühlerleistung ist am kältemittelseitigen Austritt noch unverdampftes Kältemittel vorhanden. Das thermostatische Expansionsventil muss daher sofort die Kältemittelzufuhr verringern, um die gewünschte Überhitzung wieder zu erreichen.

Die Überhitzung kann nicht willkürlich gewählt werden, sondern ist von der Verdampferbauart, der Temperaturdifferenz zwischen dem zu kühlenden Medium und Verdampfungstemperatur sowie von der Konstruktion des Drosselventils abhängig. Außerdem schützt die Überhitzung den Verdichter vor nicht komplett verdampftem Kältemittel.

Das thermostatische Expansionsventil verhält sich wie ein P-Regler. Es funktioniert in einem Bereich um den eingestellten Überhitzungswert. Die Überhitzung ist im Vergleich zum elektronischen Expansionsventil grösser.

4.5.2. Elektronische Expansionsventile

Ein elektronisches Expansionsventil ist im Gegensatz zum thermostatischen Expansionsventil ein Regelsystem, das Hilfsenergie benötigt und normalerweise aus folgenden Komponenten besteht:

- dem eigentlichen Überhitzungsregler
- dem elektronischen Stellglied (Drosselventil)
- Sensorik (Temperaturfühler, Druckfühler)

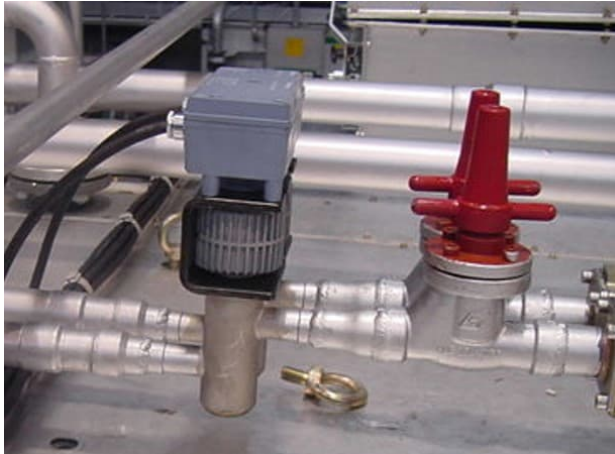


Fig. 4-30 Elektronisches Expansionsventil eingebaut in einer Anlage

Regelkreis

Im Gegensatz zum thermostatischen Expansionsventil welches als reiner P-Regler zu betrachten ist, verhält sich der Regelkreis mit elektronischem Expansionsventil als PID-Regelkreis, mit den entsprechenden Vorteilen.

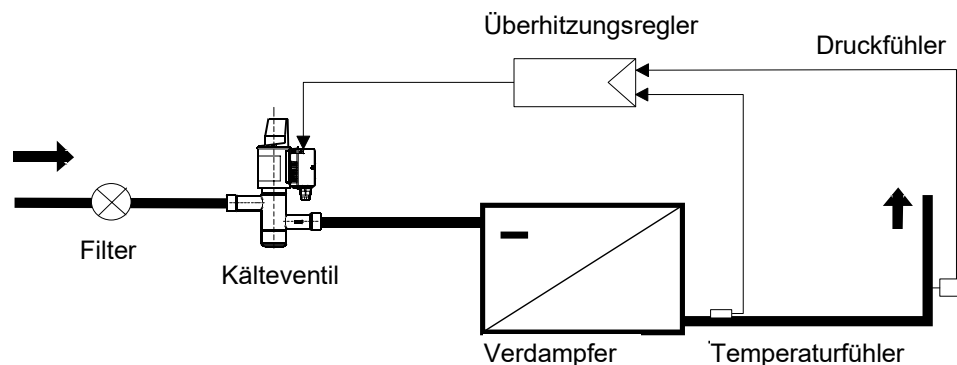


Fig. 4-31 Regelkreis mit elektronischem Expansionsventil

Funktion

Der Überhitzungsregler kontrolliert die Temperaturdifferenz zwischen der Sauggas- und der berechneten Verdampfungstemperatur in einem engen Bereich und regelt das elektronische Einspritzventil entsprechend (stetig).

Das Kälteventil besteht aus einer in sich geschlossenen Armatur, die robust und wartungsfrei und nach aussen hermetisch dicht ist. Durch die präzise Stellungsregelung besitzt das Ventil eine hohe Auflösung.

4.6. Sicherheit im Kältekreislauf

Beim Kältekreislauf handelt es sich um einen komplexen Prozess.

- Medium kann flüssig und gasförmig sein.
- Es herrschen unterschiedliche Drücke im System.
- Medium ändert seinen Aggregatzustand bei unterschiedlichen Drücken.
- Es muss sichergestellt sein, dass das Medium an bestimmten Stellen im Kreislauf definierte Zustände hat
- Ausreichende Kühlung und Schmierung der Aggregate muss gewährleistet sein.

Damit der Prozess reibungslos funktioniert, befinden sich weitere Komponenten im Kältekreislauf:

- Sicherheitsventile
- Absperrventile
- Überdrucksicherheitsschalter
- Unterdrucksicherheitsschalter
- Differenzdruck-Pressostat
- Niederdruck-, Hochdruck-Pressostat
- Trockner
- Sammler
- Schaugläser
- Schaltung für maximalen Arbeitsdruck. (Maximal Operating Pressure MOP)

Diese Komponenten sind für den Kälteanlagenbauer von besonderer Wichtigkeit und werden in diesem Kapitel nicht weiter behandelt.

5 Der Kompressions-Kälte-Kreislauf im h, log p-Diagramm

5.1. Allgemein

Mit über 90 % aller installierten Anlagen hat die Kompressions-Kältemaschine zurzeit die größte Bedeutung erlangt. Besonderes Gewicht findet die Abbildung der jeweiligen Prozesszustände im h, log p-Diagramm. Die Möglichkeit der Sauggasregelung wurde ebenfalls mit in die Erläuterungen eingebunden. Weiter Möglichkeiten der Leistungsregelung von Kältemaschinen werden im Kapitel 6, „Leistungsregelung der Kälteanlagen“ behandelt.

5.1.1. Bauelemente und ihre Funktion

Eine Kältemaschine besteht im Wesentlichen aus vier Elementen:

Verdampfer (Fig. 5-1, 1):

Im Verdampfer verdampft flüssiges Kältemittel bei niedrigem Druck und niedriger Temperatur. Die dafür erforderliche Verdampfungswärme wird dem zu kühlenden Medium (Luft, Wasser) entzogen. Das Kältemittel verdampft dabei komplett und wird – zum Schutz des Verdichters – noch weiter erwärmt (Überhitzung). Die Verdampfungswärme und die Überhitzung zusammen ergeben die Kälteleistung Φ_o .

Verdichter (Fig. 5-1, 2):

Der Verdichter saugt den Kältemitteldampf über die Saugleitung aus dem Verdampfer an. Das Gas wird verdichtet und über die Heißgasleitung in den Verflüssiger ausgestoßen. Das Kältemittel verlässt den Verdichter mit hohem Druck und in stark überhitztem Zustand (ca. 60 °C - 120 °C), immer noch gasförmig. Dabei wird am Verdichter die Arbeit P in den Prozess eingebracht.

Verflüssiger (Fig. 5-1, 3):

Im Verflüssiger gibt das heiße Gas seine Wärme (Φ_c) an das Kühlmedium (Luft, Wasser usw.) ab und kondensiert. Die Verdampfungswärme (Φ_o) und die in Wärme umgewandelte Arbeit (P) des Verdichters muss hier abgeführt werden. Das flüssige Kältemittel wird anschließend meistens in einen Flüssigkeitssammler geführt.

Expansionsventil (Fig. 5-1, 4):

Das Expansionsventil hat die Aufgabe, den hohen Druck der Kältemittel-Flüssigkeit auf den im Verdampfer herrschenden Niederdruck zu reduzieren. Im Weiteren regelt das Expansionsventil die Füllung des Verdampfers unter den verschiedenen Lastbedingungen. Dies erfolgt durch die Regelung der Überhitzungstemperatur des Gases am Verdampferausgang.

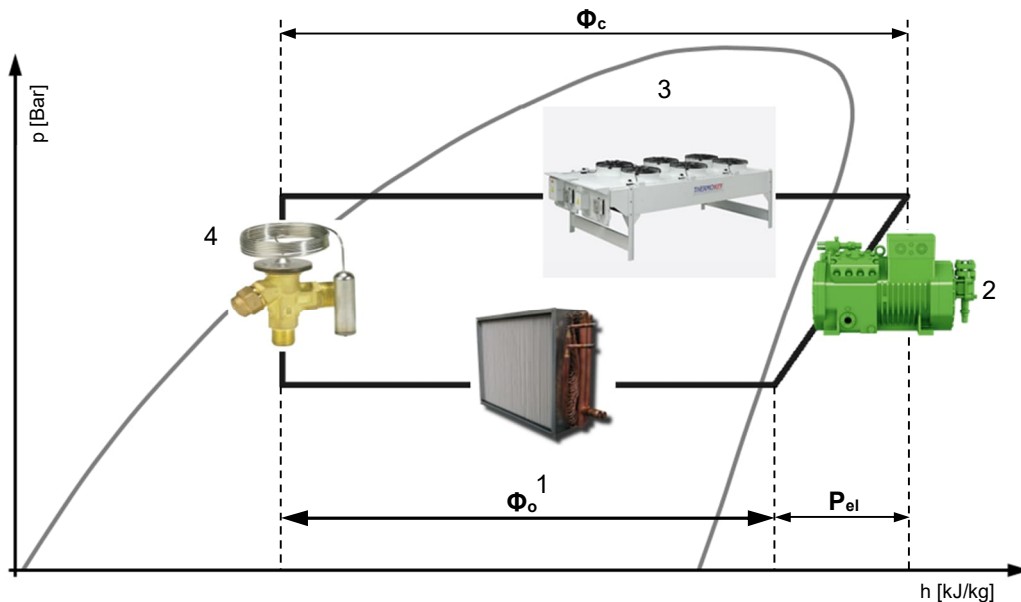


Fig. 5-1 Kältekreislauf mit wichtigsten Komponenten im $h, \log p$ - Diagramm
 1 Verdampfer Φ_o Kälteleistung
 2 Verdichter P_{el} Verdichter-Arbeit
 3 Verflüssiger (Kondensator) Φ_c Wärmeabgabe am Verflüssiger
 4 Expansionsventil

Die Kälteleistung Φ_o ist bei der Kältemaschine die gewünschte Nutzleistung (siehe 5.4.1).

5.1.2. Kältemittel und seine Betriebszustände

Der eigentliche Wärmeträger ist das Kältemittel. Es übernimmt den Transport der Wärme im Kältekreislauf. Grundsätzlich kann jeder Stoff als Kältemittel verwendet werden, welcher sich bei technisch erreichbaren Drücken und bei den gewünschten Temperaturen verflüssigen und verdampfen lässt. Wenn sich aber nur wenige Stoffe als Kältemittel einführen und behaupten konnten, so liegt das an den mannigfaltigen Anforderungen, die an die physikalischen und chemischen Eigenschaften zu stellen sind und welche durch die Konstruktion und Arbeitsweise der Kältemaschine bestimmt werden. Die Wahl des Kältemittels hängt vom Anwendungsbereich der Kältemaschine ab. In der Klimatechnik sind heute die Kältemittel R134a, R407C, R404A, R507 und teilweise CO_2 (R744), Propan (R290) und Ammoniak (R717, NH_3) im Einsatz.

Die Zustände des Kältemittels in einer Kältemaschine lassen sich allgemein darstellen:

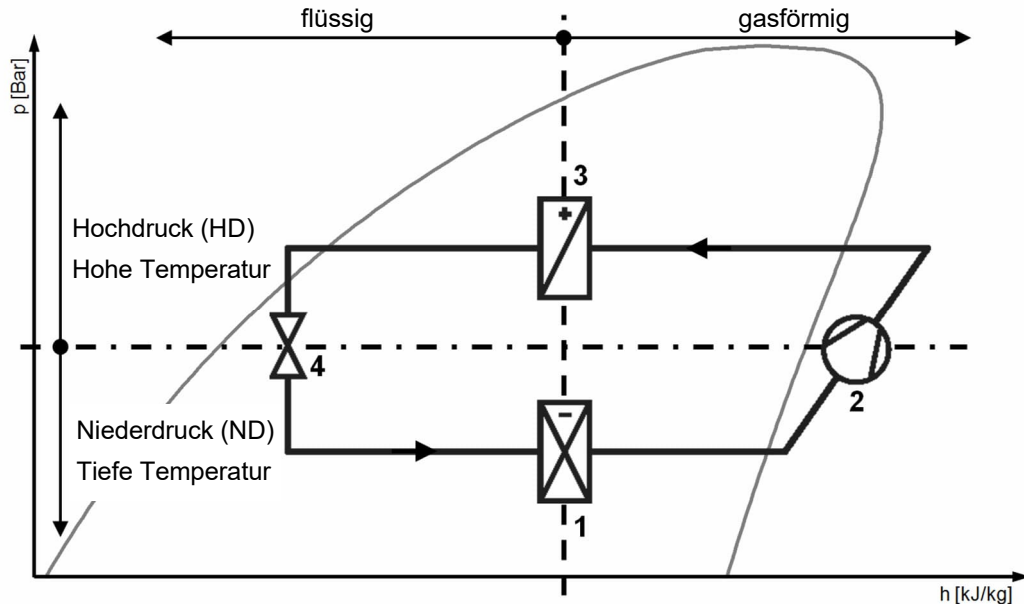


Fig. 5-2 Kältekreislauf (Prinzip)

1 Verdampfung
2 Verdichtung

3 Verflüssigung (Kondensation)
4 Expansion

Grundsätzlich unterscheidet man die verschiedenen Bereiche nach:

- Temperatur
- Aggregatzustand
- Druck

5.1.3. Die Anlage

An einer konkreten Kälteanlage werden im Folgenden die physikalischen Vorgänge in der Reihenfolge des Kälteprozesses erklärt und im $h, \log p$ -Diagramm dargestellt.

Die im Text verwendeten Buchstaben beziehen sich auf die Prinzipzeichnung der Anlage (Fig. 5-3), wie auch auf alle weiteren Zeichnungen und dienen der Identifikation der Arbeitspunkte.

Es handelt sich um eine Luftkühlanlage für einen leicht gekühlten Lagerraum. Sie besteht aus einem einstufigen, sauggasgekühlten Verdichter, einem Lamellenrohrverdampfer, einem thermostatisch geregelten Expansionsventil und einem zweistufig geregelten, luftgekühlten Verflüssiger. Der Verflüssiger ist auf dem Dach des Gebäudes angeordnet, während Verdichter und Flüssigkeits-sammler ein Stockwerk tiefer liegen. Der Verdampfer ist zwei Stockwerke tiefer in einer Klimaanlage eingebaut. Er soll die Luft für den Lagerraum auf ca. 10 °C herunter kühlen.

Leistungs- und Betriebsdaten der Anlage:

Kühlleistung	Φ_o : 25 kW
Verdichterleistung	P_{el} : 8,75 kW
Kältemittel	R134a
Verdampfungstemperatur	θ_o : + 5 °C
Verdampfungsdruck (p_{abs})	p_o : 3,5 bar
Kondensationstemperatur	θ_c : + 45 °C
Kondensationsdruck (p_{abs})	p_c : 11,6 bar

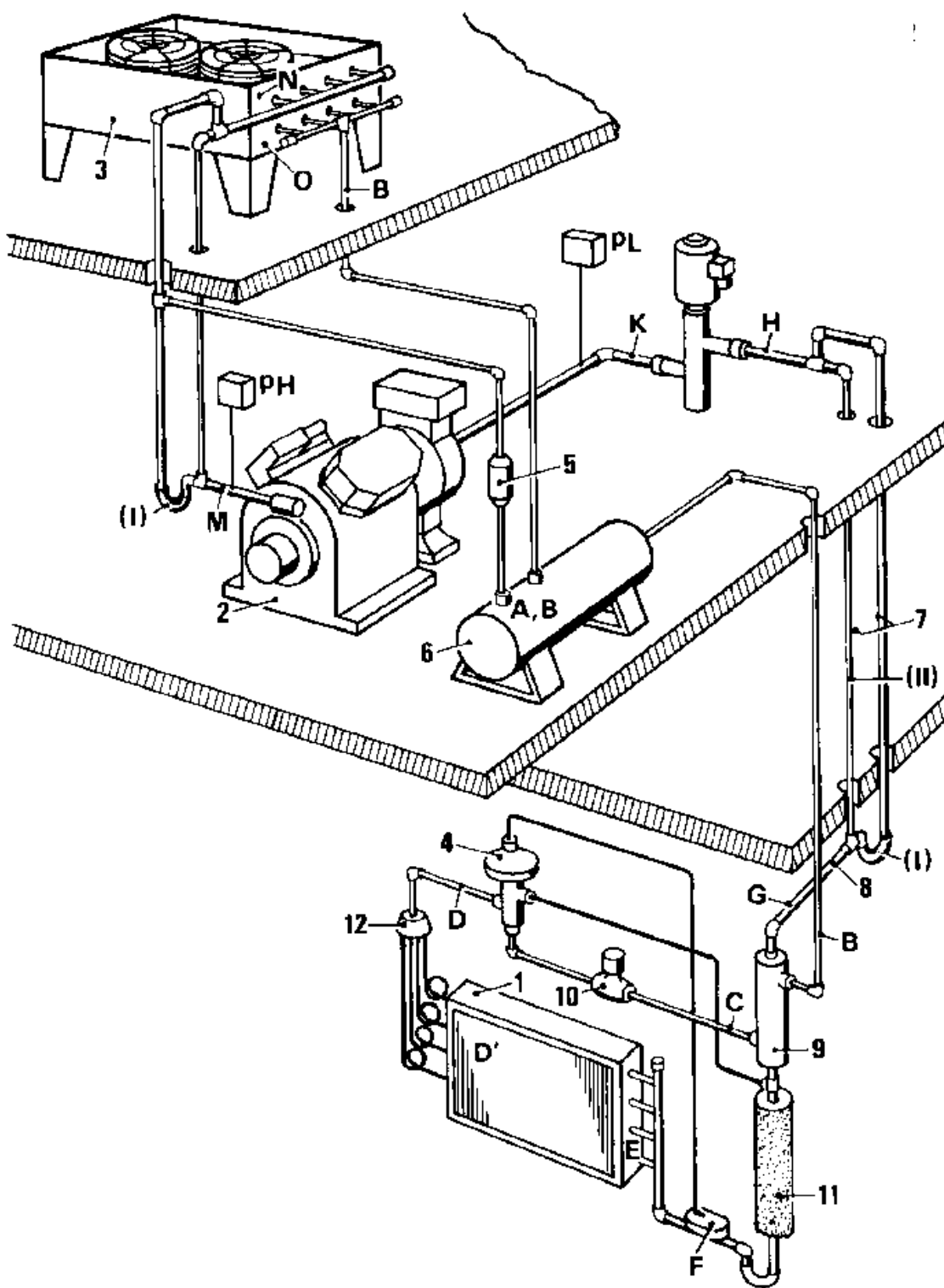


Fig. 5-3 Prinzipielle Darstellung der Anlage

- | | |
|------------------------|-------------------------|
| 1 Verdampfer | 7 Steigleitung |
| 2 Verdichter | 8 Saugleitung |
| 3 Verflüssiger | 9 Wärmetauscher |
| 4 Expansionsventil | 10 Magnetventil |
| 5 Differenzdruckventil | 11 Isolation |
| 6 Flüssigkeitssammler | 12 Kältemittelverteiler |

5.2. Der Kältekreislauf im h, log p-Diagramm

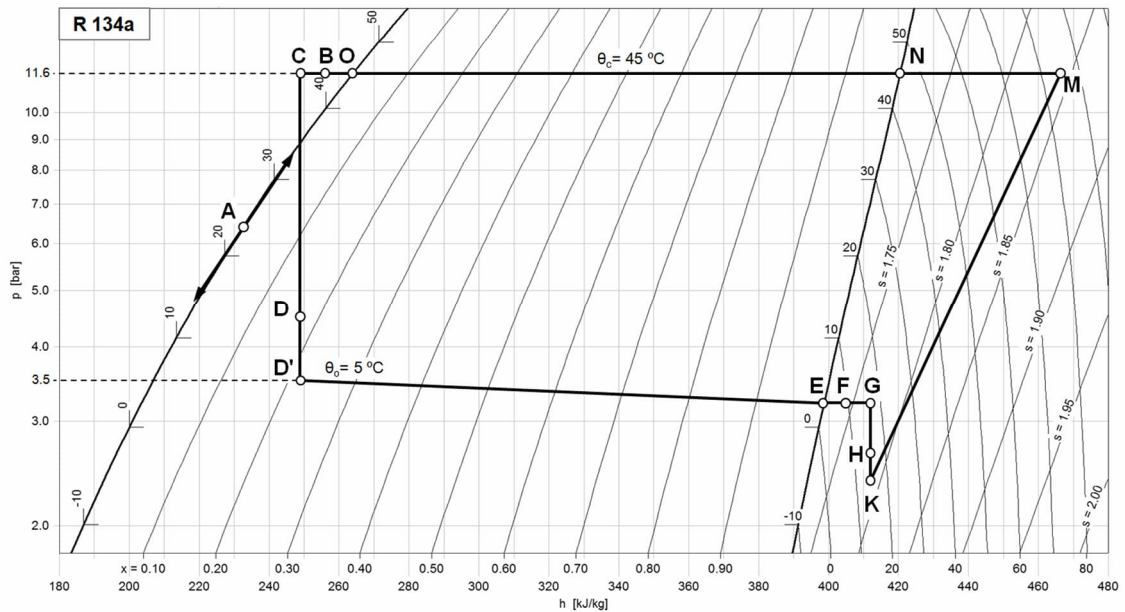


Fig. 5-4 Der Prozess im h, log p-Diagramm

5.2.1. Der Flüssigkeitssammler

Der Flüssigkeitssammler ist unmittelbar nach dem Verflüssiger angeordnet. In ihm staut sich das kondensierte Kältemittel. Sein Fassungsvermögen ist so bemessen, dass die im Betrieb durch Temperatur- bzw. Laständerungen und Regeleingriffe entstehenden Füllungsschwankungen ausgeglichen werden können (siehe Fig. 5-5).

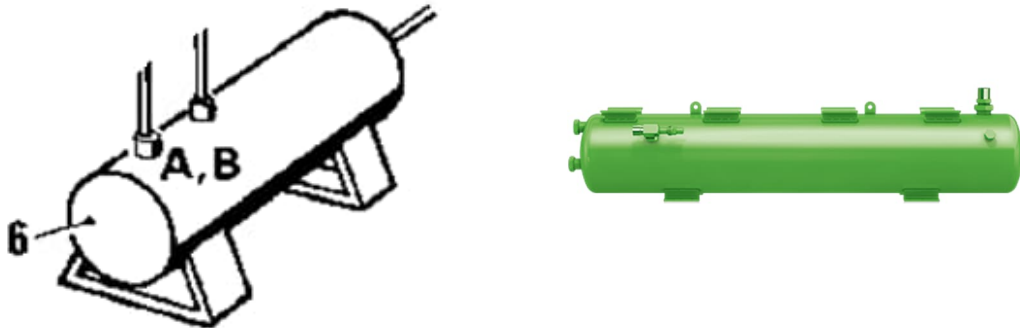


Fig. 5-5 Flüssigkeitssammler

Bei stillstehendem Verdichter befindet sich im Innern des Flüssigkeitssammlers flüssiges und gasförmiges Kältemittel. Für jede Temperatur im Sammler stellt sich ein bestimmter Druck ein. Es ist der Siededruck, auf dem h, log p-Diagramm mit Punkt A dargestellt (Fig. 5-4). Mit der sich ändernden Temperatur ändert sich auch der Druck: Punkt A wandert bei stillstehender Anlage auf der Siedelinie. Springt der Verdichter an, steigt der Druck im Verflüssiger und im Flüssigkeitssammler, bis der Betriebsdruck (in unserem Beispiel ca. 11.6 bar) erreicht ist. Das Heißgas kondensiert bei 45 °C (Siedepunkt von R134a bei 11.6 bar). Im Verflüssiger wird dem Kältemittel mehr Wärme entzogen als zur Kondensation nötig ist, weshalb dieses Medium eine Unterkühlung erfährt. Die Flüssigkeitstemperatur liegt in der Regel etwa 5 K unter der Kondensationstemperatur. Der Punkt B liegt also links von der Siedelinie, in unserem Beispiel bei 11.6 bar und 40 °C.

Durch die Flüssigkeitsleitung verlässt das Kältemittel den Sammler und strömt zum Wärmetauscher (9). Hier kühlt sich das warme Kondensat um einige Grad ab. Die Wärme geht an das kühle Sauggas über. In Fig. 4-7 verschiebt sich der Zustandspunkt bei gleichbleibendem Druck von B nach C. Die Temperatur beträgt dort 35 °C, die Enthalpie 249 kJ/kg.

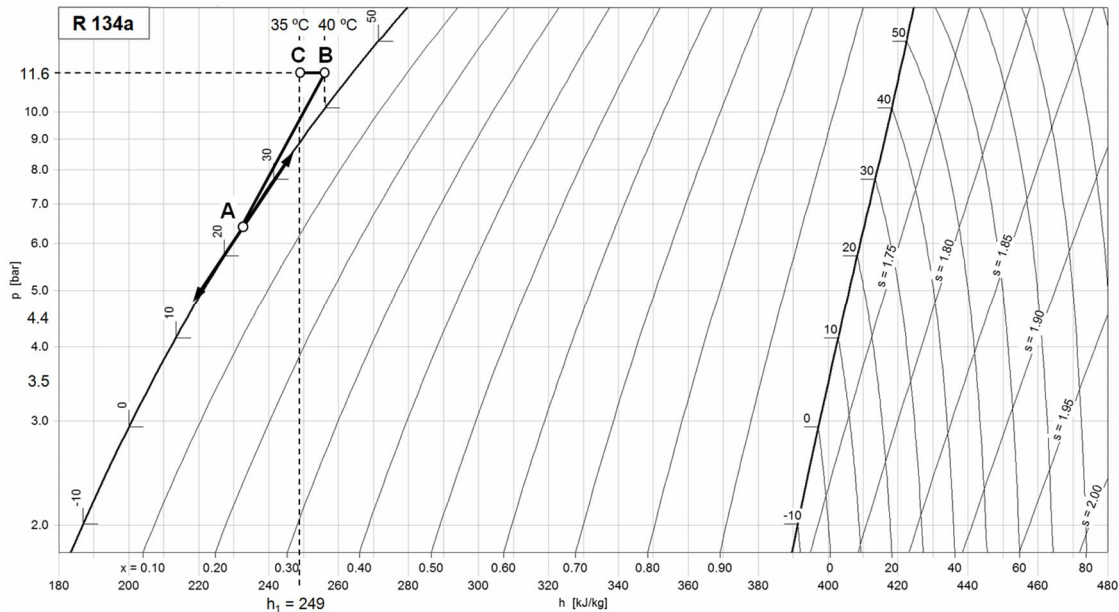


Fig. 5-6 Verlauf des Siededrucks (A) für das Kältemittel im Flüssigkeitssammler

5.2.2. Das Expansionsventil

Das Expansionsventil regelt die in den Verdampfer einströmende Kältemittelmenge und reduziert gleichzeitig den Druck. So bildet dieses Ventil den einen Grenzpunkt zwischen der Hoch- und der Niederdruckseite des Systems.

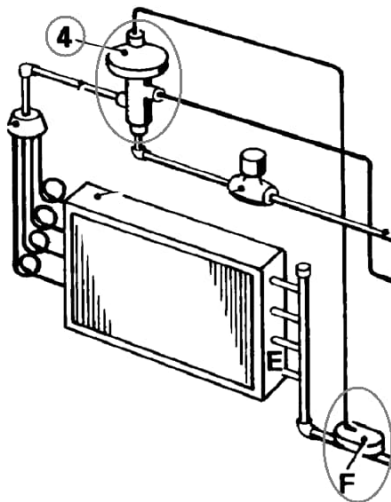


Fig. 5-7 Expansionsventil (4) und Temperaturfühler (F)



Damit die Luft im Lüftungsgerät auf die gewünschten 10 °C abgekühlt werden kann, muss sie Wärme an das Kältemittel abgeben können. Dies bedingt eine Temperaturdifferenz zwischen der Luft-Austrittstemperatur und der Kältemittel-Temperatur beim Eintritt in den Verdampfer.

Im hier besprochenen Fall wird dafür von einer Temperaturdifferenz ΔT von 5 K ausgegangen. Somit beträgt die Verdampfungstemperatur $\theta_0 = 5 \text{ °C}$, was einem Verdampfungsdruck von 3.5 bar entspricht. Der Verflüssigungsdruck von 11.6 bar muss also auf 3.5 bar reduziert werden.

Das Expansionsventil baut den Druck zunächst auf ca. 4.4 bar ab (Strecke C - D in Fig. 5-8), während der nachfolgende Kältemittel-Verteiler einen weiteren Druckabfall von etwa 0.9 bar bewirkt (Strecke D - D' in Fig. 5-8).

Auf dem $h, \log p$ -Diagramm verschiebt sich der Betriebszustand nach dem Expansionsventil entlang der Isenthalpe durch C senkrecht nach unten. Zuerst erfolgt die Wärmeabnahme im Flüssigkeitsgebiet bis zur Siedelinie latent. Danach ist die Wärmeabnahme im Nassdampfgebiet sensibel.

Punkt D beschreibt den Zustand nach dem Expansionsventil und Punkt D' nach dem Verteiler, am Verdampfereintritt. Charakterisiert wird D' durch den Verdampfungsdruck $p_o = 3.5$ bar, den Wärmeinhalt $h_1 = 249$ kJ/kg und die Verdampfungstemperatur $\theta_o = +5$ °C.

Weiter erlaubt der Punkt D' die Bestimmung des Anteils bereits verdampftes Kältemittel x . Er beträgt in diesem Beispiel ca. 22 % ($x = 0.22$). Dieser Kältemittelanteil verdampfte bereits bei der Expansion (ohne Wärmeaustausch), d.h. nur ca. 78 % der gesamten Verdampfungswärme werden dem zu kühlenden Medium entzogen. Man hat daher Interesse, den Punkt C möglichst weit links in das Flüssigkeitsgebiet zu bringen. Die Möglichkeit der Unterkühlung B - C ist allerdings durch die Eintrittstemperatur des Rückkühlmediums und die Wärmetauscher-Effizienz des Verflüssigers beschränkt.

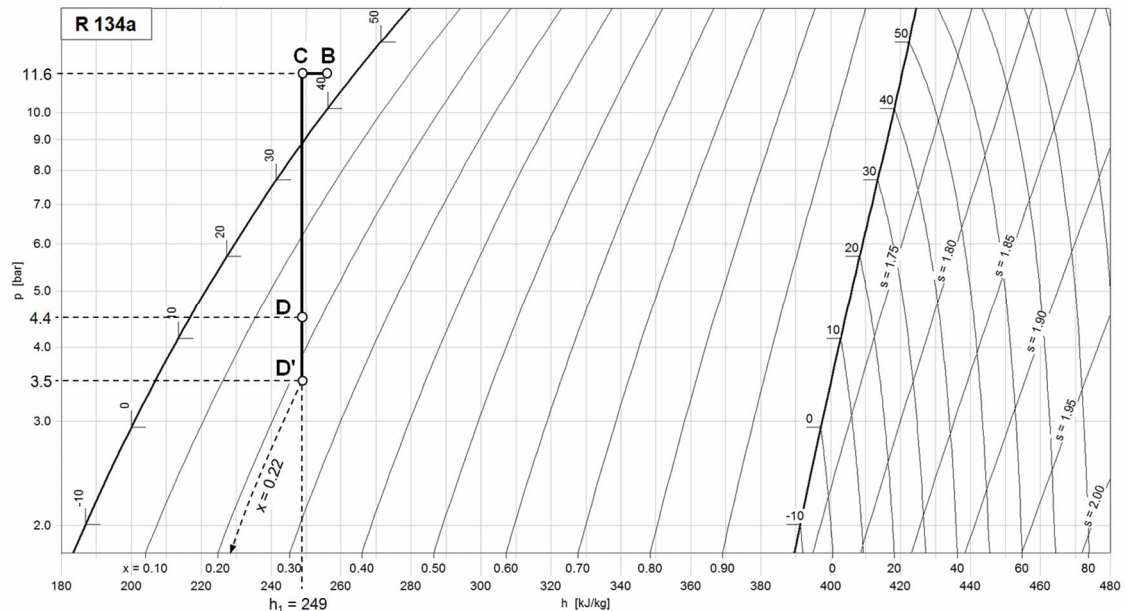


Fig. 5-8 Verlauf des Betriebszustandes des Kältemittels über das Expansionsventil

5.2.3. Der Verteiler und der Verdampfer

Der Kältemittelverteiler speist die parallel geschalteten Rohre des Verdampfers durch genau gleich lange Kältemittelwege und gewährt so eine gleichmäßige Beaufschlagung der Verdampferrohre. In diesen Rohren erfolgt die weitere kontinuierliche Zustandsänderung. Der Gas-Anteil nimmt ständig zu, bis alle Flüssigkeit verdampft ist.

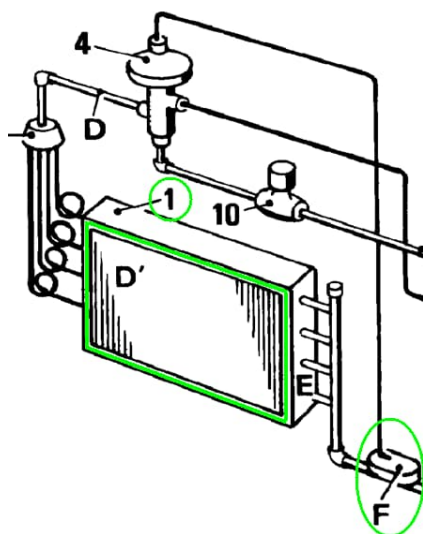


Fig. 5-9 Verdampfer (1) und Temperaturfühler (F)

Der im Verdampfer erzeugte Sattedampf ist im Diagramm (Fig. 5-10) mit Punkt E bezeichnet. E liegt rechts von D', jedoch bei etwas tieferem Druck. Die Differenz entspricht dem Druckverlust im Verdampfer. Der Druck p_{0E} im Punkt E beträgt 3.2 bar, die Enthalpie h''_0 des komplett verdampften Kältemittels ist auf 399 kJ/(kg K) angestiegen.

Die vom Kältemittel im Verdampfer aufgenommene Wärme ist etwas größer als die zur Erreichung des Sattedampfpunktes nötige Energie. Somit erhält das Kältemittel am Ende des Verdampfers eine Überhitzung, welche üblicherweise 5...8 K beträgt.

Im $h, \log p$ -Diagramm (Fig. 5-10) ist der Endpunkt dieser Überhitzung mit F bezeichnet ($\theta_{oh} = 9.5^\circ\text{C}$, $h_2 = 405 \text{ kJ/kg}$). Eine solche Überhitzung ist notwendig, damit keine Tropfen von flüssigem Kältemittel in den Verdichter gelangen und dort durch Flüssigkeitsschläge Schaden anrichten.

Die Überhitzungstemperatur ist die eigentliche Regelgröße des Expansionsventils.

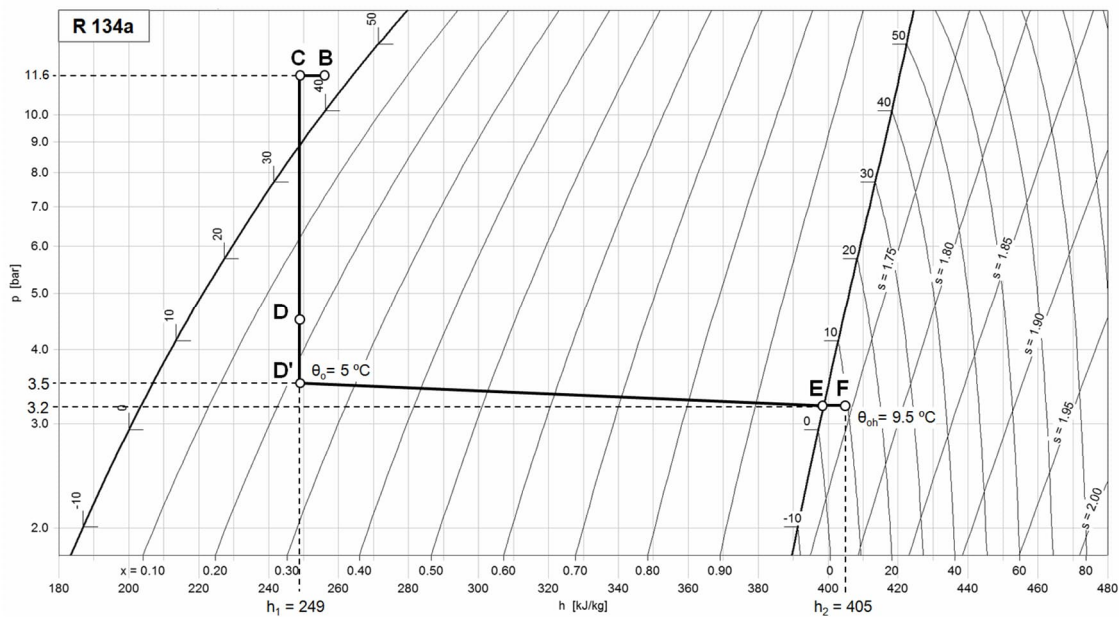


Fig. 5-10 Zustandsverlauf des Kältemittels über den Verdampfer

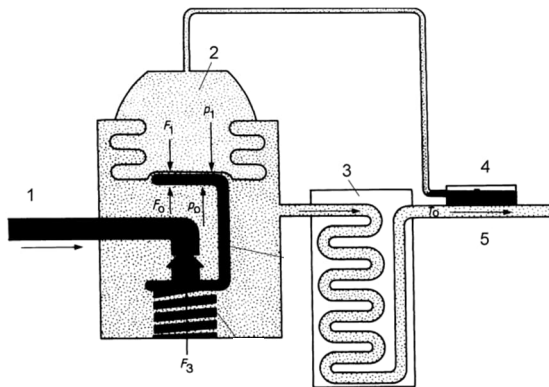


Fig. 5-11 Expansionsventil regelt Überhitzung (F) am Verdampfer

- 1 Kältemiteleintritt
- 2 Expansionsventil
- 3 Verdampfer
- 4 Kapillar-Temperaturfühler
- 5 überhitztes Kältemittel nach dem Verdampfer

5.2.4. Bestimmung der umlaufenden Kältemittelmenge

Die im h , $\log p$ -Diagramm abmessbare Strecke $D' - F$ (siehe Fig. 5-10) ist die nutzbare Verdampfungswärme Δh_o . Sie kann durch die Enthalpie-Differenz $h_2 - h_1$ genau bestimmt werden und ist zur Berechnung der in der Maschine zirkulierenden Kältemittelmenge q_m wichtig. Bei gegebener Kälteleistung Φ_o lässt sich die umlaufende Kältemittelmenge q_m errechnen:

$$\Phi_o = q_m \cdot \Delta h_o = q_m \cdot (h_2 - h_1)$$

q_m	Kältemittelmenge	[kg/h]
Φ_o	Kälteleistung	[kW]
Δh_o	Enthalpiedifferenz $h_2 - h_1$	[kJ/kg]

$$q_m = \frac{\Phi_o}{h_2 - h_1} \Rightarrow \frac{25 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{405 - 249 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}} = 577 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Der Kältemittel-Massenstrom q_m ist 577 kg/h.

Der Kältemittel-Massenstrom ist bei einem bestimmten Betriebszustand an allen Stellen des Kreislaufes derselbe, ob nun das Medium flüssig (in der Flüssigkeitsleitung) oder dampfförmig (Saugleitung, Verdichter, Heißgasleitung) ist. Das spezifische Volumen hingegen variiert stark mit dem Druck, und die Strömungsgeschwindigkeit ändert in Abhängigkeit des Volumens und des Rohrquerschnittes. Diese Überlegungen sind bei der später folgenden Diskussion über die Ölrückführung wichtig.

5.2.5. Die Saugleitung und der Wärmetauscher

Über die Sauggasleitung gelangt das Gas aus dem Verdampfer zum Verdichter. Die Sauggasleitung wird vor dem Verdichter-Eintritt in der Regel isoliert (11 in Fig. 5-12). So wird Schwitzwasserbildung oder Vereisung auf der Leitung vermieden. Es wird aber so auch verhindert, dass die Raumwärme das Kühlmittel zusätzlich überhitzt.

Das kalte Sauggas gelangt anschließend zum Wärmetauscher (9 in Fig. 5-12), wo es zusätzlich erwärmt wird ($F - G$ in Fig. 5-10), während sich andererseits das warme Kondensat weiter unterkühlt ($B - C$ in Fig. 5-12 und Fig. 5-13).

Einerseits ist man an einer zusätzlichen Unterkühlung $B - C$ interessiert, weil dies die nutzbare Verdampfungswärme pro kg Kältemittel erhöht, andererseits reduziert die damit verbundene zusätzliche Überhitzung $F - G$ die Saugleistung des Verdichters und deren Kompensation durch die zusätzliche Unterkühlung ist nicht immer gegeben.

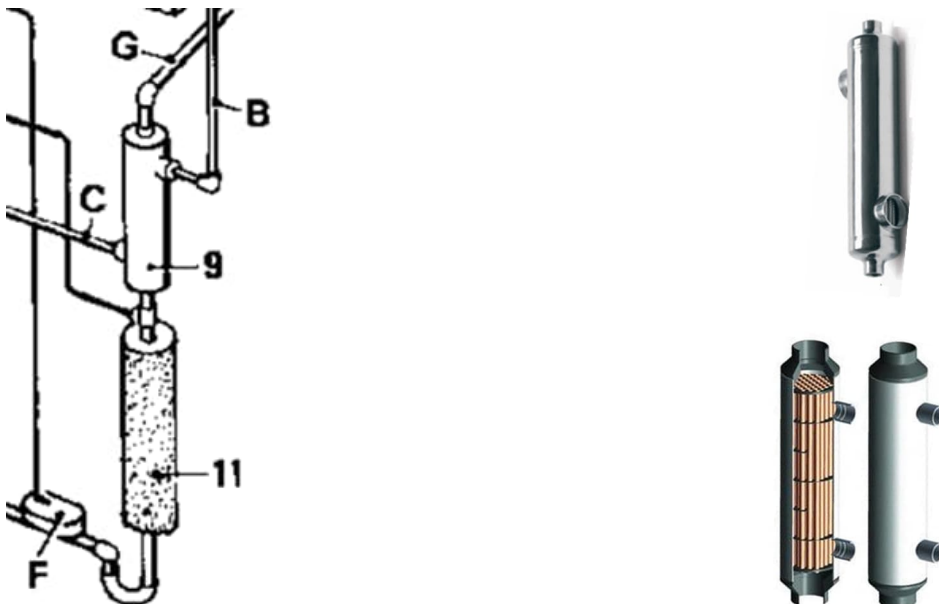


Fig. 5-12 Wärmetauscher in Saugleitung
 9 Wärmetauscher (Kondensat - Sattdampf)
 11 Isolation der Sauggasleitung
 F Überhitzungs-Temperaturfühler

Das Gas wird nun durch die Sauggasleitung und das Saugdrosselventil zum Verdichter gesaugt. Zu beachten ist hierbei der Druckverlust in der Leitung und im Ventil (vgl. a, b in Fig. 5-13).

Der Druckverlust in der Leitung G - H sei hier 0.5 bar, der Druckverlust im Ventil H - K sollte 0.3 bar über dem voll geöffneten Saugdrosselventil nicht übersteigen.

Anmerkung

Das Regelventil regelt die Kälteleistung zwischen 25 % und 100 %. Die Erklärung der Funktionsweise der Regelung und die hierfür notwendigen maschinenseitigen Vorkehrungen werden in diesem Dokument nicht behandelt. Das Ventil erscheint daher im h, log p-Diagramm als ganz geöffnete Armatur mit $\Delta p \sim 0.3$ bar (H - K).

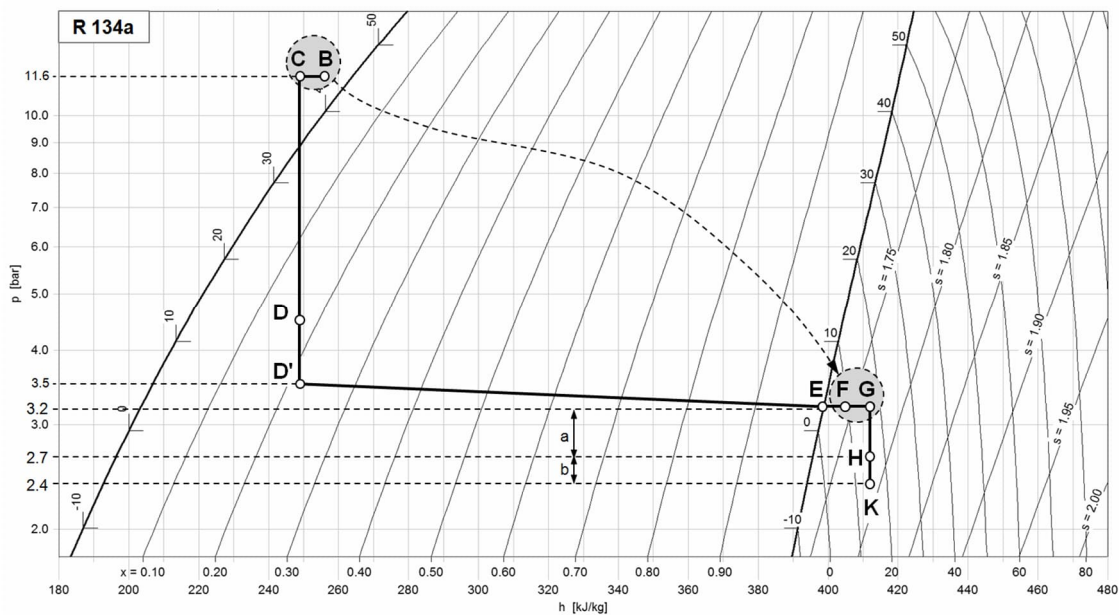


Fig. 5-13 Wärmeaustausch von Kondensat (B - C) an Sauggas (F - G) im Wärmetauscher
 Druckverlust (a, b) in Sauggasleitungen (G - H) und Regelventil (H - K)

5.2.6. Der Verdichter

Der Verdichter erzeugt den Druckunterschied und bewegt damit das Kältemittel. – Man unterscheidet drei verschiedene Bauweisen: hermetisch, halbhermetisch und offen. Bei den zwei ersten Arten ist der elektrische Antrieb mit dem Verdichter in einem gemeinsamen Gehäuse untergebracht und wird mit dem Sauggas gekühlt. Der Motor ist für den Betrieb im Kältemittel besonders isoliert. Diese Bauweise hat den Vorteil, dass bei der Wellendurchführung zwischen Motor und Verdichter kein Kältemittel verloren geht. In Klima-Kälteanlagen werden die halbhermetischen Verdichter am häufigsten angewandt.

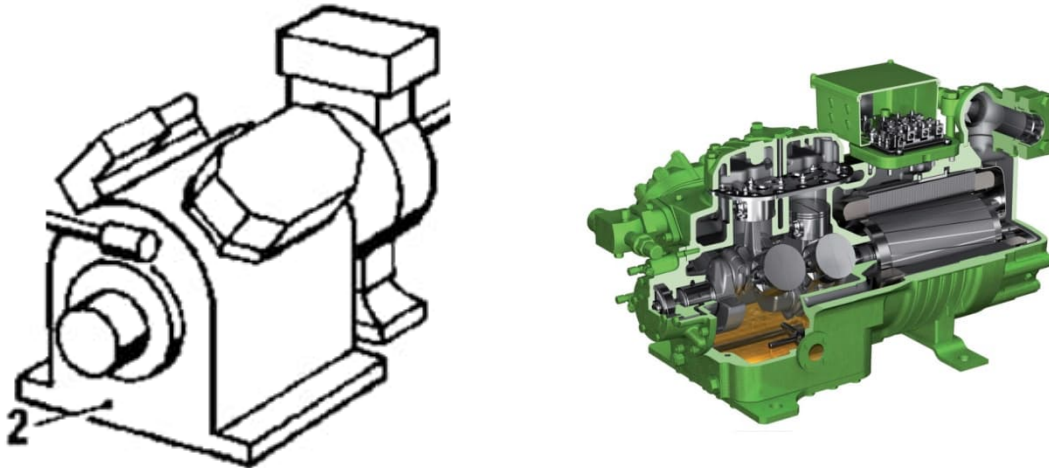


Fig. 5-14 Verdichter

Der Verdichter saugt das Gas im Zustand K an. Die Druckdifferenz $G - K$ ist der Druckverlust der Saugleitung inklusive dem voll geöffneten Sauggasventil. Der Zustand K liegt bei einem Wärmeinhalt $h_3 = 412 \text{ kJ/kg}$, einem Saugdruck $p_{0s} = 2.4 \text{ bar}$ und der zugehörigen Sauggastemperatur $\theta_{0s} = 13.8 \text{ °C}$.

Der Zustand K liegt auf der Isentrope von $s_1 = 1.79$. In einem idealen, d.h. verlustlosen Verdichter würde die Gaskompression dieser Linie gleicher Entropie bis zum erwünschten Druck folgen (adiabatische Verdichtung).

Der Enddruck entspricht dem Kondensationsdruck $p_c = 11.6 \text{ bar}$ (vgl. Fig. 5-15). Er hängt u.a. von der Dimensionierung des Verflüssigers ab.

Ein real arbeitender Verdichter ist aber mit erheblichen Verlusten behaftet. Man unterscheidet einerseits die volumetrischen Verluste, hervorgerufen durch:

- die Wärmedehnung des Saugdampfes beim Einstromen in den Verdichter infolge der Aufheizung an wärmeren Flächen (Motorwicklung, Kolben, Zylinder usw.)
- die Undichtheit zwischen Kolben und Zylinder
- die Undichtheit der Arbeitsventile
- den "nicht nutzbaren Raum" im Zylinder, der mit Restgas gefüllt bleibt, das sich beim Saughub im Zylinder wieder ausdehnt und dadurch dessen Füllung mit neu angesaugtem Kältemittel vermindert

und andererseits die mechanischen Verluste durch:

- Reibung zwischen den beweglichen Teilen
- zusätzliche Arbeitsleistung (z.B. der Ölpumpe)

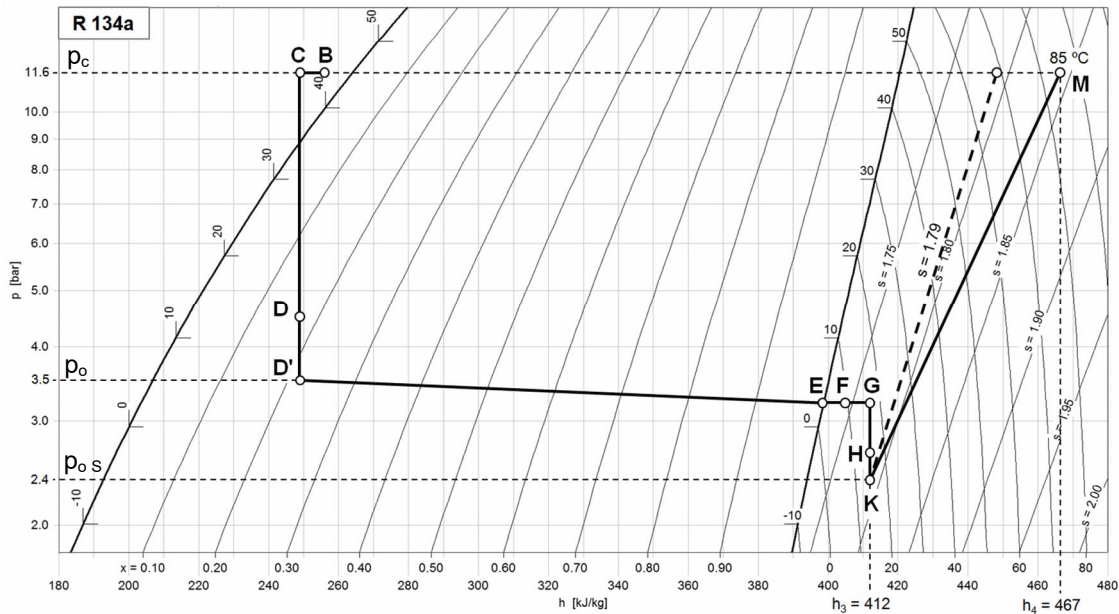


Fig. 5-15 Theoretischer Verlauf und realer Verlauf (K - M) der Betriebszustandsänderung im Verdichter

Die wegen den Verlusten zu leistende Mehrarbeit des Verdichters verschiebt in Fig. 5-15 den Punkt der idealen Verdichtung auf den Kondensationsdruck p_c in Abhängigkeit des effektiven Wirkungsgrades und bei gleichbleibender Druckhöhe p_c weit nach rechts zum Punkt M.

Man kann M finden, indem man die Enthalpie-Differenz $h_4 - h_3$ aus der effektiven (gegebenen) Verdichterleistung P_{el} und dem Massenstrom $\dot{q}_m$ berechnet. Dafür ist die vorher benutzte Gleichung für die theoretische Verdichterleistung umzuformen, d.h. nach der Enthalpie-Differenz aufzulösen:

$$h_4 - h_3 = \frac{P_{el}}{\dot{q}_m} \Rightarrow \frac{8.75 \text{ kW}}{577 \frac{\text{kg}}{\text{h}}} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}} \approx 55 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Mit $h_3 = 412 \text{ kJ/kg}$ ergibt sich für $h_4 = 467 \text{ kJ/kg}$

Der Punkt M liegt auf der Isotherme von 85°C . Dies ist die Temperatur des verdichteten Gases, welches auch Heißgas genannt wird. Diese Temperatur kann im Bereich $80 \dots 120^\circ\text{C}$ liegen. Sie muss aber auf jeden Fall unter der Zersetzungstemperatur des im Kältemittel gelösten Schmieröls liegen, denn zersetztes Schmieröl bildet mit dem Kältemittel Säuren, die auf Metallteile und Isolationen von Motorwicklungen zerstörend wirken.

Die oben gezeigte Berechnung zeigt wie das Prinzip funktioniert. In der Praxis wird infolge von Wärmeverlusten des Verdichters nicht die ganze Leistungszufuhr P_{el} in die Verflüssigerleistung Φ_c übergeführt. So wird z.B. bei hermetischen Verdichtern nur etwa 90 % der Nennleistung in der Verdichtung in die Verflüssigerleistung übergeführt.

5.2.7. Die Heißgasleitungen und der Verflüssiger

Durch die Heißgas-(Druck)-Leitung verlässt das Kältemittel den Verdichter in stark überhitztem Zustand (Punkt M) und gelangt schließlich in den Verflüssiger. Zunächst muss am Anfang des Verflüssigers das Heißgas bis auf die durch den Druck gegebene Kondensationstemperatur θ_c abgekühlt werden.

Die durch Pressostaten gesteuerten Ventilatoren treiben Kühlluft durch die feinen großflächigen Lamellen des Verflüssigers, was einen intensiven Wärmeaustausch, zwischen dem nun kondensierenden Gas und der Luft bewirkt. Gegen das Ende der Rohrreihen ist das Kältemittel vollständig verflüssigt und wird anschließend durch die Temperaturdifferenz zwischen der Kühlluft und dem kondensierten Kältemittel noch etwas unterkühlt. Das Kältemittel gelangt nun durch die Flüssigkeitsleitung B wieder zurück und in den Sammler.

Die drei Zonen des Verflüssigungsvorganges zeigen sich im $h, \log p$ -Diagramm mit der Enthitzung M - N, der eigentlichen Verflüssigung N - O und der Unterkühlung O - B.

Die Kühlung des Verflüssigers wird meist über den Kondensationsdruck oder die Kondensationstemperatur geregelt.

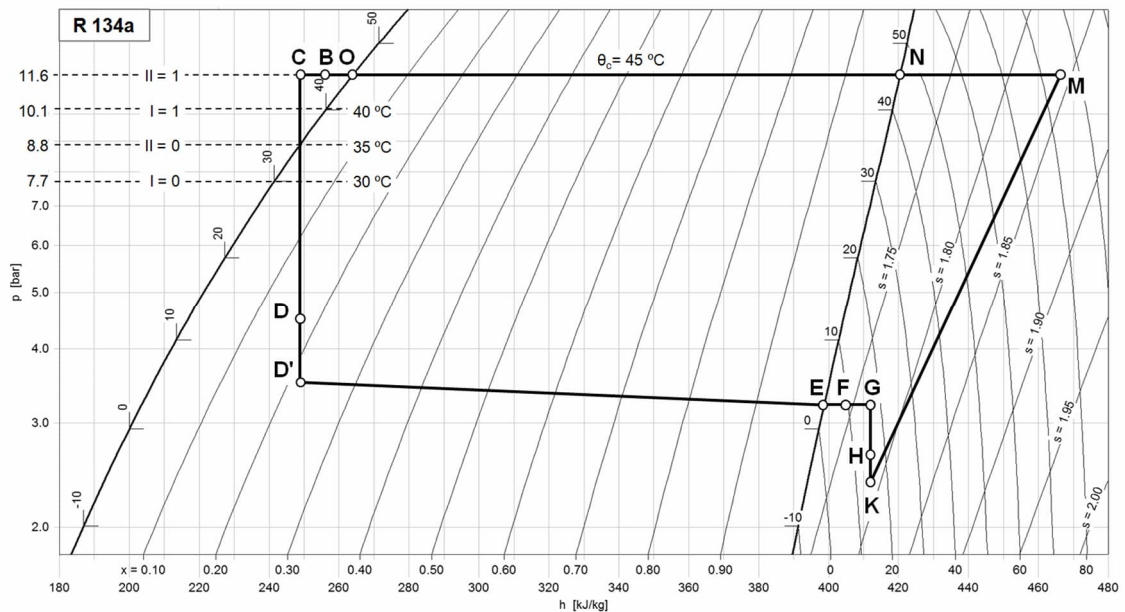


Fig. 5-16 Die drei Phasen des Verflüssigungsvorgangs und die Arbeitspunkte der Steuerung der Verflüssiger-Ventilatoren

Die Arbeitspunkte für die Steuerung der Verflüssiger-Ventilatoren sind in unserem Beispiel:

bei $p_c = 7.7$ bar (30 °C)	1. Ventilator aus	$I = 0$
8.8 bar (35 °C)	2. Ventilator aus	$II = 0$
10.1 bar (40 °C)	1. Ventilator ein	$I = 1$
11.6 bar (45 °C)	2. Ventilator ein	$II = 1$

5.2.8. Druckhochhaltung im Flüssigkeitssammler

Aus Fig. 5-4 geht deutlich hervor, dass bei tiefen Flüssigkeitstemperaturen (Punkt A) ein relativ niedriger Druck im Sammler herrscht. Springt die Kältemaschine an, genügt die Druckdifferenz zwischen A und D meist nicht, um genügend Kältemittel durch das Expansionsventil zu pressen. Dies führt zu einem Flüssigkeitsmangel im Verdampfer. Die Maschine würde über den Niederdruck-Pressostaten wieder abgeschaltet. Es wird deshalb über eine Bypassleitung und ein Differenzdruckventil (5 in Fig. 5-3) von der Druckseite am Verdichter Heißgas in den Flüssigkeitssammler gepresst, sobald eine bestimmte Verflüssigertemperatur θ_c (ca. 30 °C) unterschritten wird.

5.3. Weitere Anlagenteile und ihre Probleme

5.3.1. Das Magnetventil vermeidet Schäden

Flüssigkeiten können praktisch nicht verdichtet werden. Der Verdichter nimmt deshalb Schaden, wenn ihm flüssiges Kältemittel zugeführt wird. In diesem Fall schlägt der Kolben gegen ein Medium, das nicht komprimierbar ist. Man nennt diese Stöße im Hubraum Flüssigkeitsschläge.

Wird die Anlage außer Betrieb gesetzt, kann sich vor dem Verdichter flüssiges Kältemittel ansammeln, das bei erneutem Einschalten durch den Verdichter angesaugt wird und dort Flüssigkeitsschläge verursacht. Um dies zu vermeiden, ist auf der Hochdruckseite, vor dem Expansionsventil, oft ein Magnetventil eingebaut, das beim Ausschalten der Anlage schließt und so ein Nachströmen von Kältemittel in den Verdichter verhindert. Der Verdichter läuft dann so lange weiter, bis saugseitig der Druck den am niederdruckseitigen Pressostaten eingestellten Wert unterschreitet. In diesem Fall spricht man vom Absaugen des Verdampfers oder „Pump down“. Mit dieser Vorkehrung wird gleichzeitig die Niederdruckseite vor zu hohem Druck geschützt, welcher durch Verdampfung allfällig vorhandener Restflüssigkeit bei Stillstand entsteht.

5.3.2. Der Öltransport

Im Kältekreis befindet sich neben dem Kältemittel zumeist auch eine gewisse Menge Schmieröl im Umlauf. Mit der Kältemittelmenge verglichen ist der Ölanteil gering (ca. 2 %). Das Schmieröl dient dem Verdichter zur Schmierung der mechanischen Teile und kann nicht vollständig vom transportierten Gasstrom getrennt werden. Es wandert mit dem Kältemittel durch die gesamte Kälteanlage. Im Verdampfer, dem Ort der tiefsten Temperatur, hat es die größte Zähigkeit.

Das Öl wird nach dem Verdampfer teilweise in Form feiner, schwebender Tröpfchen mitgerissen. Der größte Teil wird aber als Film an den Rohrwandungen vorwärtsgetrieben. Dabei muss das Öl mitunter erhebliche Steighöhen überwinden (in unserem Beispiel zwei Stockwerke). Um einen sicheren Öltransport zu gewährleisten, ist daher bei der Bemessung der Kältemittelleitungen eine ausreichende Strömungsgeschwindigkeit vorzusehen (z.B. $> 5 \text{ m/s}$).

Höhere Geschwindigkeiten verursachen allerdings höhere Druckverluste. Druckverluste, Leitungsquerschnitte und Strömungsgeschwindigkeiten stehen ganz allgemein in einem gegensätzlichen Verhältnis. Leitungen werden daher nach einem wirtschaftlich vertretbaren Kompromiss dimensioniert.

Wird die umlaufende Kältemittelmenge durch eine Leistungsregelung beeinflusst, ist der Ölrückführung besondere Beachtung zu schenken. Die Leitungen werden in solchen Fällen an senkrecht ansteigenden Stellen in zwei Stränge unterschiedlicher Durchmesser aufgeteilt (vgl. Fig. 5-3, Pos. 7 Steigleitung). Fällt wegen Leistungsregelung und damit verminderter Gasgeschwindigkeit der Öltransport aus, so sammelt sich das Öl im unteren Bogen (I) an und unterbricht den Gasstrom in der Hauptleitung. Der Kältemitteldampf wird dann über die Bypassleitung mit engerem Querschnitt (II) transportiert. Diese ist so bemessen, dass der Öltransport bei Minimallast noch gewährleistet bleibt.

Unerwünschte Interaktionen zwischen Schmieröl und Kältemittel

Das Öl absorbiert Kältemittel. Je kälter das Öl, desto mehr Kältemittel kann es aufnehmen. Steigender Druck erhöht ebenfalls die Löslichkeit. Bei Stillstand sammelt sich das Öl vorwiegend in der Kurbelwanne an. Beim Start sinkt der Druck plötzlich ab, das gelöste Kältemittel verdampft wieder und lässt das Öl in der Kurbelwanne aufschäumen.

Diese Schaumbildung hat weitere Folgen:

- Die Ölpumpe kann den Schaum nicht fördern, der Öldruck bricht zusammen.
- Im Verdichtungsraum verursacht der Schaum Flüssigkeitsschläge.
- Durch Ölabbauwanderung kann im Verdichter Ölverlust auftreten.

Damit das Öl möglichst wenig Kältemittel aufnimmt, wird die Kurbelwanne bei ausgeschalteter Anlage elektrisch beheizt (oft auch „Carterheizung“ genannt). Bei größeren Kompressoren wird die Ölförderung mit einem Differenzdruck-Pressostaten überwacht.

5.3.3. Die Sicherheitsorgane

Sollte aus irgendwelchen Gründen das Kühlmedium für die Verflüssigung des heißen Gases ausbleiben, so wird der Druck nach dem Verdichter über den zulässigen Wert $p_{c \max}$ steigen und den Verdichter überlasten. Um die Anlage zu schützen, befindet sich auf der Hochdruckseite ein Pressostat, welcher bei Überschreiten des maximal zulässigen Druckes den Antriebsmotor abschaltet.

Der Ausschaltpunkt (0 bei $p_{c \max}$ in Fig. 5-17) liegt in der besprochenen Anlage bei 14 bar, dies entspricht einer Kondensationstemperatur θ_c von 52.5 °C. Die Heißgastemperatur würde in diesem Fall weit höher (ca. 93 °C) als im Normalbetrieb (85 °C) ansteigen.

Andererseits kann es vorkommen, dass zu wenig Kältemittel zirkuliert oder zu wenig Wärme für die Verdampfung zufließt. In beiden Fällen vermindert sich der Druck auf der Niederdruckseite des Verdichters und damit auch die Verdampfungstemperatur θ_o . Deshalb wird bei Unterschreiten eines bestimmten Druckes $p_{o \min}$ der Kompressor durch einen Niederdruck-Pressostat (ND-Pressostat) außer Betrieb gesetzt.

Der Ausschaltpunkt (0 bei $p_{o \min}$ in Fig. 5-17) des ND-Pressostaten liegt hier bei 1.8 bar. Dies entspricht einer Temperatur von -12 °C.

Sauggasgekühlte Verdichtermotoren bedürfen immer einer minimalen Kältemittelmenge zu ihrer Eigenkühlung (ca. 40 % der Gesamtmenge). Bleibt das Kältemittel aus, so läuft der Motor Gefahr, zu überhitzen. Zur Vermeidung von Schäden durch Überhitzung ist bei allen Verdichtern hermetischer und halbhermetischer Bauart ein Übertemperaturschutz auf oder in der Wicklung (Klixon) eingebaut. Durch diese thermische Sicherung wird bei Übertemperatur die Stromzufuhr unterbrochen.

Sinkt der Schmieröldruck unter einen bestimmten Wert, schaltet ein Öldruckdifferenz-Sicherheitsschalter nach einer bestimmten Zeitverzögerung den Antriebsmotor aus. Beim Start des Verdichters wird dieser Schalter überbrückt.

Ein Thermopaket am Motorschutzschalter unterbricht ebenfalls die Stromzufuhr, falls die Stromaufnahme den eingestellten zulässigen Wert übersteigt, z.B. bei Überlast.

Beim Anlauf nimmt ein Elektromotor ein Mehrfaches seines Betriebsstromes auf.

Folgende Vorkehrungen vermindern den Anlaufstrom:

- Stern-Dreieck-Anlauf
- Teilwicklungsstart
- Anlaufentlastung (ein Magnetventil öffnet einen Bypass zwischen Hochdruck- und Niederdruckseite des Verdichters und entlastet diesen durch Dekompression)
- Modulierendes Hochfahren über Frequenzumrichter (oder Inverter)

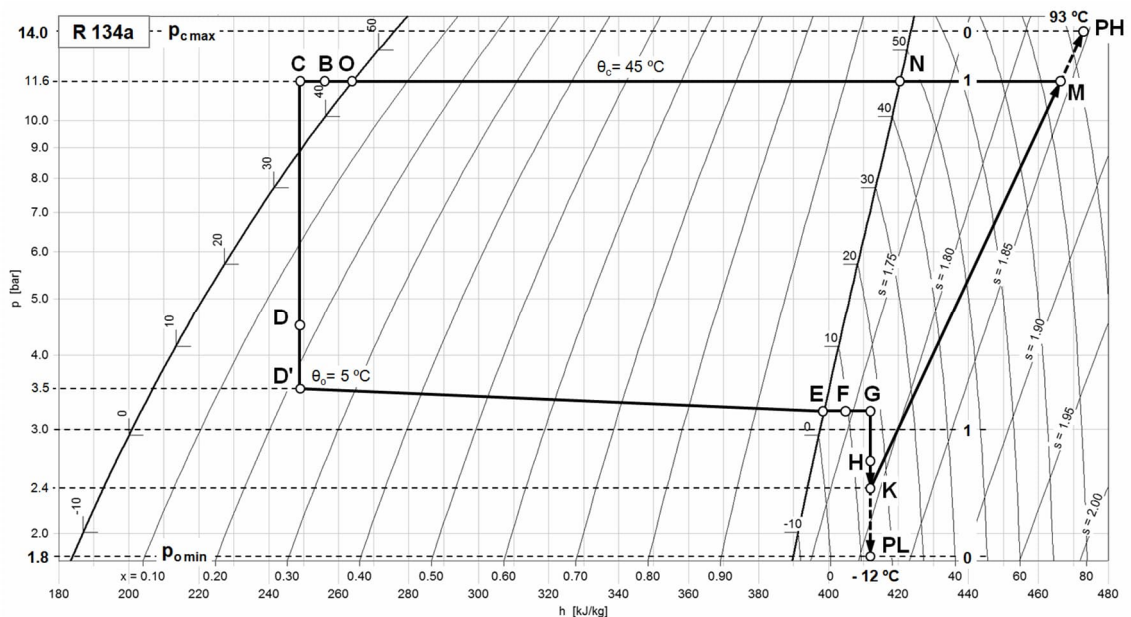


Fig. 5-17 Ein- und Ausschaltunkte für den Verdichter (1 = ein, 0 = aus)

Automatisches Ein- und Ausschalten des Verdichters

Wenn keine Kühlleistung mehr verlangt wird, schließt das Magnetventil (10 in Fig. 5-3) die Flüssigkeitsleitung. Der Verdichter saugt den Verdampfer leer und wird dann über den ND-Pressostat abgestellt (bei $p_{o \min}$ in Fig. 5-17). Meistens schließt das Ventil nicht absolut dicht, so dass auch im Stillstand eine gewisse Kältemittelmenge in den Verdampfer gelangt, verdampft und so den Druck ansteigen lässt. Übersteigt der Druck den am ND-Pressostat eingestellten Wert (z.B. 3.0 bar in Fig. 5-17), läuft der Verdichter kurz an und saugt den Verdampfer wieder leer.

Der Einschaltbefehl durch die externe Regelung öffnet das Magnetventil in der Flüssigkeitsleitung wieder. Sind alle Glieder der Sicherheitskette geschlossen (ND- und HD-Sicherheitspressostat, Klixon, Öldruck), läuft der Verdichter mit entlasteten Zylindern an. Nach einer gewissen Verzögerungszeit wird der Öldruck-Wächter zugeschaltet und die Anlaufentlastung aufgehoben. Langsam erwärmt sich die Hochdruckseite, und nach wenigen Minuten ist der Betriebszustand wieder erstellt.

Bei jedem Einschalten erwärmt sich die Motorwicklung erheblich, je häufiger, desto gefährlicher. Eine Wiederanlaufsperr verhindert während einer bestimmten Zeit das erneute Anlaufen des Verdichters und vermeidet so die Überhitzung des Motors.

5.4. Die energetische Bilanz

Im h , $\log p$ -Diagramm erscheinen die zu- und abgeführten Wärmemengen pro kg Kältemittel als abmessbare Strecken.

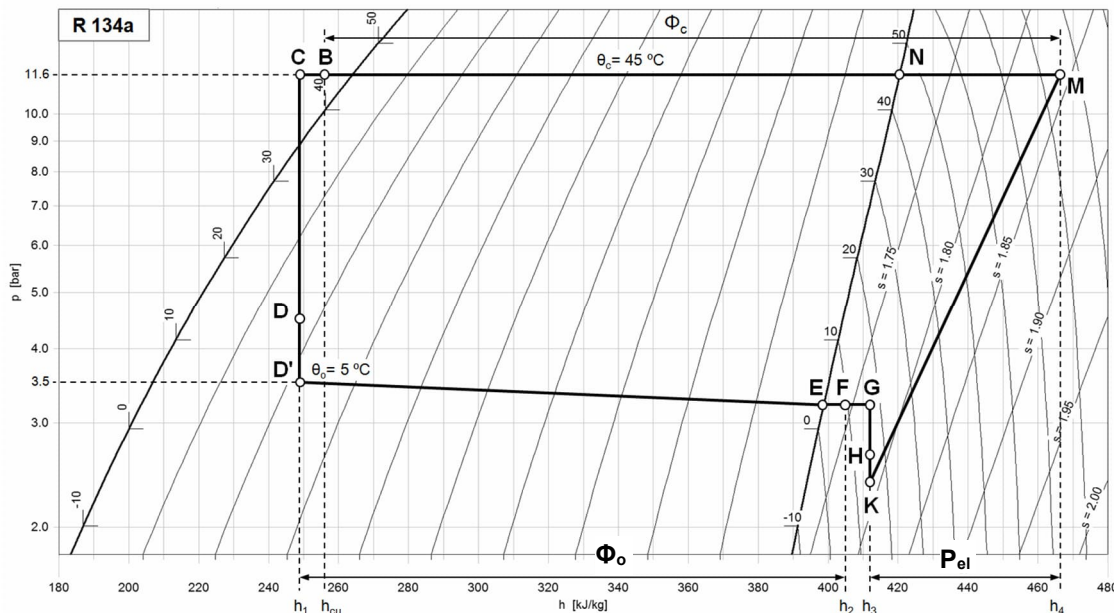


Fig. 5-18 Bestimmung der Wirtschaftlichkeit aus Φ_o und P_{el}

Die entsprechende Wärmeleistung erhält man durch Multiplikation der betreffenden Enthalpie-Differenz Δh mit der zirkulierenden Kältemittelmenge q_m :

$$\Phi = q_m \cdot \Delta h$$

Wärmeleistung beim Verdampfen (= Kälteleistung):

$$\Phi_o = q_m \cdot (h_2 - h_1)$$

Verdichter-Leistung:

$$P_{el} = q_m \cdot (h_4 - h_3)$$

Verflüssiger-Leistung:

$$\Phi_c = q_m \cdot (h_4 - h_{cu})$$

Weil die Verdampfungswärme und die in Wärme umgewandelte Verdichterarbeit im Verflüssiger wieder abgegeben werden müssen, lautet die Bilanz:

$$\Phi_c = \Phi_o + P_{el}$$

Die Wärmeströme $B - C = h_{cu} - h_1$ und $F - G = h_3 - h_2$ sind identisch und reiner Wärmeaustausch im System. Die Überhitzungswärme $E - F$ wird größtenteils der gekühlten Luft (Verdampfer), bei ungenügender Isolation aber auch der Umgebung (Saugleitung) entzogen.

Anstatt die gesamte Wärmemenge Φ_c an die Umwelt abzugeben, könnte durch geeignete Maßnahmen (siehe Kapitel 8 "Wärmerückgewinnung (WRG) im Kältekreislauf") dieser Wärmestrom aufgrund seiner Temperatur zu Heizzwecken sinnvolle Verwendung finden.

5.4.1. Kennzahlen von Kältemaschinen

EER (Energy Efficiency Ratio)

Die Leistungszahl einer Kältemaschine wird heute als EER (Energy Efficiency Ratio) bezeichnet (teilweise auch als COP (Coefficient of Performance). Der Begriff COP sollte jedoch nur für Wärmepumpen benutzt werden.

Wie bei allen Leistungszahlen wird auch beim EER der Nutzen mit dem Aufwand verglichen. Der Nutzen einer Kältemaschine ist die Kälteleistung Φ_o , der Aufwand ist die Antriebsleistung P_{el} .

$$EER = \frac{\Phi_o}{P_{el}} = \frac{(h_2 - h_1) \cdot \dot{q}_m}{(h_4 - h_3) \cdot \dot{q}_m} = \frac{h_2 - h_1}{h_4 - h_3}$$

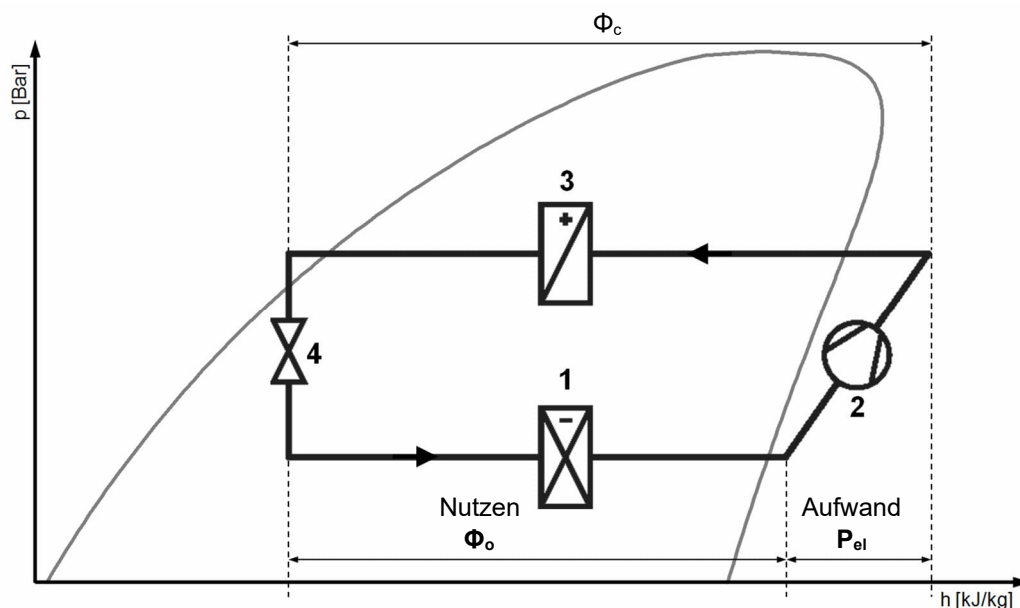


Fig. 5-19 EER im Kältekreislauf

Für die reale Leistungszahl der gesamten Anlage sind außerdem die Energieaufwendungen zu berücksichtigen für die Förderung der Wärmeübertragungsmedien auf der kalten und der warmen Seite des Kreisprozesses, und zwar sowohl hinsichtlich des Energieverbrauchs als auch im Hinblick auf die aus diesem resultierende Wärmeabgabe (z.B. Ventilatorwärme).

5.5. Zusammenfassung

5.5.1. Überblick

In der nachfolgenden Grafik werden zusammenfassend nochmals die technischen und physikalischen Zustände einer Kälteanlage gezeigt.

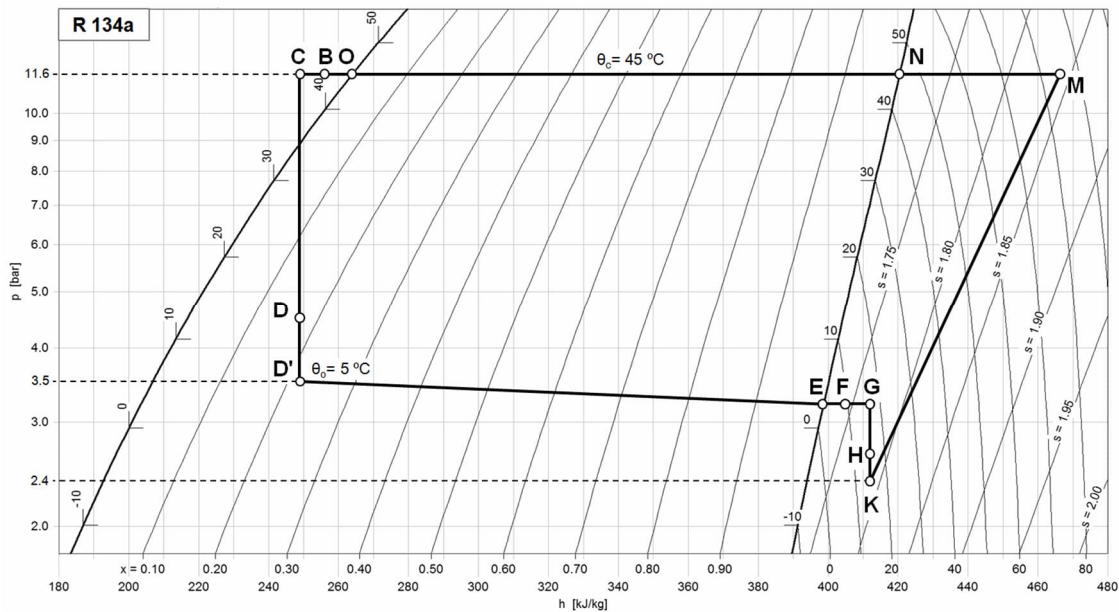


Fig. 5-20 Überblick über den gesamten Kälteprozess im h, log p-Diagramm

- D' - E Der Verdampfer erzeugt Sattdampf (E) (Kälteleistung)
- E - F Überhitzung am Verdampfer (zusätzliche Kälteleistung)
- F - G Überhitzung durch den Wärmetauscher (von B - C)
- G - H Druckverlust in der Sauggasleitung zwischen Verdampfer und Verdichter
- H - K Druckverlust über dem Regelventil
- K - M Druckerhöhung (und Temperaturzunahme) im Verdichter
- M - N Enthitzung (Abkühlung) des Kältemittels auf Kondensationstemperatur am Anfang des Verflüssigers
- N - O Kondensation des Kältemittels im Verflüssiger
- O - B Unterkühlung zur besseren Prozess-Nutzung (Reduktion des Anteils der bereits verdampfte Kältemittel)
- B - C Unterkühlung des Kältemittel-Kondensats durch den Wärmetauscher
- C - D Druckreduktion über dem Expansionsventil
- D - D' Druckreduktion über dem Kältemittelverteiler (Spinne)

5.5.2. Latente und sensible Wärme im Kälte-Kreisprozess

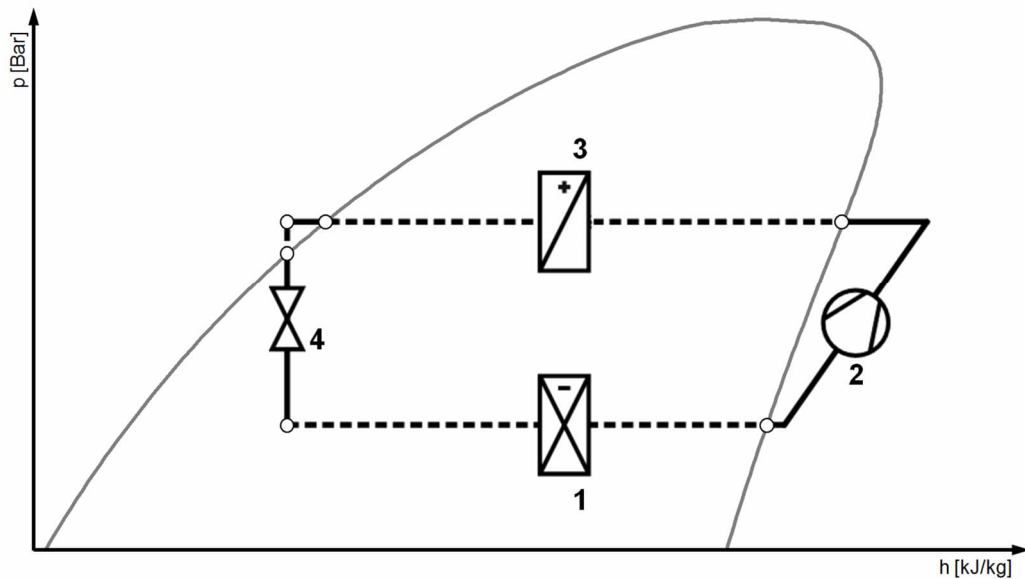


Fig. 5-21 Latente und sensible Wärme im Kälte-Kreisprozess

— sensibel
- - - latent

5.5.3. Verhalten bei Teillast

Die Ausführungen in diesem Kapitel beziehen sich vorwiegend auf die Zustände im Vollastbetrieb oder im Stillstand.

In der Praxis ändern sich die Betriebszustände in Abhängigkeit der Last am Verdampfer und der Außenluft-Bedingungen am Verflüssiger in weiten Bereichen.

Der Kältefachmann hat ein Interesse:

- Druckverluste in der Saug- und Druckleitung gering zu halten, weil dies die Verdichtergröße nachhaltig beeinflusst
- den Anteil des während der Expansion verdampften Kältemittels zu verringern, um die Verdampferleistung zu steigern

Außerdem muss der Anlagebauer alle notwendigen Sicherheitsvorkehrungen treffen, um für die Anlage Zuverlässigkeit und lange Lebensdauer zu garantieren.

6 Leistungsregelung der Kälteanlagen

6.1. Einleitung

Die Kälteanlagen werden auf den Vollastbetrieb ausgelegt, jedoch befinden sich die Anlagen zum größten Teil (> 90%) im Teillast. Die Kältemaschine muss dementsprechend auf die neue Anlagesituation reagieren. Im folgenden Kapitel wird die Leistungsregelung der Kälteanlage auf der Maschinenseite sowie auf der Anlage selbst betrachtet.

6.2. Leistungsregelung

6.2.1. Drehzahlregelung mit Frequenzumrichter (FU)

Funktion

Frequenzumrichter wandeln die meist sinusförmige Wechselspannung des speisenden elektrischen Netzes in eine Wechselspannung mit veränderlicher Frequenz und Amplitude um. Frequenz und Amplitude der bereitgestellten Wechselspannung dienen als Stellgrößen für die angeschlossenen Drehstrommotoren. Dabei ist es unerheblich, ob es sich um Synchron- oder Asynchronmotoren handelt. Über die Frequenz lässt sich die Drehzahl vom jeweiligen Verdichter regulieren.



Fig. 6-1 Hubkolbenverdichter mit aufgebautem Frequenzumrichter (Quelle: Frascold)

Geschichte

Drehzahlvariabler Betrieb zur Leistungsregelung wird bei Verdichtern bereits seit vielen Jahren angewandt, wobei in erster Linie offene Verdichter mit Regelgetrieben oder regelbaren Sondermotoren zum Einsatz kamen. Diese Antriebskonzepte waren jedoch eher die Ausnahme und wurden nur dann verwendet, wenn z.B. keine klassische Verdichter-Leistungsregelung (siehe Kap. 6.2.5 Saugdrosselregelung) möglich war oder besondere Anforderungen vorlagen. Erst mit der Entwicklung von Frequenzumrichtern für den modulierenden Antrieb üblicher Asynchron-Motoren wurde die Drehzahlregelung von Verdichtern interessant und nimmt heute bereits einen größeren Umfang bei vielen Anwendungen ein.

Vorteile und Nachteile eines FUs

Ein Frequenzumrichter ermöglicht eine Drehzahlregelung auch mit üblichen Asynchronmotoren. Die Kälteleistung kann somit im Großen Bereich (40-100%) dem Verbrauch angepasst werden. Für den störfreien Betrieb sind Angaben des Verdichter Herstellers zu berücksichtigen wie z.B. zulässige Frequenz (üblicherweise 30-87 Hz). Die Lösung bringt energetische Vorteile im Teillastbetrieb, weil die Maschine nur so viel liefert wie gebraucht wird. Das Takten wird verhindert. Die Verdampfer-temperaturen werden schnell und präzise ausgegeregelt. Die Anlage wird mit minimaler Drehzahl angefahren was den Anlaufstrom stark reduziert und den Motor entlastet.

Neben vielen Vorteilen bringt der Frequenzumformer auch einige Nachteile. Er ist eine zusätzliche Komponente in der Anlage welche aufwendige Installation und Eigenstrombedarf mit sich bringt, somit ist der EER Wert bei Anlagen in Vollast ohne FU höher.

Frequenzumrichter werden bei allen Verdichtertypen angewendet. Es gibt immer mehr Verdichter, welche schon vom Werk mit aufgebautem FU geliefert werden.

6.2.2. Hubkolbenverdichter

Bei dieser Verdichterbauart werden überwiegend Verfahren zur Zylinderabschaltung verwendet. Sie setzen jedoch in der Regel Mehrzylinder-Bauweise voraus. Die möglichen Leistungsabstufungen hängen von der konstruktiven Ausführung ab. Mit 4, 6 und 8-Zylinderverdichtern werden meistens zwei Zylinder pro Laststufe geschaltet, wodurch sich dann Stufen von (25) – 50 – (75) – 100% bzw. 33 – 66 – 100% ausführen lassen. In Verbindung mit Tandemverdichtern oder bei Parallelschaltung ist eine noch feinere Abstufung möglich.

Zylinderabschaltung durch Absperren des Ansaugkanals (Fig. 6-2).

Im Volllastbetrieb fördert der Verdichter auf allen Zylindern, die Magnetspule (1) ist stromlos. Dabei sind alle Gaskanäle in Ventilplatte und Zylinderkopf sowie der Steuerkolben zur Leistungsregelung in offener Position. Für den Teillastbetrieb wird die Magnetspule angesteuert und damit der Anker (2) angehoben. In der Folge wird der Steuerkolben (3) mit Hochdruck beaufschlagt, bewegt sich nach unten und verschließt die gemeinsame Ansaugbohrung in der Ventilplatte. Dadurch wird der Gasfluss unterbrochen und die betreffenden Kolben laufen ohne Gasdruck leer mit. Der Wirkungsgrad dieser Regelung ist außerordentlich hoch, da lediglich die mechanische Reibarbeit durch Bewegung der Kolben von Einfluss ist.

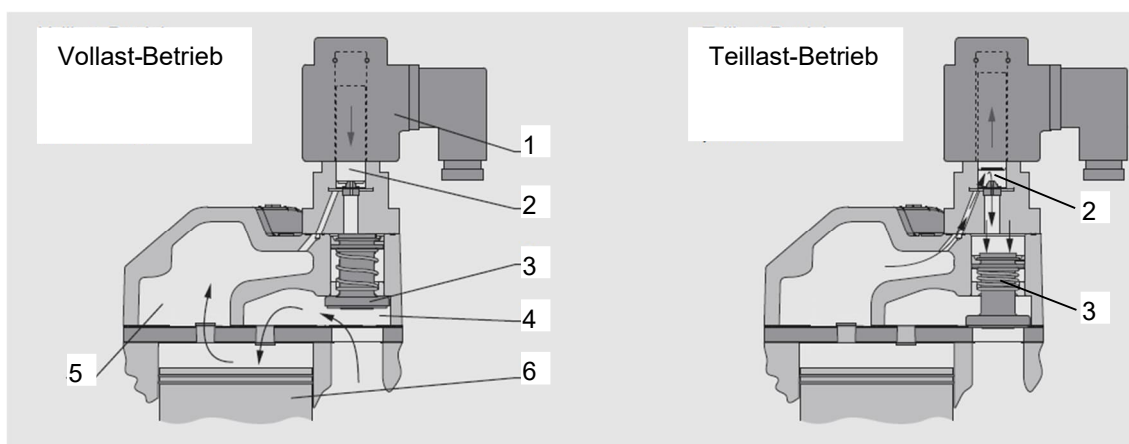


Fig. 6-2 Konstruktiver Aufbau der Zylinderabschaltung (Quelle: Bitzer)
1 Magnetspule
2 Anker (federbelastet)
3 Steuerkolben
4 Sauggas-Kammer
5 Druckgas-Kammer
6 Kolben

Systeme zum Anheben der Saugasventile

Die Ansteuerung erfolgt hydraulisch über Öldruck. Der von den betreffenden Zylindern angesaugte Volumenstrom wird beim Aufwärtshub wieder zur Saugseite gefördert. Damit arbeitet der Zylinder ohne aktive Gasförderung. Diese Art der Regelung kann auch als Anlaufentlastung verwendet werden.

Schadraum-Regelung

Bei diesem Verfahren wird ein zusätzlicher Druckraum im Zylinderkopf eingebracht, der über ein gesteuertes Ventil mit dem Zylinder verbunden wird. Hierdurch entsteht dann ein vergrößerter Schadraum. Bei der Verdichtung wird ein Teil des Gasstroms in diese Kammer gefördert, beim Abwärtshub kommt es dann wieder zur Rückströmung dieses auf hohem Druck stehenden Gasvolumens. Dadurch kann die Zylinderfüllung für den normalen Verdichtungsprozess wesentlich reduziert werden. Das System bietet den potenziellen Einsatz bei Verdichtern mit weniger als vier Zylindern. Allerdings führen die hohen Rückexpansionsverluste zu einem tiefen Wirkungsgrad bei Teillast. Hinzu kommt, dass die Laststufen je nach Druckverhältnis sehr unterschiedlich sind. So kann z.B. bei kleinen Druckverhältnissen nur eine geringe Leistungsreduktion erreicht werden.

Drehrichtungswechsel

Bei hermetischen Verdichtern kommt ein Konzept zum Einsatz, bei dem durch mechanische Hubverstellung die Verdichterleistung reduziert werden kann. Bei einem 2-Zylinderverdichter wird bei Drehrichtungswechsel ein Hubzapfen der Exzenterwelle in eine zentrische Position geschwenkt und dabei der Hub auf „Null“ reduziert. Der Verdichter fördert dann nur noch auf einem Zylinder. Das Verfahren ist sehr effizient, nachteilig sind die komplexe Mechanik sowie eine hohe Schalthäufigkeit von Verdichter und Motor mit jeweiligem Drehrichtungswechsel.

6.2.3. Schraubenverdichter

Bei Schraubenverdichtern im unteren Leistungssegment kommen vorwiegend Systeme mit ein bis zwei Regelstufen zur Anwendung, wobei jedoch unterschiedliche konstruktive Lösungen realisiert werden. Gemeinsames Merkmal ist der direkte Eingriff in den Profilbereich, bei dem über Regelkolben eine Reduzierung des Fördervolumens erreicht wird.

Steuerkolben-Leistungsschieber

Bei dieser Konstruktion greifen groß dimensionierte Steuerkolben direkt in den Profilbereich ein – stirnseitig und/oder radial. Sie sind exakt an die Kontur des Rotorgehäuses angepasst, wodurch interne Leckagen bei der Verdichtung vermieden werden. Beim Öffnen der Kolben werden reichlich dimensionierte Kanäle frei, über die das Sauggas direkt in einen Profilbereich mit reduziertem Ansaugvolumen gefördert wird. Mit diesem Verfahren wird die aktive Rotorlänge zur Verdichtung reduziert und dadurch der Förderstrom entsprechend verringert. Außerdem lassen sich auf Grund der großen Strömungsquerschnitte auch Teillaststufen mit relativ geringer Restleistung ausführen.

Bei größeren Schraubenverdichtern kommen üblicherweise parallel zu den Rotorachsen angeordnete Regelschieber zum Einsatz, die sowohl stufige als auch stufenlose Leistungsregelung ermöglichen. Bei modernen Verdichterkonstruktionen ist der Schieber direkt im Übergangsbereich zwischen Haupt- und Nebenrotor angeordnet und dabei exakt an die Gehäusekontur angepasst. Diese Lösung bietet das Potenzial für beste Teillast-Wirkungsgrade.

Aufbau

Fig. 6-3 zeigt den prinzipiellen Aufbau und die hydraulische Schaltung einer solchen Regelung. Bei Volllastbetrieb befindet sich der Schieber in der linken Anschlagposition. Bei Drehung der Rotoren wird der gesamte Profilarbeitsraum mit Sauggas gefüllt und damit die volle Förderleistung erreicht. Je weiter der Schieber zur Hochdruckseite (nach rechts) hinbewegt wird, desto kleiner ist das verfügbare Profilvervolumen bzw. die aktive Rotorlänge. Es wird weniger Volumen angesaugt, die Kälteleistung sinkt.

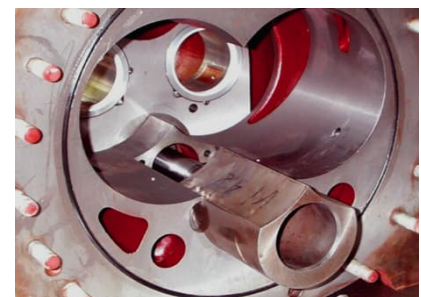
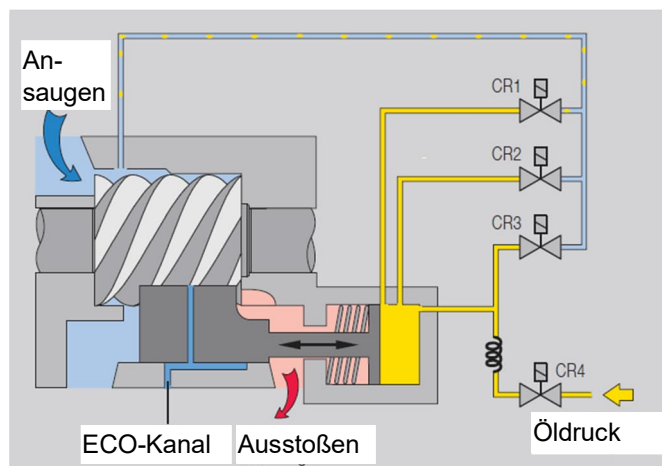


Fig. 6-3 Aufbau und Funktion der Leistungsregelung bei Schraubenverdichtern (Quelle: Bitzer)

Die unterschiedliche Betriebsweise erfolgt lediglich durch entsprechende Ansteuerung der Magnetventile (CR1-CR4). Die spezielle Geometrie bewirkt zusammen mit der Schieberbewegung eine Anpassung des Volumenverhältnisses an die Bedingungen bei Teillastbetrieb. Dadurch werden besonders günstige Wirkungsgrade erreicht. Weitere Effizienzsteigerung wird durch den im Schieber integrierten Economiser-Kanal (ECO) erreicht. Dies ermöglicht im Gegensatz zu üblichen Verdichtern den besonders wirtschaftlichen Economiser-Betrieb über den gesamten Regelbereich.

6.2.4. Scroll Verdichter

Scroll-Verdichter werden meistens durch Aussetzbetrieb (ON/OFF) geregelt. Inzwischen wurden auch mechanische Systeme zur Verdichterregelung entwickelt, wobei jedoch die konstruktiven Anforderungen bei diesem Verdichtungsprinzip nur wenige Optionen offenlassen.

Intermittierendes Abheben der Spiralen

Beim Öffnen der Spiralen wird der Ansaug- und Verdichtungsprozess unterbrochen, der Verdichter arbeitet dann bei „Null-Last“ und wird bei Bedarf wieder auf volle Leistung geschaltet. Im Prinzip handelt es sich hierbei um eine Puls-Weiten-Modulation.

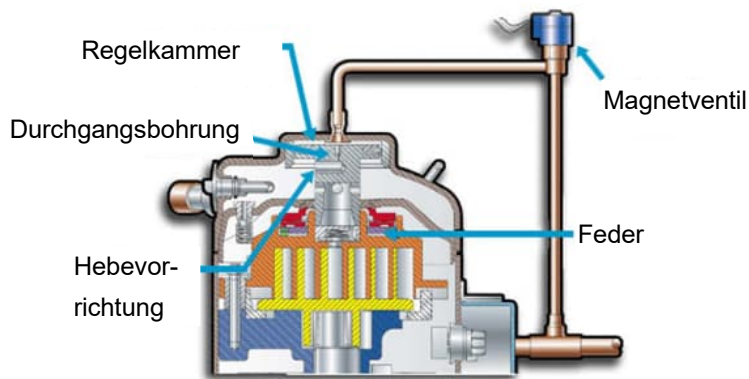


Fig. 6-4 Schnitt Scroll Verdichter (Quelle: Copeland)

Einschränkungen in der Anwendung sowie Wirkungsgradverluste ergeben sich aus dem stark zyklischen Betrieb. Bei jedem Schaltvorgang auf „Null-Last“ wird der Verdichtungsprozess unterbrochen und dadurch verdichtetes Gas aus den Arbeitsräumen wieder zur Saugseite geleitet. Bei einem hohen Anteil von Null-Last-Zyklen (geringe Teillast) führt dies zu einem deutlichen Wirkungsgradabfall und thermisch hoher Belastung. Abgesehen davon ist durch die häufigen Schaltungen die mechanische Beanspruchung entsprechend hoch, auch mit Blick auf eine mögliche Instabilität der sich drehenden (orbitierenden) Spirale.

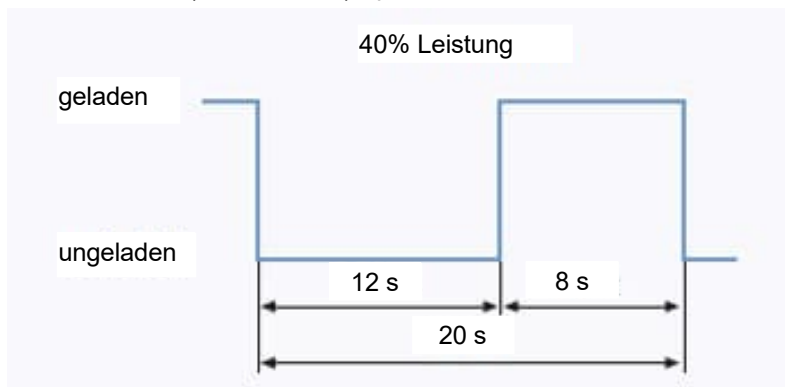


Fig. 6-5 Schaltzyklen eines Scrollverdichters bei 40% Leistungsabgabe

6.2.5. Saugdrosselregelung

Nachfolgend beschriebene stetige Leistungsregelungen vom Kältekreislaufprozess sind energetisch nicht mehr vertretbar. Sie sind jedoch auf den bestehenden Anlagen vorzufinden und werden deshalb erläutert.

Saugdrosselregelung

Der Verdichter fördert ein durch den Hubraum bestimmtes Volumen an Kältemittel in gasförmigem Zustand. Dieses Volumen bleibt annähernd konstant. Durch Druckänderung auf der Saugseite kann aber der Massenstrom variiert werden. Je tiefer der Saugdruck unter den Verdampfungsdruck fällt, desto stärker wird das Sauggas verdünnt, und der Massenstrom nimmt ab.

Bei der Saugdrosselregelung kennt man zwei Verfahren:

- die einfache Saugdrosselregelung und
- die Saugdrosselregelung mit Heißgas-Bypass

Einfache Saugdrosselregelung

Fig. 6-6 zeigt das Prinzip der einfachen Saugdrosselregelung. Ein Regelventil zwischen Verdampfer und Verdichter drosselt den Gasstrom in Abhängigkeit der Parameter Temperatur, Feuchte und weiterer Regelkriterien. Durch diese Drosselung vergrößert sich das Druckgefälle zwischen Verdampfer und Kompressor:

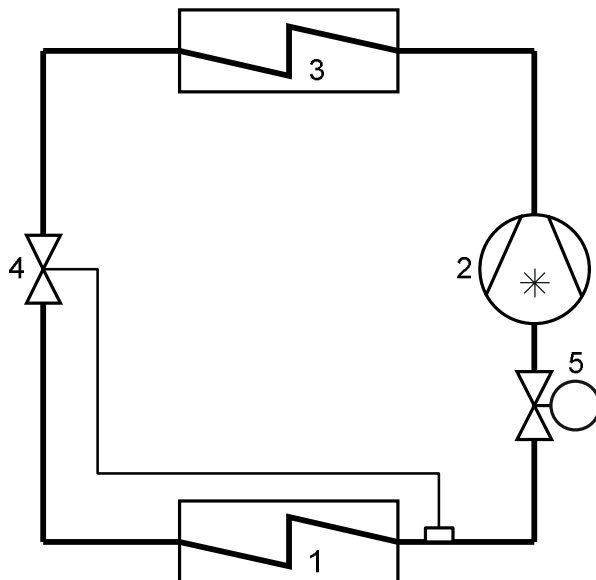


Fig. 6-6 Das Sauggas-Drosselventil im Kältemittel – Kreislauf (einfache Sauggasregelung)

- | | |
|----------------|---------------------|
| 1 Verdampfer | 4 Expansionsventil |
| 2 Verdichter | 5 Saugdrosselventil |
| 3 Verflüssiger | |

Im Verdampfer steigt der Druck und damit die Verdampfungstemperatur, zwischen dem Regelventil und dem Verdichter sinkt er. Die Temperaturdifferenz zwischen der zu kühlenden Luft und dem Kühler nimmt ab. In der Folge sinkt die Leistung des Verdampfers.

Die Überhitzung des Kältemittels wird bei steigender Verdampfungstemperatur geringer. Das Expansionsventil reduziert daher die Durchflussmenge, bis die Überhitzung des Sauggases den ursprünglichen Wert erreicht. Gleichzeitig schöpft der Verdichter wegen der geringeren Gasdichte nach dem Regelventil weniger Kältemitteldampf – die umgewälzte Kältemittelmenge und damit die Kälteleistung sinkt.

Saugdrosselregelung mit Heißgas-Bypass

Bei der Saugdrosselregelung mit Heißgas-Bypass (Fig. 6-7) wird die Verdichterkühlung durch Ersatzgas bewirkt, das nicht über den Verdampferkreislauf fließt. Es ist dadurch möglich, die Verdampferleistung im gesamten Bereich von 100 bis 0 % stetig zu regeln.

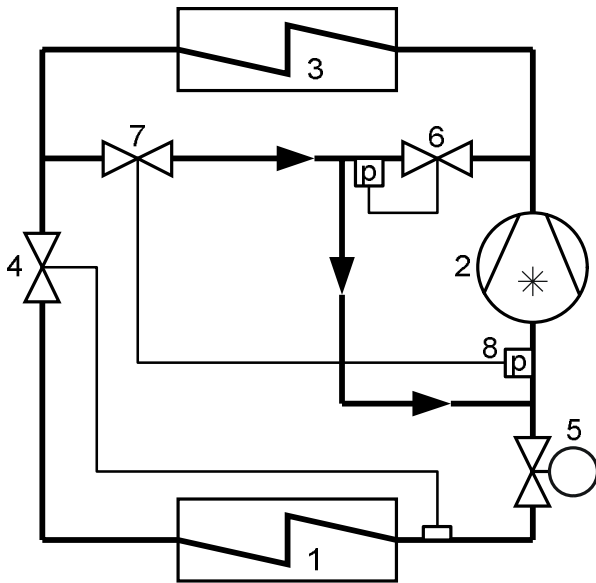


Fig. 6-7 Sauggasregelung mit Heißgas-Leistungsregler und Nach-Einspritzventil (Prinzip)

- | | |
|--------------------|--------------------------------------|
| 1 Verdampfer | 5 Saugdrosselventil |
| 2 Verdichter | 6 Automatisches Heißgas-Bypassventil |
| 3 Verflüssiger | 7 Nach Einspritzventil |
| 4 Expansionsventil | 8 Sauggas-Druckfühler |

Durch die Drosselung mit dem Regelventil (5) sinkt der Druck in der Saugleitung unter den am selbsttätigen Leistungsregelventil (6) eingestellten Wert. Dieses Bypassventil öffnet und führt dem Verdichter eine bestimmte Menge Heißgas zu. Das beigemischte Heißgas hat eine Erhöhung der Temperatur in der Saugleitung zur Folge. Um das Sauggas und damit den Verdichter nicht übermäßig zu erwärmen, wird durch ein Nach-Einspritzventil (7) die Kühlung des Sauggases bewirkt. Der Fühler (8) misst über den Druck die Temperatur in der Sauggasleitung und öffnet bei steigender Sauggastemperatur das Nach-Einspritzventil (7). Durch die Verdampfung des flüssigen Kältemittels sinkt die Temperatur in der Sauggasleitung auf den gewünschten Betriebswert.

6.2.6. Heißgasregelung

Auch durch Teilen und Umlenken des Heißgasstroms lässt sich ein Kältekreislauf regeln. Dies geschieht entweder durch eine direkte Nebenschlussleitung, einen Heißgas-Bypass zwischen der Druck- und Saugseite am Verdichter oder durch einen indirekten Heißgas-Bypass zum Verdampfer.

Die direkte Heißgas-Bypass-Regelung

Ein stetig regulierbares Magnetventil (Fig. 6-8, Nr. 5) in der Nebenschlussleitung bewirkt durch das Zurückführen von Kältemittel vor dem Verdichter eine Änderung der Kältemittelmenge, die durch den Verdampfer strömt. Die verringerte Menge bewirkt einen Rückgang der Kälteleistung infolge steigenden Drucks im Verdampfer und wegen der dadurch erhöhten Verdampfungstemperatur.

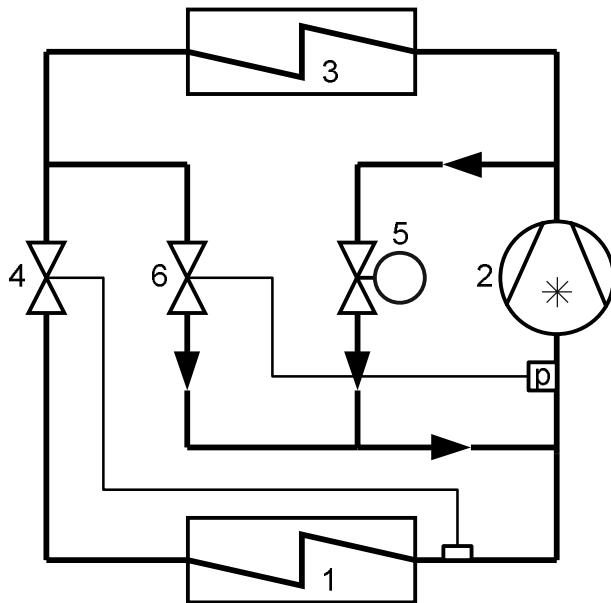


Fig. 6-8 Direkte Heißgas-Bypass-Regelung

- 1 Verdampfer
- 2 Verdichter
- 3 Verflüssiger

- 4 Expansionsventil
- 5 Bypass-Regelventil
- 6 Nach Einspritzventil

Wird volle Kühlleistung verlangt, sind das Heißgas-Bypass-Regelventil (5) und das selbsttätige thermostatische Nach-Einspritzventil (6) geschlossen. Der Verdichter fördert die gesamte Gasmenge im ursprünglichen Kreislauf über den Verflüssiger, das Expansionsventil und den Verdampfer. Sinkt der Leistungsbedarf, so öffnet das Regelventil (5) stetig und entzieht dem Heißgas eine Teilmenge, die dem Sauggas wieder beigemischt wird.

Um im Teillastbereich eine übermäßige Erwärmung des Sauggases zu vermeiden, wird ähnlich wie bei der Saugdrosselregelung kühles Kältemittel in Abhängigkeit der Sauggastemperatur durch das Nach-Einspritzventil (6) beigemischt.

Dadurch steigt wiederum die Verdampfungstemperatur, und als Folge davon sinkt die Kälteleistung. Die Überhitzung des Sauggases vor dem Verdichter wird vom Expansionsventil überwacht und geregelt.

Mit direkter Heißgas-Bypass-Regelung kann der Leistungsbereich des Verdampfers zwischen 100 und 0 % variiert werden.

Die indirekte Heißgas-Bypass-Regelung

Darunter versteht man eine Schaltung mit einer regelbaren Nebenschlussleitung von der Hochdruck- auf die Niederdruckseite (siehe Fig. 6-9) mit Einspeisung zwischen Expansionsventil und Verdampfer.

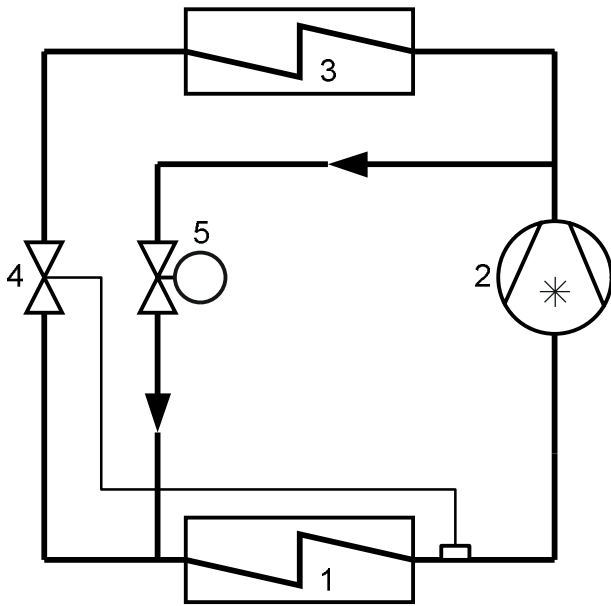


Fig. 6-9 Indirekte Heißgas-Bypass-Regelung

- | | |
|----------------|----------------------|
| 1 Verdampfer | 4 Expansionsventil |
| 2 Verdichter | 5 Bypass-Regelventil |
| 3 Verflüssiger | |

Das Regelventil (5) in der Nebenschlussleitung bleibt bei Großem Kältebedarf geschlossen. Die Kälteanlage liefert dann ihre volle Leistung. Sinkt der Leistungsbedarf, wird über den Regler das Heißgas-Bypass-Ventil stetig geöffnet. Heißgas fließt nun über die Nebenschlussleitung zum Verdampfereingang. Es wird dort mit dem aus dem Expansionsventil strömenden Kältemittel vermischt und abgekühlt. Das Gemisch verdampft damit teilweise bereits in der Zuleitung zum Verdampfer. Es steigt hierdurch wiederum die Verdampfungstemperatur, und in der Folge sinkt die Kälteleistung. Die Überhitzung des Sauggases vor dem Verdichter wird vom Expansionsventil überwacht und geregelt.

6.3. Weitere Arten der Leistungsanpassung

6.3.1. Verbundsysteme

Eine Parallelschaltung von mehreren Verdichtern im gleichen Kältekreislauf wird als Verbundsystem bezeichnet. Der Einsatz mehrerer Verdichter ermöglicht eine große Kälteleistung mit bewährten Serie-Produkten zu erzielen und verbessert die Leistungsregulierung. Dazu gibt es verschiedene Möglichkeiten jeden einzelnen Verdichter zu regeln, (siehe Kap.6.2 Leistungsregulierung).



Fig. 6-10 Kältemaschine (Quelle: Durr)

6.3.2. Kaltwasserspeicher, Eisspeicher

Technische Kaltwasserspeicher zur Kurzzeitspeicherung werden eingebaut, um einfachere und effizientere Leistungsregelung der Kälteanlage zu erzielen. Mit Überschuss an Kälteenergie wird der Speicher aufgeladen bis er voll ist, die minimalen Laufzeiten von Verdichtern werden eingehalten. Kurzzeitige Leistungsspitzen werden abgedeckt, die Anlage kann auf Dauerbetrieb ausgelegt werden. Der Speicher wirkt wie eine hydraulische Weiche, die Kältemaschine ist hydraulisch von den Verbrauchern getrennt.

Für den energie- und kostenoptimierten Betrieb kommt der Eisspeicher zum Einsatz. Der Volumeninhalt eines Eisspeichers ist um ein Mehrfaches grösser als bei einem technischen Speicher. Mit dem Eisspeicher stehen weitere Optimierungsmöglichkeiten zur Verfügung.

Detaillierte Beschreibung (siehe Kap. 9 Eisspeicher).

6.3.3. Bedarfsgerechte Regelung der Kalt- und Rückkühlwasserseite

Siemens bietet mit „Demand Flow“ eine ganzheitliche Lösung für die Optimierung von Kaltwasseranlagen mit Schrauben- oder Turboverdichtern im Bereich der Großkälte. Diese „Demand Flow“-Lösung optimiert alle Sub Systeme wie Kühlturmventilatoren, Rückkühlpumpen und auf der Verbraucherseite die Kaltwasserpumpen. Eine Drehzahlregelung dieser Komponenten wird mit Frequenzumrichtern realisiert. Die Lösung regelt die Systemtemperaturen und die Temperaturdifferenzen über Verdampfer und Verflüssiger. Die Kältemaschinen sind vom Hersteller auf bestimmte Bedingungen ausgelegt (z.B. ΔT und Systemdrücke), bei denen die Kälteproduktion mit bestmöglichen Wirkungsgrad betrieben wird. „Demand Flow“ hält diese Bedingungen über die ganze Betriebsdauer und die unterschiedlichen Betriebszustände ein.

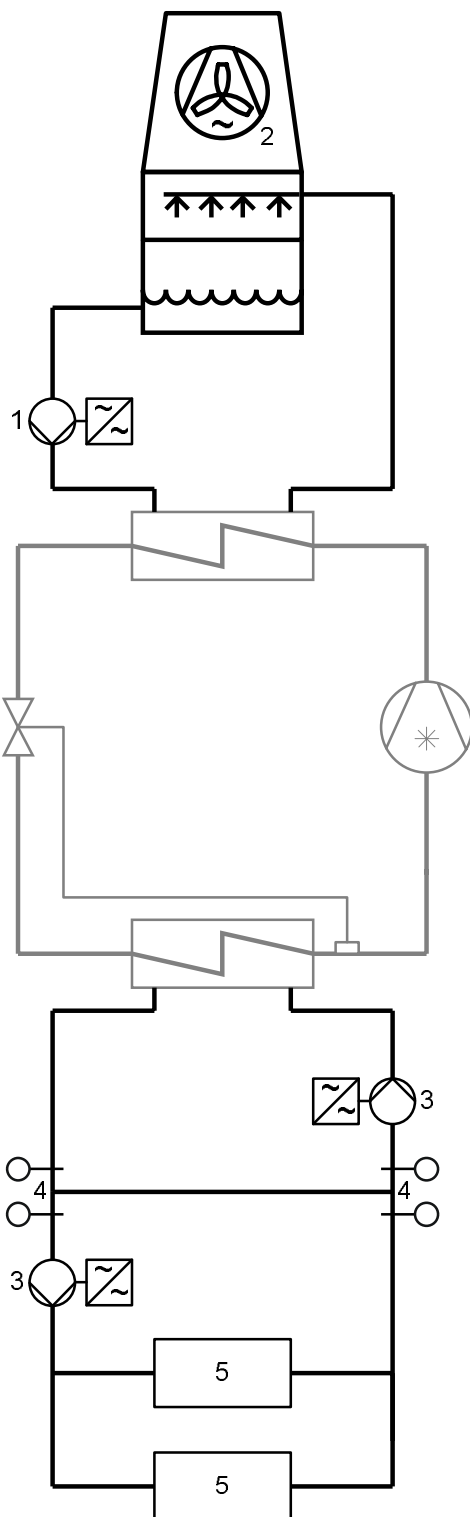


Fig. 6-11 „Demand Flow“

Optimierungsmöglichkeit auf der Verflüssigerseite der Kältemaschine.

Die Anlage wird so ausgelegt, dass sie bei höchster Außenlufttemperatur die Kondensationswärme noch abgeben kann. Dementsprechend sind der Kondensationsdruck und die Unterkühlung gewählt. Bei Teillast wird weniger Rückkühlleistung benötigt und die Außenlufttemperatur liegt oft tiefer als beim Auslegezustand.

Um die Temperaturspreizung aufrecht zu erhalten, werden die Volumenströme wasser- und luftseitig zurückgefahren, d.h. die Umwälzpumpen-(1) und Ventilator-Drehzahlen (2) werden reduziert. Weiter besteht die Möglichkeit das Rückkühlwasser stärker abzukühlen, was zu einer weiteren Volumenstromreduktion bei vergleichbarer Rückkühlleistung führt. Damit wird das Kältemittel stärker unterkühlt und die Kälteleistung erhöht sich (vgl. 5.2.5, Fig. 5-13, B-C).

In den Kältemittelkreislauf der Kältemaschine wird nicht eingegriffen. Somit bleibt die Herstellergarantie gültig.

Optimierungsmöglichkeit auf der Verdampferseite der Kältemaschine.

Das Kaltwassernetz wird oft mit konstantem Volumenstrom betrieben. Dies führt bei Teillast zu reduzierter Temperaturdifferenz über dem Verdampfer – bei in etwa gleichbleibendem Stromverbrauch der Umwälzpumpen!

Um die Temperaturspreizung aufrecht zu erhalten, werden die Kaltwasservolumenströme zurückgefahren, d.h. die Umwälzpumpen-Drehzahlen (3) werden reduziert. Dabei wird nicht ein konstanter Drucksollwert angestrebt, sondern durch einen Algorithmus die Netzkennlinie der verschiedenen verdampferseitigen Pumpen des Systems ermittelt und der Druck-Sollwert in Abhängigkeit des Volumenstroms herab- oder heraufgesetzt, d.h. bedarfsgeführt. Dies gilt ebenso für die kondensatorseitigen Pumpen (vgl. oben). Der Stromverbrauch reduziert sich dadurch massiv (vgl. Proportionalitätsgesetze). Um die Temperaturspreizung genau zu regeln braucht es auch entsprechend hochwertige und korrekt platzierte Temperaturfühler (4). Die Verbraucher (5) müssen mit variablen Volumenströmen betrieben werden können (d.h. korrekte hydraulische Schaltung).

Projektbeispiel

Gross-Krankenhaus in Australien.

Im Vorfeld werden die nötigen Messeinrichtungen auf der Anlage installiert und der effektive Verbrauch sowie die Effizienz der bestehenden Anlage gemessen. Die Messung erfolgt üblicherweise ein Jahr lang. Aus den erfassten Messdaten wird die objektbezogene Anlagekennlinie aufgezeichnet (rot - - -). Im weiteren Schritt wird die Anlagekennlinie mit Einsatz von Demand Flow berechnet samt resultierenden Energieeinsparungen (blau ····). Nach der Installation von Demand Flow wird die Erfolgskontrolle ausgeführt und die effektive Anlagekennlinie aufgezeichnet (grün —).

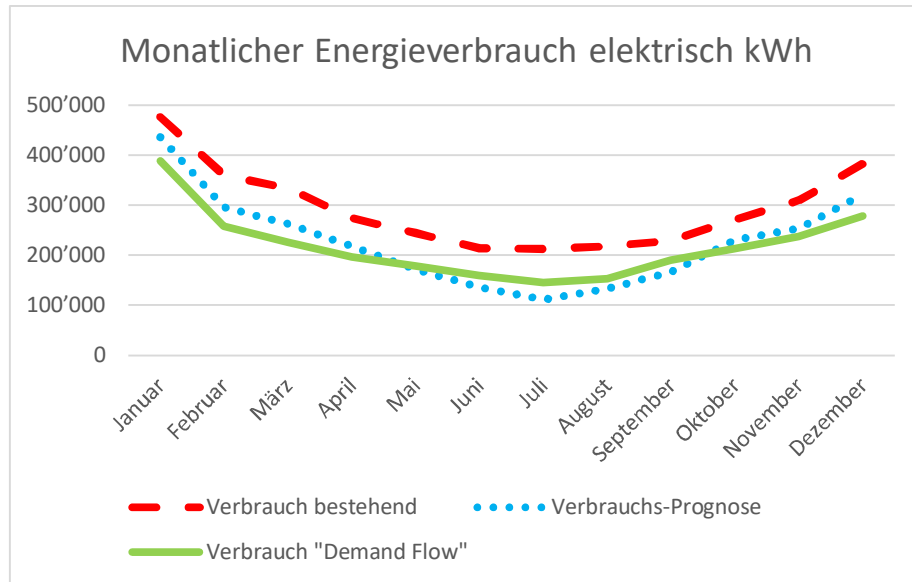


Fig. 6-12 Gemessener und prognostizierter monatlicher Energieverbrauch

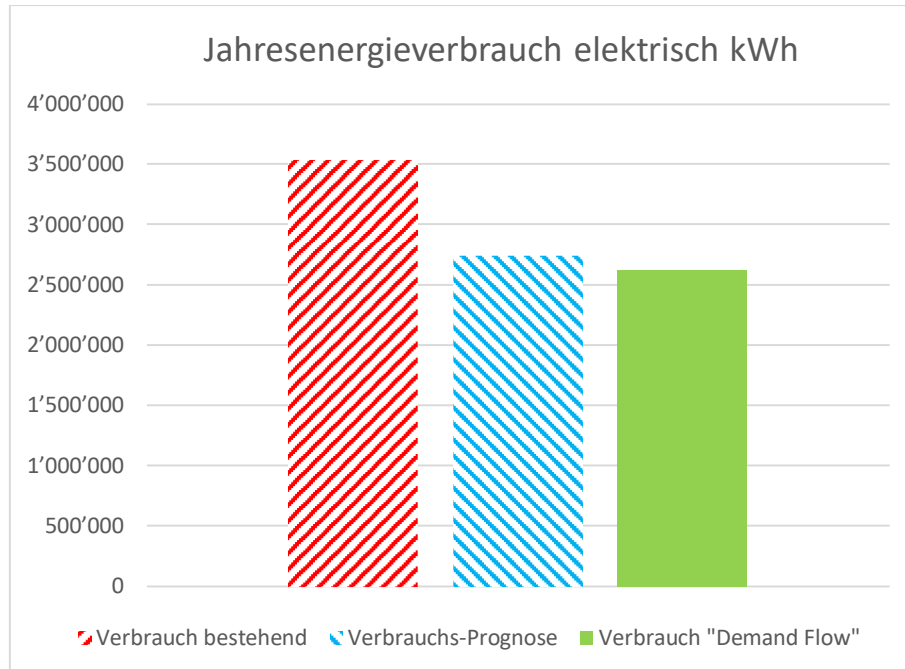


Fig. 6-13 Gemessener und prognostizierter Jahresenergieverbrauch

Der Einsatz von „Demand Flow“ hat den Jahresenergieverbrauch bei diesem Objekt von 3529 MWh auf 2622 MWh reduziert (-26%). Der effektive Verbrauch liegt tiefer als die Prognose. Die resultierende Amortisationsdauer in diesem Projekt liegt bei knapp 3 Jahren.

7 Wärmepumpen-Technik

7.1. Einleitung

Die Elektro-Wärmepumpe kann durch Ausnutzung der Umweltwärme mehr Wärmeenergie erzeugen, als zu ihrem Betrieb an Zusatzenergie benötigt wird. Somit ermöglicht die Wärmepumpe einen äußerst wirkungsvollen Einsatz von verschiedenen Energieformen (z.B. Elektrizität) zur Gebäudeheizung.

Es existieren drei Funktionstypen von Wärmepumpen:

- Kompressions-Wärmepumpen
- Absorptions-Wärmepumpen
- Adsorptions-Wärmepumpen

Im Folgenden wird nur die Kompressions-Wärmepumpe betrachtet.

7.2. Funktionsprinzip der Wärmepumpe

Mit der Wärmepumpe werden in einem geschlossenen Kreisprozess (Fig. 7-1) die thermodynamischen Eigenschaften eines Kältemittels (z.B. R134a) ausgenutzt.

Der Kreisprozess einer Wärmepumpe funktioniert gleich wie der einer Kältemaschine. Es werden auch die gleichen Bauteile eingesetzt.

Bei der Wärmepumpe wird allerdings die produzierte Wärme Φ_c und nicht die Kälte Φ_o genutzt.

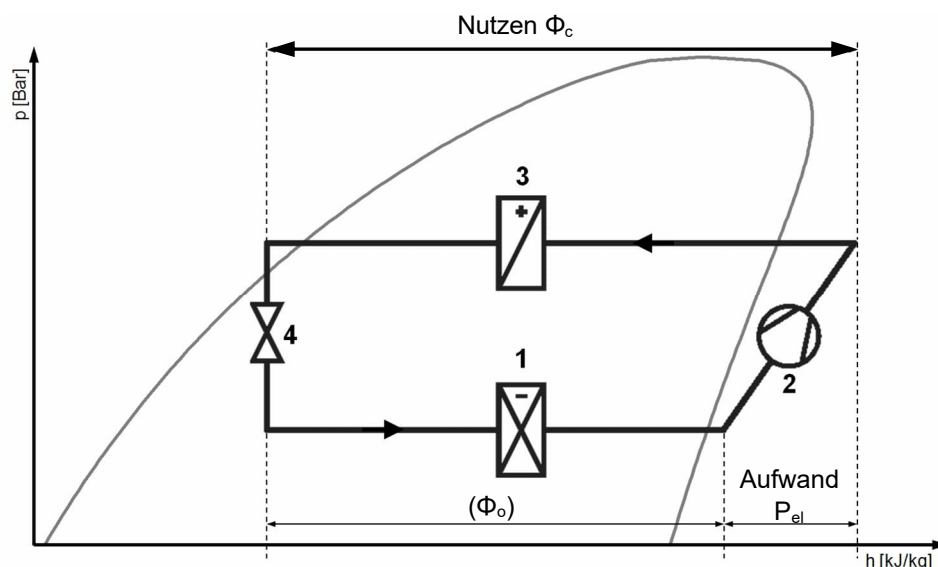


Fig. 7-1 Kreisprozess der Wärmepumpe mit wichtigsten Komponenten im h, log p-Diagramm

- | | |
|------------------------------|--|
| 1 Verdampfer | Φ_c Heizleistung (Nutzen) |
| 2 Verdichter | Φ_o Leistung, die der Wärmequelle entzogen wird |
| 3 Verflüssiger (Kondensator) | P_{el} zugeführte Verdichterleistung |
| 4 Expansionsventil | |

7.2.1. Wärme aus der Umwelt

Ein entscheidender Vorteil von Wärmepumpen gegenüber konventionellen Heizungen wie Öl- oder Gasheizungen ist die Nutzung von erneuerbaren Energien.

Kältemittel haben die besondere Eigenschaft bei sehr niedriger Temperatur zu verdampfen. Dies ermöglicht die Nutzung der folgenden Umweltenergien als Wärmequelle für den Verdampfungsprozess (siehe 7.3 „Die Wärmequellen“):

- Außenluft (bis - 20 °C)
- See- oder Grundwasser (4 - 12 °C)
- Erdreich (-5 - 10 °C)
- Abwasser (10 bis über 20 °C)

Durch den Energieentzug kühlt sich die Wärmequelle dabei um einige Kelvin ab.

7.2.2. Bauteile und ihre Funktion

Verdampfer (Fig. 7-2, 1)

Das flüssige Kältemittel wird durch die Umwelt-Wärmequelle erwärmt. Das Kältemittel verdampft und nimmt diese Verdampfungsenergie als latente Wärme auf (d.h. ohne Temperaturzunahme).

Verdichter (= Kompressor) (Fig. 7-2, 2)

Das niedrige Temperatur-Niveau des Kältemittels reicht noch nicht aus, um ein Gebäude direkt zu heizen. Es muss auf ein höheres Temperaturniveau gebracht werden. Dazu wird es verdichtet.

Der Druck wird erhöht, um den Siedepunkt und somit die Temperatur zu erhöhen. Dadurch entsteht mehr Wärmeenergie. Diese Energie wird durch Kondensation freigesetzt und für das Heizen des Gebäudes eingesetzt.

Die Druckerhöhung geschieht mit einem Verdichter, welcher das gasförmige Kältemittel ansaugt und zusammenpresst. Hierzu ist Zusatzenergie (z.B. Elektrizität) notwendig. Wenn es sich um einen sauggasgekühlten Verdichter handelt, geht diese Energie (Motorenwärme) nicht verloren, sondern gelangt in das zu verdichtende Kältemittel und erwärmt dieses.

Verflüssiger (= Kondensator) (Fig. 7-2, 3)

Im nachgeschalteten Verflüssiger kühlt das Heizungswasser das Heißgas ab und bringt es zum Kondensieren. Das Heizungswasser wird dabei erwärmt und ist nun heiß genug, um das Gebäude zu heizen.

Expansionsventil (Fig. 7-2, 4)

Nach dem Kondensator ist alles Kältemittel wieder flüssig, aber noch auf hohem Druck. Mit Hilfe eines Expansionsventils wird der Druck wieder abgebaut und der Kreisprozess beginnt von vorne.

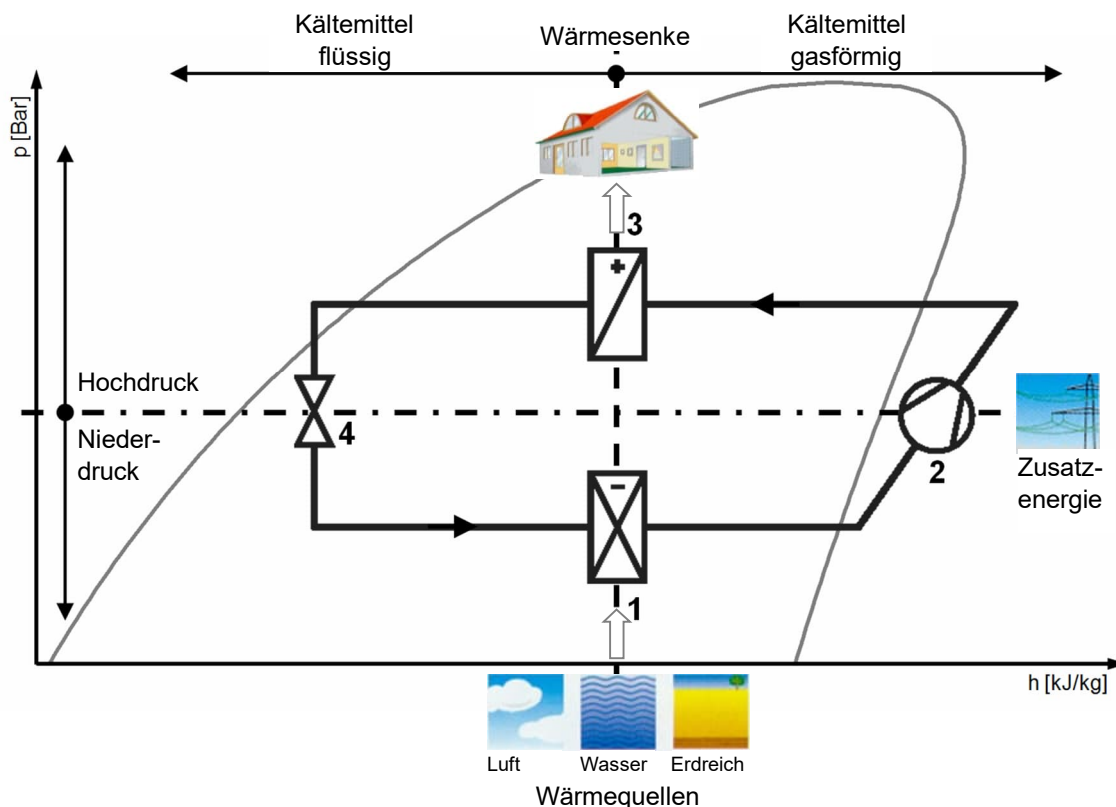


Fig. 7-2 Wärmekreislauf (Prinzip)

- 1 Verdampfung
- 2 Verdichtung

- 3 Verflüssigung (Kondensation)
- 4 Entspannung / Expansion

7.2.3. Herkunft des Namens Wärmepumpe

Der Name Wärmepumpe hat seinen Ursprung aus diesem physikalischen Vorgang heraus erhalten: Auf tiefem Temperaturniveau aufgenommene Wärmeenergie wird "hoch gepumpt" auf ein Niveau das zu Heizzwecken gebraucht werden kann.

7.3. Die Wärmequellen

Die Wärmequelle liefert die notwendige Verdampfungswärme für die Wärmepumpe.

7.3.1. Wärmequelle Außenluft

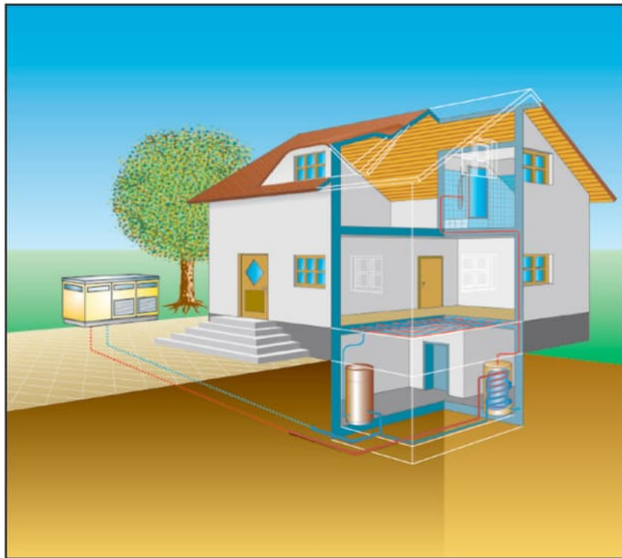


Fig. 7-3 Wärmequelle Außenluft (Quelle: ehpa)

Luft/Wasser-Wärmepumpen nutzen die Außenluft als Wärmequelle. Außenluft hat eine sehr hohe Verfügbarkeit und wird deshalb oft benutzt. Es müssen jedoch folgende Eigenschaften berücksichtigt werden:

- Die Wärmepumpe und deren Antriebsleistung muss relativ groß für den kältesten Tag ausgelegt werden (Die Leistungszahl ist dann am kleinsten, vgl. 7.6.1). Bei mildem Wetter und entsprechend geringem Heizwärmebedarf steht ein großes Überangebot von Wärmepumpen-Heizleistung an, welches unter Umständen gespeichert werden muss.
- Wird die Wärmepumpe nicht für die maximale Heizungsleistung ausgelegt, kommt bei tiefen Außentemperaturen eine zusätzliche Elektroheizung (in der Wärmepumpe oder im Speicher) zum Einsatz.
- Bei Außenlufttemperaturen im Bereich von $+5\text{ °C}$ bis -10 °C tritt am Verdampfer starke Vereisung auf (kondensierte Luftfeuchtigkeit friert an der Verdampferoberfläche mit Temperatur $< 0\text{ °C}$ fest). Hierbei sinkt die Verdampferleistung stark ab. Das Eis muss mit einer geeigneten (energieverbrauchenden) Methode regelmäßig abgetaut werden.
- Durch die Luftumwälzung können störende Ventilatorgeräusche entstehen, die durch entsprechende Schallschutzmaßnahmen reduziert werden müssen.

7.3.2. Wärmequelle Erdreich

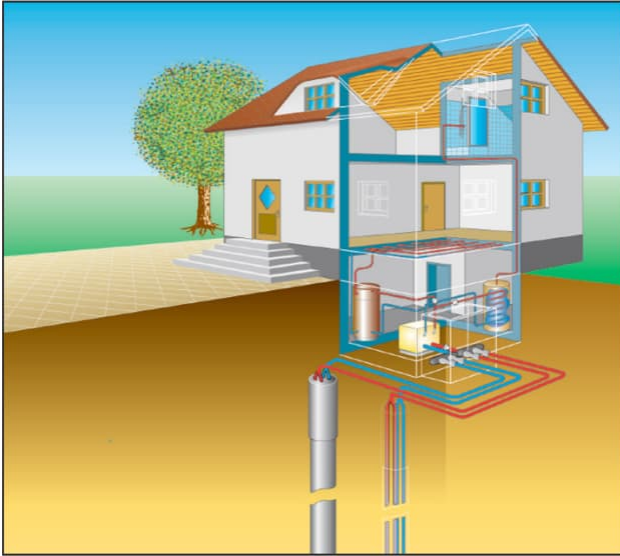


Fig. 7-4 Wärmequelle Erdreich (Quelle: ehpa)

Sole/Wasser-Wärmepumpen nutzen anstelle von Luft das Erdreich als Wärmequelle.

Sie arbeiten effizienter, sind aber in der Anschaffung und Installation teurer.

Beim Erdreich als Wärmequelle werden entweder Erdkollektoren (großflächiges Rohrnetz normalerweise gefüllt mit frostsicherer Flüssigkeit, z.B. Wasser-Glykol, min. 1,5 m unter der Erdoberfläche installiert) oder Erdsonden (Tiefenbohrung erforderlich) zur Nutzung eingesetzt.

Je nach geologischen Gegebenheiten (z.B. Grundwasser in geringer Tiefe) kommen auch Mischformen, z.B. Wärmetauscherkörbe zum Einsatz.

Die Verwendung von Erdkollektoren bedingt die Verfügbarkeit eines entsprechend großen Grundstückes und erfordert normalerweise hohe Investitionskosten. Ebenso sind bei der Verwendung von Erdsonden Bohrungen notwendig, die entsprechende Investitionskosten verursachen.

Bei der Nutzung des Erdreichs als Wärmequelle ist sehr sorgfältig darauf zu achten, dass sich die Wärmequelle wieder regenerieren kann (evtl. Entlastungseinrichtung wie Sonnenkollektoren einbauen), da sonst die Bodentemperatur zu stark absinkt und dadurch die notwendige Leistung nicht mehr zur Verfügung steht.

Bei Erdsonden ist aus den gleichen Überlegungen darauf zu achten, dass der Wärmeentzug pro Meter Sonde nicht zu groß ist, da sich sonst die Jahresarbeitszahl (vgl. JAZ (Kap.7.6.3)) unweigerlich verschlechtert.

Richtig dimensioniert und konzipiert ist für den Wärmepumpenbetrieb das Erdreich eine der unproblematischsten Wärmequellen.

7.3.3. Wärmequelle Grundwasser

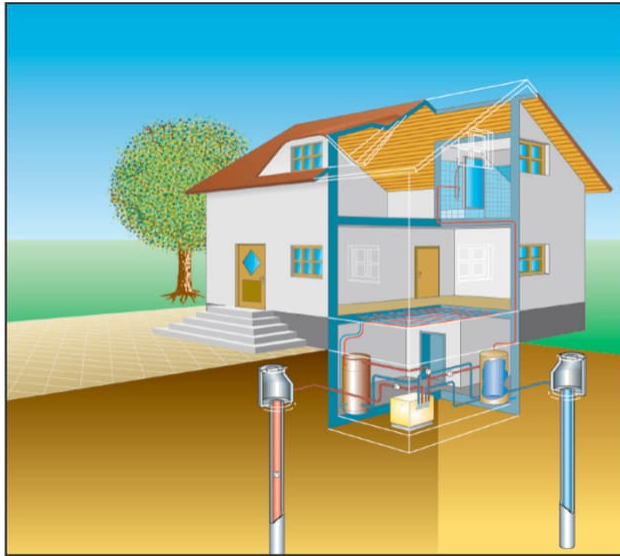


Fig. 7-5 Wärmequelle Grundwasser (Quelle: ehpa)

Das Grundwasser ist die Quelle mit der im Durchschnitt höchsten Temperatur, was zur sehr effizientem Betrieb führt. Grundwasser steht aber selten zur Verfügung. Beim Grundwasser als Wärmequelle ist dessen Verfügbarkeit und Qualität das größte Problem. Sofern jedoch in ausreichender Menge, Qualität und mit geeignetem Temperaturniveau verfügbar ist diese Wärmequelle annähernd ideal für den Wärmepumpenbetrieb (bewilligungspflichtig aus Gewässer- und Umweltschutz-Gründen).

7.3.4. Wärmequelle Abwasser

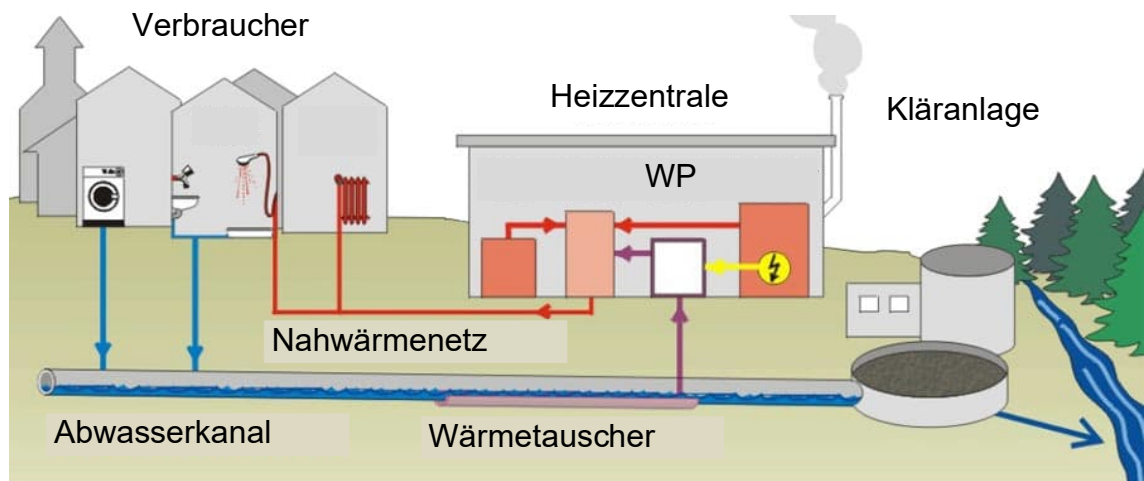


Fig. 7-6 Wärmequelle Abwasser (Quelle: Baulinks.de)

Die Warmegewinnung aus Abwasser wird zunehmend bedeutender. Im Zusammenhang mit den Bestrebungen, den Primärenergieverbrauch in Gebäuden zu senken, wird der Wärmenutzung aus Abwasser zunehmend Bedeutung geschenkt. Allerdings können Abwasser-Wärmepumpen zurzeit nur wirtschaftlich betrieben werden, wenn ein großer Wärmeleistungsbedarf besteht. Sie eignen sich für größere Gebäude und ganze Quartierheizungen, jedoch nicht für einzelne Einfamilienhäuser.

Es gibt auch Lösungen, bei denen das gereinigte Abwasser über Wärmetauscher als Wärmequelle genutzt wird, bevor es an die Umwelt abgegeben wird.

Folgende Gründe sprechen für den Einsatz von Abwasser-Wärmepumpen:

- Breite Verfügbarkeit.
In den meisten Gebäuden wird Abwasser produziert und viele davon sind in der Nähe eines großen Abwasserkanals oder einer Kläranlage.
- Nutzung von bisher ungenutzter Energie
Das Abwasser gelangt meist direkt – ohne Wärmerückgewinnung – in die Kanalisation. So wird bereits vorhandene Energie vernichtet. Mit einer Abwasser-Wärmepumpe kann diese Energie genutzt werden.
- Die Abwasser-Temperaturen sind im Bereich von 10° bis 20° übers Jahr vorhanden.

Die Gewinnung von Abwärme aus einem Abwasserkanal bedingt eine Bewilligung der Kanalisationsbetreiber.

7.3.5. Wärmequelle Eisspeicher

Als Wärmequelle kann auch ein Eisspeicher genutzt werden. Das Wasser im Tank dient als Wärmequelle. Dem Wasser wird Energie zum Heizen entzogen, dabei gefriert das Wasser im Tank (vgl. Kap. Eisspeicher: 9.4.1, Heizfall).

7.4. Wärmepumpen-Benennung

Wärmepumpen werden vor dem /-Strich nach dem Wärmeträgermedium der Wärmequelle benannt (Wasser, Sole, Luft). Nach dem /-Strich folgt das Wärmeträgermedium der Heizanlage (Wasser, Luft).

(Die Bezeichnung der Antriebsenergie wird nicht mehr speziell erwähnt, da der Verdichter meistens mit elektrischer Energie betrieben wird.)

Beispiele

Wärmequelle	Bezeichnung der Wärmepumpe
Außenluft	Luft/Wasser-Wärmepumpe
Erdsreich	Sole/Wasser-Wärmepumpe
Grundwasser	Wasser/Wasser-Wärmepumpe

7.5. Betriebsarten

7.5.1. Monovalenter Betrieb

Monovalente Betriebsweise (mono = ein, einzig)

In einer monovalenten Wärmepumpen-Heizanlage stellt allein die Wärmepumpe (vgl. Fig. 7-7) für alle möglichen Betriebszustände die erforderliche Heizwärme bereit. Die Wärmepumpe muss also für den maximalen Wärmebedarf der Gebäudeheizung ausgelegt werden. Die maximal möglichen Heizwasser-Vor- und Rücklauftemperaturen müssen auf die maximal zulässige Kondensator-Austrittstemperatur ausgelegt werden.

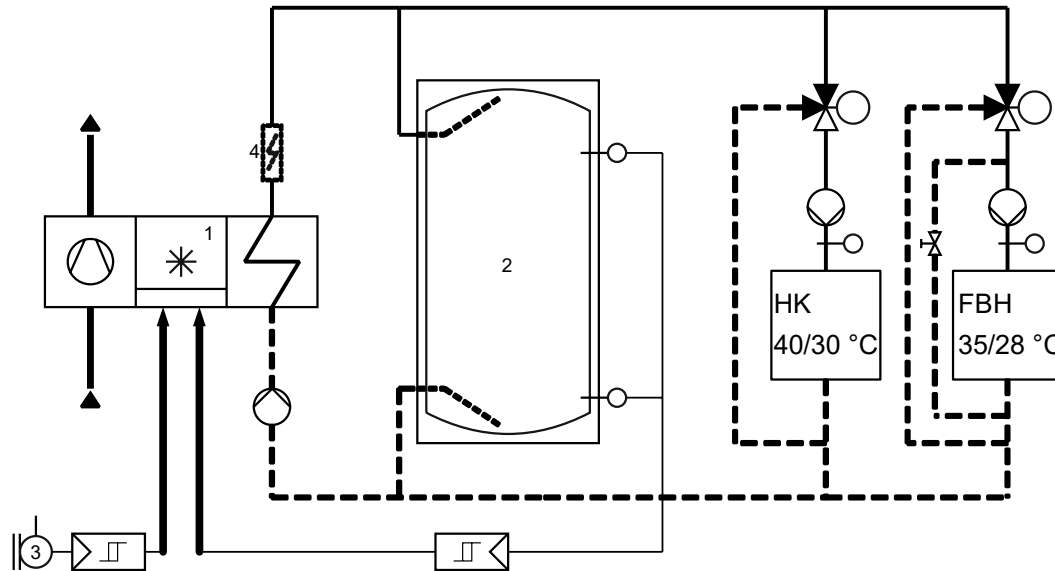


Fig. 7-7 Monovalent betriebene Heizungsanlage mit Speicher und Verbrauchergruppen
 1 Wärmepumpe
 2 Speicher
 3 Außenfühler
 4 Zusatzheizung (Elektro, optional)

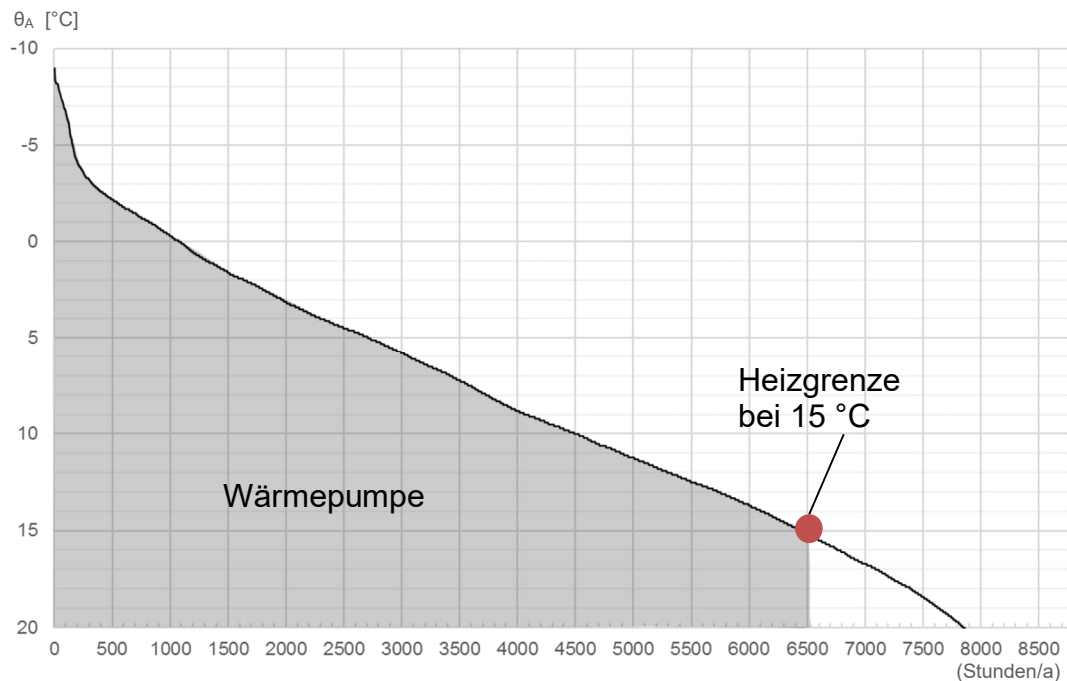


Fig. 7-8 Summenhäufigkeitsdiagramm der Außenlufttemperatur für monovalenten Betrieb

Bei Ausfall der Wärmepumpe steht in einer monovalenten Anlage keine Alternativheizung zur Verfügung.

Spezialfall: Monoenergetischer Betrieb

Da die maximale Leistung einer Anlage nur während relativ kurzer Zeit zur Verfügung stehen muss, wird für Einfamilienhäuser oft als Lösung eine Luft/Wasser-Wärmepumpe mit elektrischer Zusatzheizung (vgl. Fig. 7-7, 4) zur Spitzenlastdeckung eingesetzt. Dies ist eigentlich ein bivalenter Betrieb (vgl. unten). Da aber nur eine Energieform, in diesem Falle Elektrizität zugeführt wird, spricht man auch von monoenergetischer Betriebsweise.

Erfahrungsgemäß benötigt eine Anlage weniger Energie, wenn diese Umschaltung von Hand erfolgt. Ebenso sollte auf eine Nachtabenkung der Versorgungstemperatur bei tiefen Außentemperaturen verzichtet werden, damit keine Schnellaufheizung notwendig wird.

7.5.2. Bivalenter Betrieb

Bivalente Betriebsweise (bi = zwei, doppelt)

In einer bivalenten Wärmepumpen-Heizanlage erzeugt die Wärmepumpe bei mildem und durchschnittlich kaltem Winterwetter allein die notwendige Heizwärme. Bei starker Kälte wird der Heizwärmebedarf durch eine Zusatzheizung ergänzend (parallel) oder gänzlich (alternativ) gedeckt.

Die Wärmepumpe muss also nur für einen Teil des maximalen Wärmebedarfs der Gebäudeheizung ausgelegt werden.

Die Zusatzheizung kann auf verschiedene Arten zur Wärmepumpe betrieben und muss entsprechend ausgelegt und eingesetzt werden. Man unterscheidet die folgenden Betriebsarten:

- Bivalent-alternativer Betrieb
- Bivalent-paralleler Betrieb
- Bivalent-parallel/alternativer Betrieb

Bivalent-alternativer Betrieb

Hierzu ist die Wärmepumpe nur bei mildem und durchschnittlich kaltem Winterwetter in Betrieb. Bei starker Kälte und zur Deckung des maximalen Wärmebedarfes werden die Wärmepumpe aus- und die Zusatzheizung eingeschaltet.

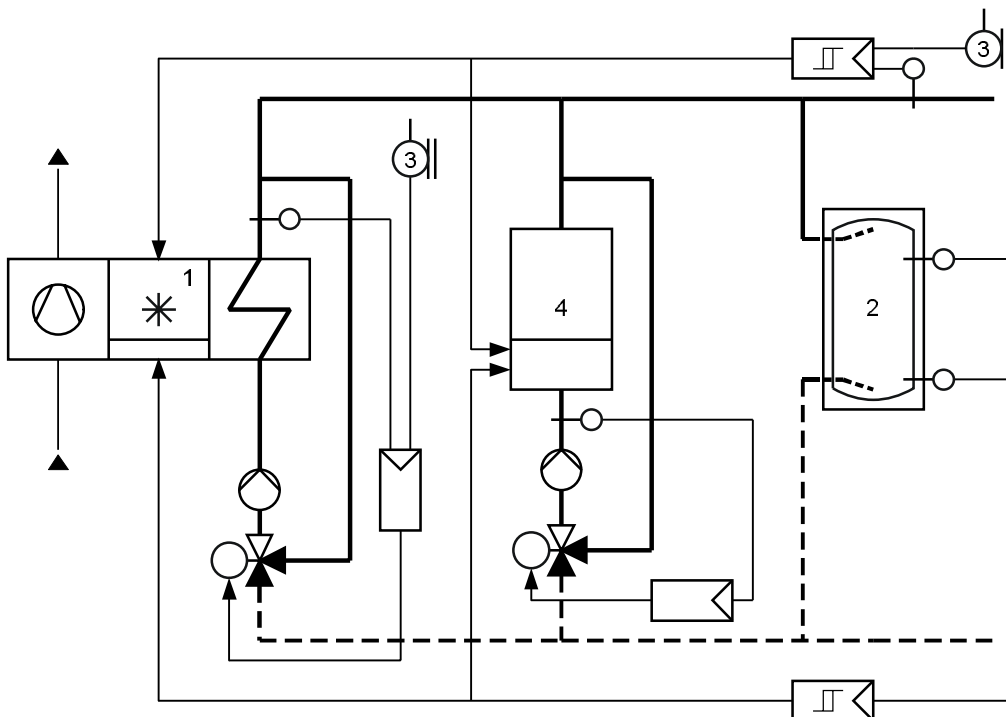


Fig. 7-9 Bivalent-alternativ betriebene Heizungsanlage mit Wärmepumpe, Feststoffkessel und Speicher
1 Wärmepumpe
2 Speicher
3 Außenlufttemperaturfühler
4 Feststoffkessel

Die Heizwasser-Vor- und Rücklauftemperaturen müssen für die Lastzustände mit Wärmepumpenbetrieb auf die maximal zulässige Kondensator-Austrittstemperatur ausgelegt sein. Für die Lastzustände mit alternativem Zusatzheizungsbetrieb dürfen die Heizwasser-Vor- und Rücklauftemperaturen über diese maximal zulässigen Werte steigen. Die Zusatzheizung muss jedoch hydraulisch derart in den Heizwasserkreislauf geschaltet werden, dass bei Zusatzheizungsbetrieb kein Heizwasser durch den Wärmepumpen-Kondensator zirkulieren kann (Hochdruck-Betriebsgrenze).

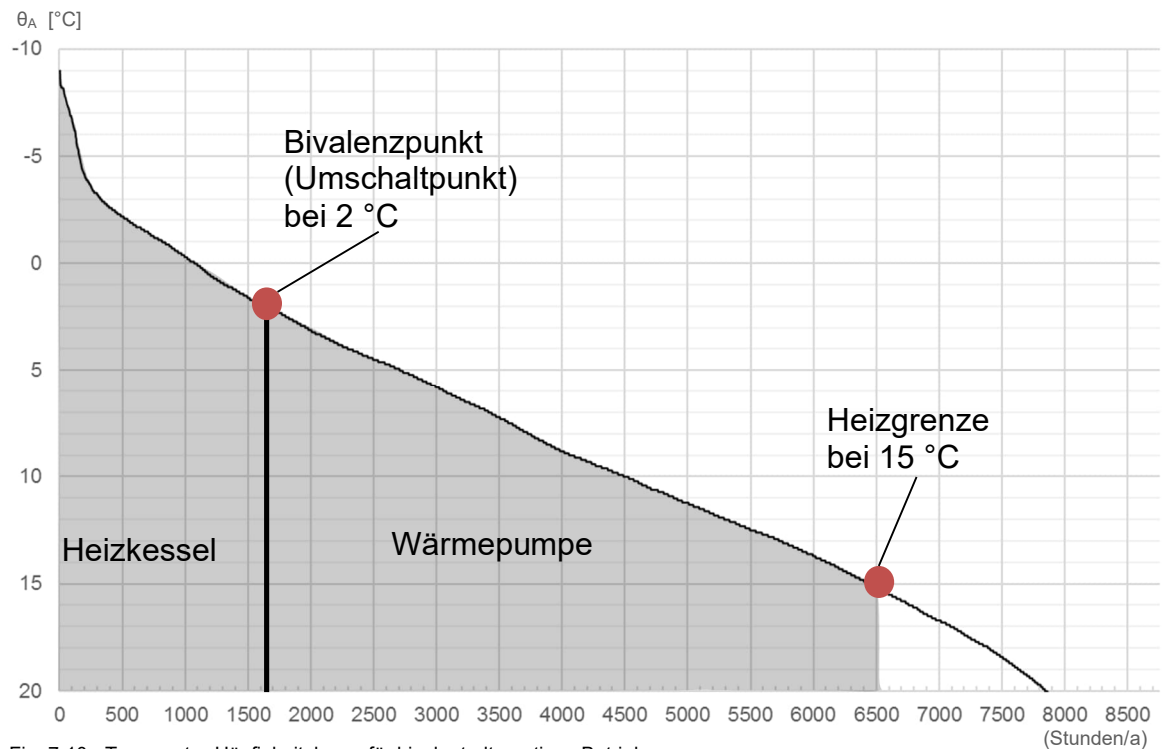


Fig. 7-10 Temperatur-Häufigkeitskurve für bivalent-alternativen Betrieb

Die Zusatzheizung muss für die gesamte maximale Heizleistung ausgelegt werden.

Im Betrieb muss von der Wärmepumpe auf die Zusatzheizung umgeschaltet werden, sobald die Wärmepumpen-Heizleistung nicht mehr ausreicht. Dies wird regeltechnisch in Abhängigkeit der Außentemperatur gemacht.

Bivalent-paralleler Betrieb

Hierzu sind die Wärmepumpe und die Zusatzheizung bei der Deckung des maximalen Wärmebedarfs der Gebäudeheizung gemeinsam in Betrieb.

Die Heizanlage muss für die maximal zulässige Rücklauftemperatur (Kondensator-Eintrittstemperatur) ausgelegt sein. Die Zusatzheizung muss hydraulisch in Serie zur Wärmepumpe in den Heizwasservorlauf geschaltet werden. Mit der Zusatzheizung wird die Kondensator-Austrittstemperatur auf die notwendige Vorlauftemperatur erhöht.

Die Zusatzheizung muss für den Teil des maximalen Wärmebedarfes ausgelegt sein, welcher durch die Wärmepumpe nicht gedeckt wird.

Die Zuschaltung der Zusatzheizung erfolgt sobald im Betrieb die Wärmepumpen-Heizleistung allein nicht mehr ausreicht. Dies wird regelungstechnisch in Abhängigkeit der Heizwasser-Vorlauftemperatur bewerkstelligt.

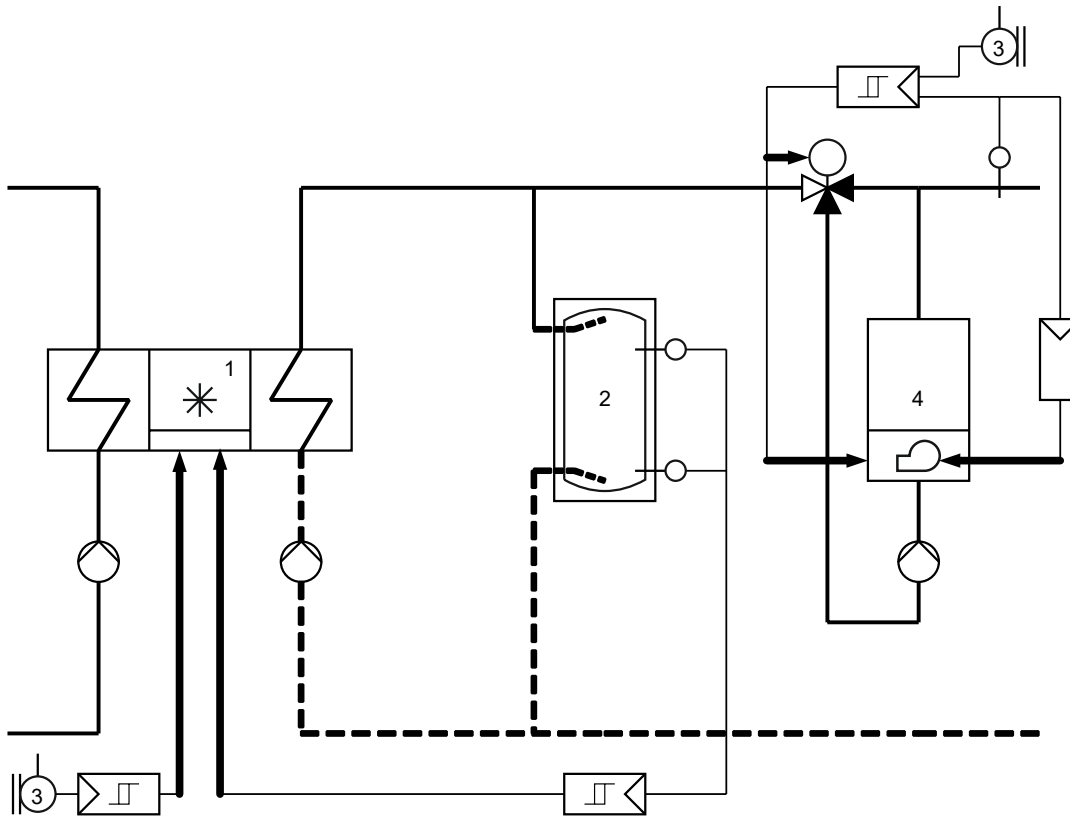


Fig. 7-11 Bivalent-parallele Heizungsanlage

- 1 Wärmepumpe
- 2 Speicher

- 3 Außenlufttemperaturfühler
- 4 Gas-Brennwert Kessel

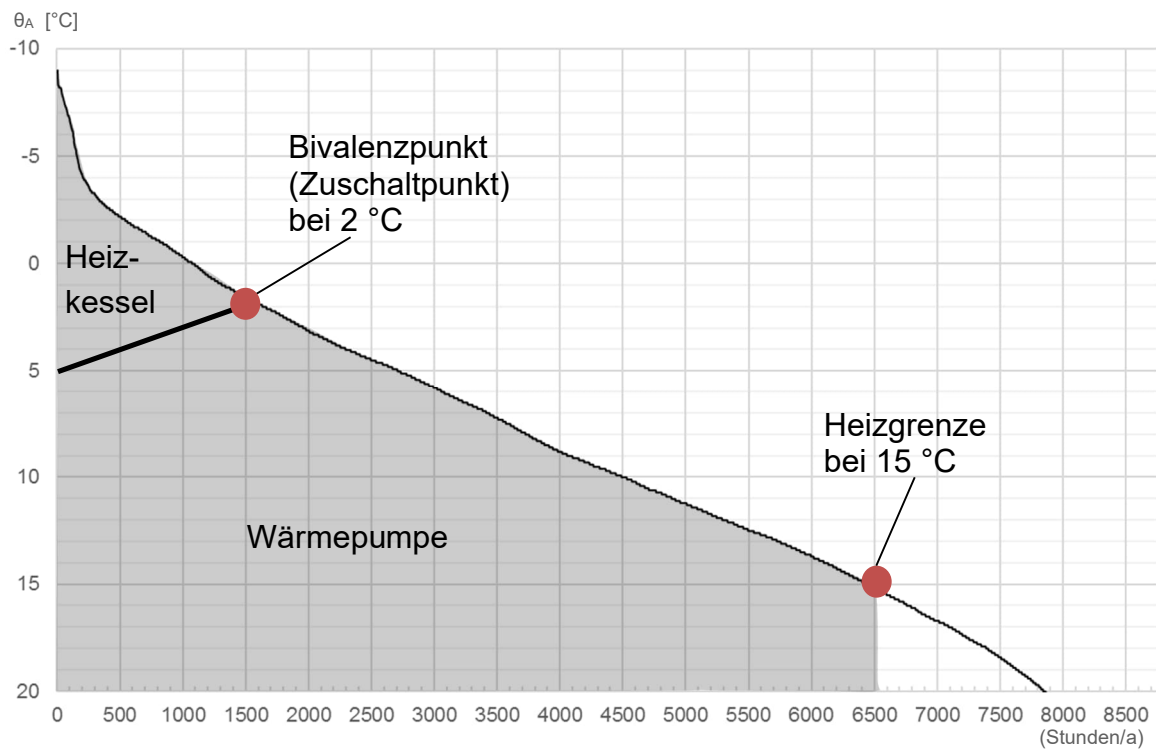


Fig. 7-12 Temperatur-Häufigkeitskurve für bivalent-parallelen Betrieb

Bivalent-parallel/alternativer Betrieb

Hierzu sind paralleler- und alternativer Betrieb kombiniert.

Bei geringem bis mittlerem Heizwärmebedarf wird dieser durch die Wärmepumpe allein gedeckt. Steigt der Wärmebedarf über die Heizleistung der Wärmepumpe, so wird die Zusatzheizung parallel betrieben, abhängig von der Vorlauftemperatur. Steigt der Wärmebedarf weiter über die Betriebsgrenze der Wärmepumpe an, so wird diese abgeschaltet (Außentemperatur- oder Wärmequellen-temperatur-abhängig) und der gesamte maximale Wärmebedarf wird durch die Zusatzheizung gedeckt.

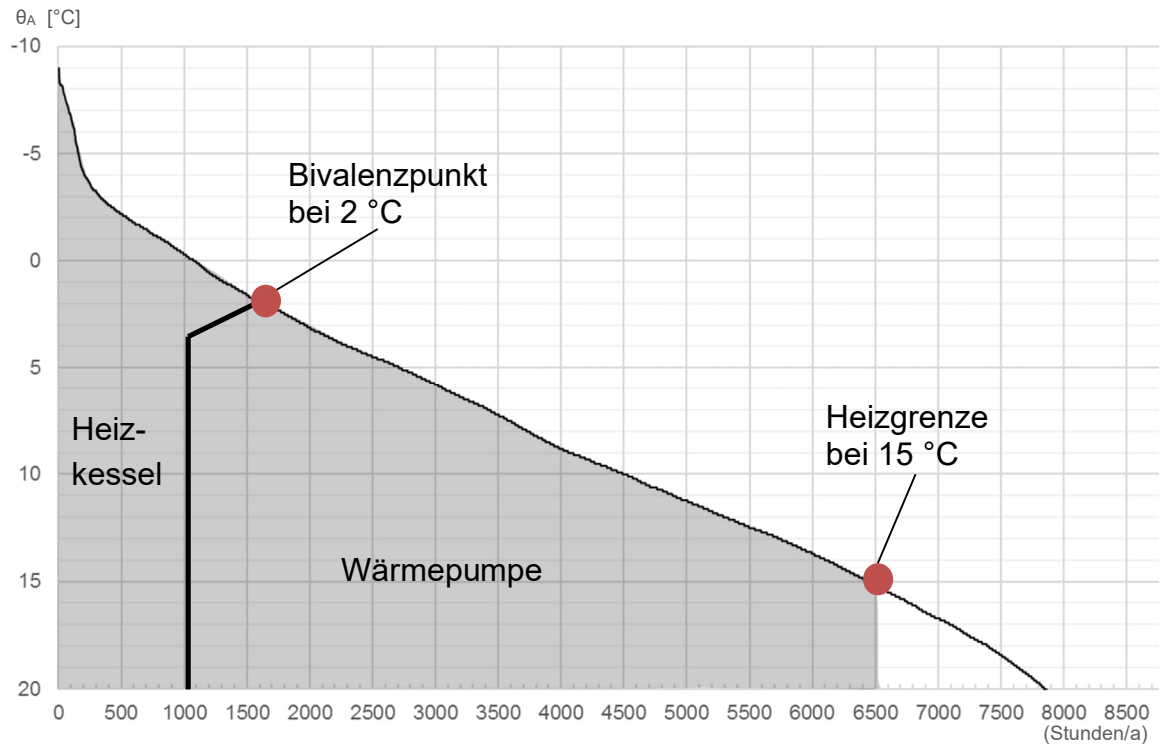


Fig. 7-13 Temperatur-Häufigkeitskurve für bivalent-parallel/alternativen Betrieb

Die Zusatzheizung muss hydraulisch derart in das System integriert werden, dass:

- sie im Parallelbetrieb in Serie zur Wärmepumpe in den Heizwasservorlauf geschaltet ist.
- im Alternativbetrieb kein Heizwasser durch den Wärmepumpen-Kondensator zirkulieren kann.

Die Zusatzheizung muss für den gesamten maximalen Heizwärmebedarf ausgelegt werden

7.5.3. Wahl der Betriebsart

Die richtige Betriebsweise

Die Wahl der günstigsten (Energie- und Kosten/Nutzen optimalen) Betriebsweise ist von den folgenden Kriterien abhängig:

- Jahresverlauf des Heizwärmebedarfs des Gebäudes
- Jahresverlauf der Heizwärmeleistung der Wärmepumpe
- Bedarfsabhängiger Verlauf der Heizwasser-Vor- und Rücklauftemperatur
- Jährliche Häufigkeit der auftretenden Heizlastzustände

7.6. Kennzahlen für Wärmepumpen

7.6.1. COP

Vergleichsmöglichkeit von Wärmepumpen

Um einen Vergleich zu erhalten, wie gut eine Wärmepumpe ist, wird, wie bei anderen Maschinen auch, bei Wärmepumpen der Nutzen mit dem Aufwand verglichen. Diese Leistungszahl wird bei Wärmepumpen COP (Coefficient of Performance) genannt.

Wie der Begriff Leistungszahl schon andeutet, werden hier Leistungen verglichen, d.h. [kW/kW]. Damit ist der COP einheitenlos.

Bei Elektro-Wärmepumpen ist der COP-Wert das Verhältnis von der momentanen Wärmeleistung Φ_c zur hierfür zugeführten elektrischen Leistung P_{el} .

$$\text{COP} = \frac{\Phi_c}{P_{el}} \quad \left(\frac{\text{momentane Wärmeleistung}}{\text{zugeführte (elektrische) Leistung}} = \frac{\text{Nutzwärme}}{\text{Stromverbrauch}} \right)$$

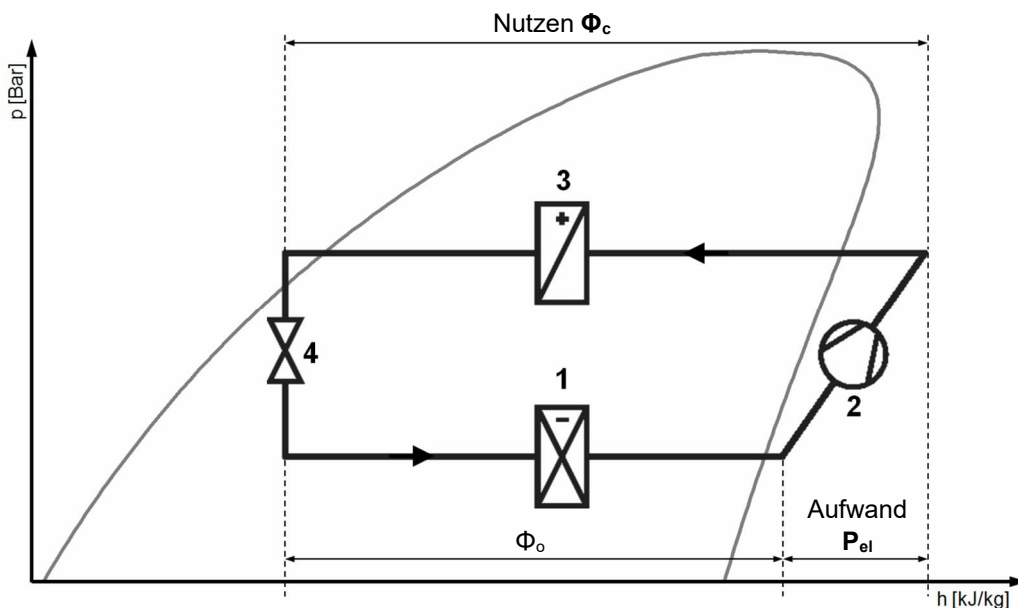


Fig. 7-14 COP im Wärmepumpenkreislauf

⇒ Je größer der COP-Wert, desto energieoptimaler ist der Wärmepumpenbetrieb.

Der COP (und somit die Heizleistung der Wärmepumpe) vergrößert sich bei kleiner werdender Differenz zwischen Kondensations- und Verdampfungstemperatur. Dies muss für das Betriebskonzept einer Wärmepumpen-Heizanlage unbedingt berücksichtigt werden.

Aus diesem Grund sind Luft-Wasser-Wärmepumpen am ineffizientesten. Im Winter, wenn der größte Heizleistungsbedarf besteht, ist die Quelltemperatur (Außenluft) am tiefsten. Die Differenz zwischen Kondensations- und Verdampfungstemperatur ist dann am größten.

So sind aufgrund der kleineren Temperaturdifferenz zwischen Quelle und Senke Wärmepumpen in Heizsystemen mit tiefen Vorlauftemperaturen (z.B. Fußbodenheizungen, TABS) effizienter als in Systemen mit hohen Vorlauftemperaturen (z.B. Heizkörper oder Warmwasser-Erwärmung).

Ein bestimmter COP ist nur gültig für einen bestimmten, momentanen Betriebszustand.

Aus diesem Grund ist es auch wichtig, diesen Betriebspunkt, d.h. die Quellen- und die Heizungswassertemperatur zu kennen, sonst ist der COP nicht aussagekräftig.

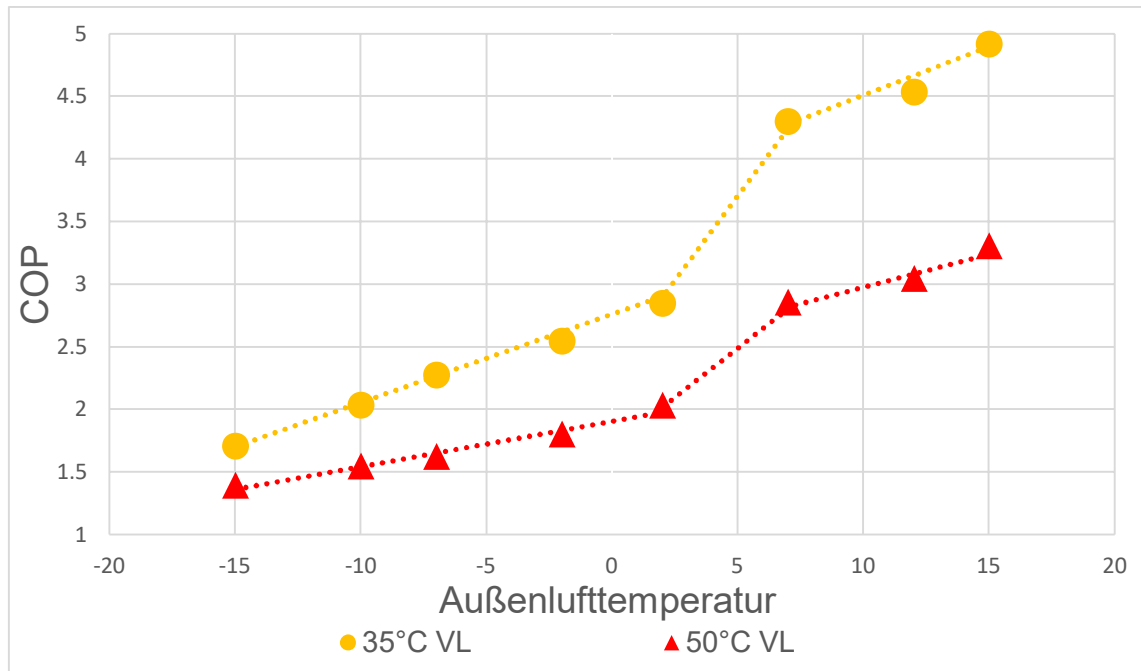


Fig. 7-15 Typischer COP Verlauf einer Luft/Wasser Wärmepumpe mit Vorlauftemperatur 35 °C resp. 50 °C

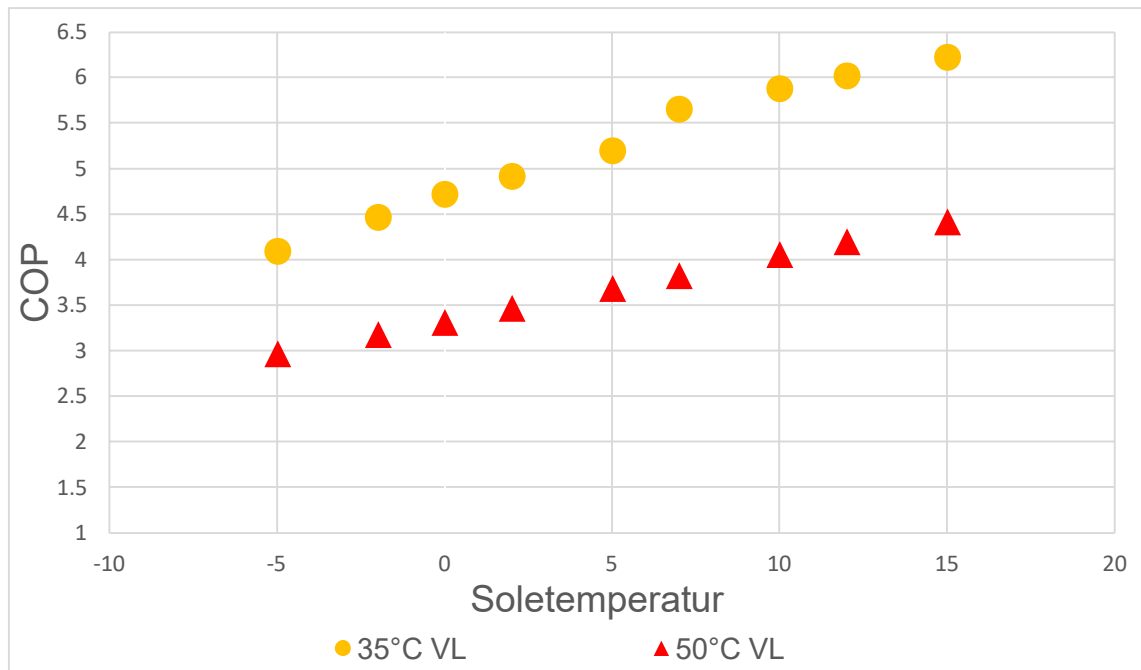


Fig. 7-16 Typischer COP Verlauf einer Sole/Wasser Wärmepumpe mit Vorlauftemperatur 35 °C resp. 50 °C

Mindestanforderungen an Wärmepumpen gemäss EN 14511

Das Gütesiegel „Keymark-Wärmepumpe“ basiert auf unabhängigen Leistungsprüfungen, die nach den Normen EN 14511 (Teil 1-4), EN 15879, EN 16147 und EN 12102 durchgeführt werden. Weiter werden Normen für die Fertigungsbedingungen und Qualitätssicherung berücksichtigt. Dieses Label gilt als europaweit gültiges Produktprüfzeichen (ab Herbst 2015).

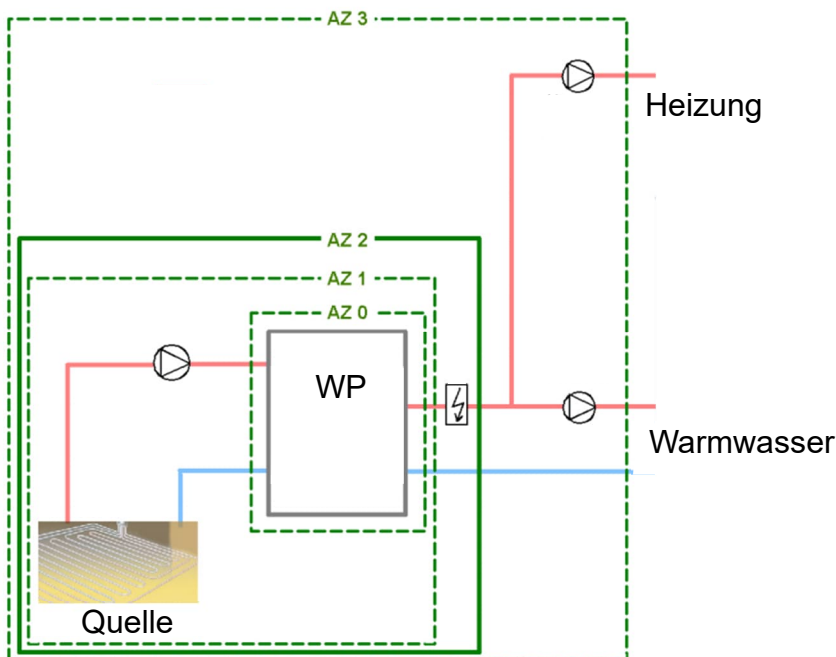
Zur Erfüllung der Norm EN 14511 gelten folgende Mindestanforderungen:

Luft/Wasser	COP > 3.1 bei (A2/W35)
Sole/Wasser	COP > 4.3 bei (B0/W35)
Wasser/Wasser	COP > 5.1 bei (W10/W35)

Somit bedeutet der Prüfpunkt B0/W35, dass eine Sole/Wasser-Wärmepumpe mit 0 °C Sole-Quellentemperatur und mit 35 °C Wasser-Vorlauftemperatur betrieben wird.

Da der COP jeweils nur für einen Betriebspunkt gilt, wird er unterdessen vermehrt mit dem SCOP (Seasonal Coefficient of Performance) ersetzt. Für den saisonalen COP wurden einheitlich mehrere realistische Betriebspunkte definiert. Diese fließen alle in den SCOP ein. Dadurch ist die Effizienz der Wärmepumpe auch bei Teillast bekannt. Die Bedingungen für die Berechnung des SCOP sind in der europäischen Norm EN 14825 definiert. Durch die einheitliche Berechnung können Wärmepumpen anhand des SCOP miteinander verglichen werden. So wurde die Einführung einer Energieeffizienzetikette für Wärmepumpen möglich.

Eine hohe Leistungszahl bzw. COP führt auch zu einer hohen Jahresarbeitszahl. Vom COP kann nicht direkt auf die JAZ geschlossen werden, da der COP nur für die Wärmepumpe allein gilt und die JAZ sich aber auf die gesamte Wärmeerzeugungsanlage bezieht. Weitere Einflussfaktoren sind: Systemtemperaturen der Heizflächen, die Warmwasser-Bereitstellung, das Benutzerverhalten und letztlich das Wetter.



114

$$AZ0 = \frac{Q_{\text{Heiz,WP}} + Q_{\text{TWW,WP}}}{W_{\text{Verd+St}}}$$

$$AZ1 = \frac{Q_{\text{Heiz,WP}} + Q_{\text{TWW,WP}}}{W_{\text{Verd+St}} + W_{\text{SP/Vent/BP}}}$$

$$AZ2 = \frac{Q_{\text{Heiz,WP}} + Q_{\text{TWW,WP}} + Q_{\text{Heiz/TWW,HS}}}{W_{\text{Verd+St}} + W_{\text{SP/Vent/BP}} + W_{\text{HS}}}$$

$$AZ3 = \frac{Q_{\text{Heiz,WP}} + Q_{\text{TWW,WP}} + Q_{\text{Heiz/TWW,HS}}}{W_{\text{Verd+St}} + W_{\text{SP/Vent/BP}} + W_{\text{HS}} + W_{\text{LPTS+LPPS}}}$$

AZ	Arbeitszahl
$Q_{\text{Heiz,WP}}$	Heizenergie der Wärmepumpe
$Q_{\text{TWW,WP}}$	Trinkwarmwasserenergie der Wärmepumpe
$Q_{\text{Heiz/TWW,HS}}$	Energiebereitstellung des Heizstabs (Warmwasser, Heizung)
$W_{\text{Verd+St}}$	Elektroenergieverbrauch durch Verdichter und Steuerung
$W_{\text{SP/Vent/BP}}$	Elektroenergieverbrauch durch Solepumpe oder Ventilator oder Brunnenpumpe
W_{HS}	Elektroenergieverbrauch durch Heizstab
$W_{\text{LPTS+LPPS}}$	Elektroenergieverbrauch durch Ladepumpen

Dies bedingt ein entsprechendes Messkonzept (Planungsphase) für die Wärmepumpe-Anlage und die Anlage muss mit den notwendigen Fühlern und Zählern (Elektro- und Wärmezähler) ausgerüstet sein.

Typische, in der Praxis vorkommende Jahresarbeitszahlen:

Wärmepumpe	JAZ
Luft/Wasser	2.9
Sole/Wasser	3.9

Tabelle 7-1 Typische JAZ (Quelle: Studie Fraunhofer Institut 2011, AZ 2)

7.7. Die Regelung der Wärmepumpe

Eine Wärmepumpe ohne regelbare Heizleistung produziert im Teillastbetrieb überschüssige Wärme. Welche Wärmepumpen-Heizleistungsregelung verwendet werden soll und kann, muss unbedingt vom Wärmepumpen-Hersteller bestimmt und bei der Anlagekonzeption und -dimensionierung berücksichtigt werden.

7.7.1. Heizleistungsregelung direkt an der Wärmepumpe

Detaillierte Informationen zu den nachfolgend aufgeführten Heizleistungsregelungen direkt an der Wärmepumpe sind im Kapitel 6 enthalten. Hier werden nur die Auswirkungen dieser Regelungen auf die Jahresarbeitszahl beschrieben.

Heißgas-Bypass oder Saugdrossel

Eine Wärmepumpen-Heizleistungsregelung mittels stetig geregeltem Heißgas- Bypass- oder Saugdrosselventil ist unsinnig, da in beiden Fällen eine Reduktion der Heizleistung keine annähernd gleichwertige Reduktion der Antriebs-Leistungsaufnahme erbringt. Sowohl die Heißgas- Bypass- als auch die Saugdrossel-Regelung ergeben also für die Wärmepumpe sehr schlechte Jahresarbeitszahlen.

Verdichter Zylinderabschaltung

Mit der Zylinderabschaltung können bei entsprechend ausgerüsteten mehrzylindrigen Kolbenverdichter einzelne Zylinder stufenweise zu- oder abgeschaltet werden. Hierzu werden die Saugventile der abzuschaltenden Zylinder geöffnet (z.B. elektrohydraulisch). Diese Wärmepumpen-Heizleistungsregelung ist jedoch nicht energieoptimal, da im reduzierten Leistungsbetrieb Reibungsverluste auftreten, und die Massenkräfte der leer mitlaufenden Kolben trotzdem aufgebracht werden müssen. Die Verdichter Zylinderabschaltung ergibt also für die Wärmepumpe eine schlechtere Jahresarbeitszahl.

Verdichter-Drehzahlregelung

Mit der Verdichter-Drehzahlregelung wird eine gute Leistungsregelung erreicht.

Eine Heizleistungsregelung mittels mehrstufiger oder stufenloser Drehzahlregelung (Frequenzumformer auf Drehstrommotor) ist nahezu energieoptimal.

7.7.2. Wärmepumpe Ein/Aus-Regelung

Die Ein/Aus-Regelung ist die meist verwendete Regelung bei Wärmepumpen.

Elektrisch betriebene Wärmepumpen mit Antriebs-Anschlussleistungen bis ca. 40 kW werden heute normalerweise nur im Zweipunktverfahren Ein/Aus geregelt, da die vorgenannten Leistungsregelungen nicht energieoptimal sind oder hohe Investitionskosten verursachen. Bei dieser Art der Regelung ist zu beachten, dass häufiges Ein/Aus-Schalten von Wärmepumpen die Lebensdauer der mechanischen Teile vermindert, die Stillstandverluste erhöht und häufige Netzschwankungen durch die hohen Anlaufströme entstehen.

Deshalb muss zur Verhinderung von zu häufigem Ein/Aus-Schalten die Wärmepumpen-Heisanlage genügend Wärmespeicherkapazität aufweisen, welche zeitweilig einerseits die überschüssig produzierte Wärmepumpen-Wärme speichern kann, und andererseits den Heizanlagen-Wärme-bedarf bei ausgeschalteter Wärmepumpe decken kann.

Zusätzlich sollte sicherheitshalber die Wärmepumpe zeitverzögert geschaltet werden, so dass eine maximal zulässige Anzahl Anläufe pro Stunde nicht überschritten werden kann (z.B. max. 3 Anläufe pro Stunde). Die zulässige Anlaufhäufigkeit wird oft auch vom Elektrizitätswerk vorgeschrieben.

7.8. Kältemittel für Wärmepumpen

Für Kältemittel in Wärmepumpen gelten die gleichen Bedingungen bezüglich Sicherheit und Umweltschutz, wie für Kältemittel bei Kältemaschinen. Detaillierte Angaben zu Kältemitteln finden sich in Kap. 2 "Kältemittel".

Aus diesem Grund werden hier nur kurz vier für Wärmepumpen geeignete Kältemittel vorgestellt.

R407C/R410a und R134a

R407C/R410a und R134 sind die heute am meisten verwendeten Kältemittel in Wärmepumpen

R290 (Propan)

Propan ist allgemein gut geeignet für Wärmepumpen. Speziell Luft/Wasser-Wärmepumpen erreichen einen höheren COP als beim Betrieb mit R407C, weil Propan über einen hohen Einsatzbereich in Bezug auf Verdampfungs- und Kondensationstemperatur verfügt. Propan ist deshalb auch bei hohen Vorlauftemperaturen geeignet.

R744 (CO₂)

Mit CO₂ kann nur bei sehr tiefen Rücklauftemperaturen eine vernünftige Effizienz erreicht werden. Deshalb ist CO₂ für Anlagen mit Warmwassererwärmung prädestiniert. Die Systemdrücke sind stark von der Verflüssigungstemperatur abhängig und können im Bereich >100 bar liegen.

8 Wärmerückgewinnung (WRG) im Kältekreislauf

8.1. Einleitung

Wo gekühlt wird, fällt eine erhebliche Menge an Wärme an. Ungenutzt wird diese Energie zur blossen Abwärme. Wo Wärme und Kälte gleichzeitig gefragt sind ist die Nutzung einer Wärmerückgewinnungsanlage äusserst effizient. Die Abwärme kann zur folgenden Zwecke verwendet werden.

- in Klimaanlage zur Nacherwärmung von entfeuchteter Luft
- in Metzgereien, Käsereien, Milchzentralen, Hotels usw., wo einerseits Kühlräume betrieben werden und andererseits ständig ein grösserer Bedarf an warmem Brauchwasser vorhanden ist
- in Verkaufsläden, wo bei der Kühlung von Lebensmitteln gleichzeitig ein Heizbedarf, z.B. für die Ladenstrasse, auftritt
- in Kühllagern, zu Heizzwecken und zur Brauchwassererwärmung
- bei Verarbeitungsprozessen (z.B. Trocknungsverfahren)
- Einspeisung in Fernwärme

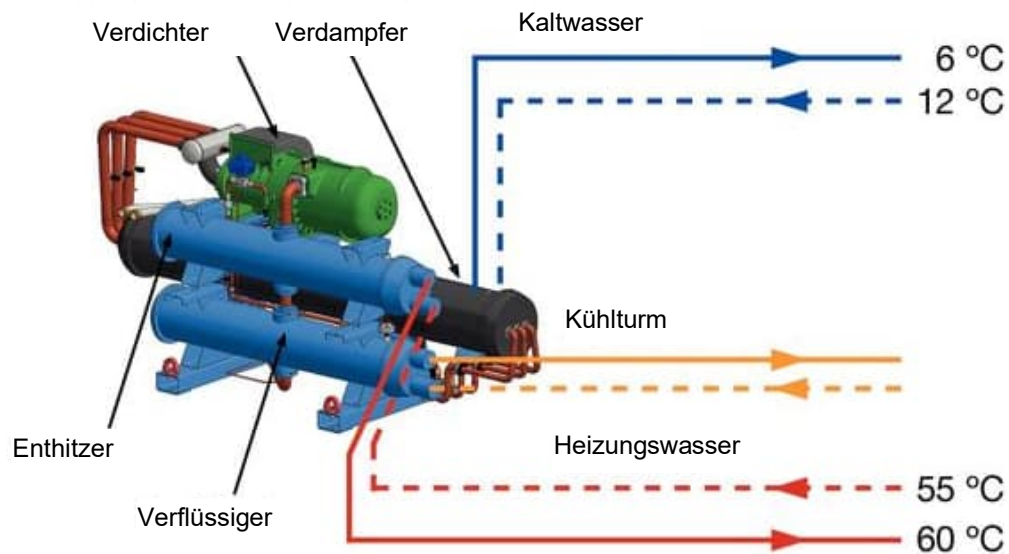


Fig. 8-1 Schematischer Aufbau einer WRG (Quelle: engie)

8.1.1. Gleichzeitige Kälte- und Wärmeproduktion

Die im Verdampfer aufgenommene Wärme (1-2) und die Verdichterarbeit (2-3) in Form von Wärme muss im Verflüssiger (3-4) wieder abgegeben werden. Die Wärmeleistung einer Kältemaschine ist immer höher als deren Kälteleistung, weil die Wärmeleistung sich aus der Verdampferleistung und Verdichterleistung zusammensetzt. Anstatt diese Wärme über Rückkühler zu vernichten, kann diese an das Heizsystem abgegeben werden. Dabei ist zu beachten, dass die Verflüssigungstemperatur nicht frei wählbar ist. Je höher diese angesetzt ist, desto mehr Arbeit muss der Verdichter leisten. Mit Erhöhung der Temperatur steigen auch die Drücke und somit auch die Anforderungen an die Komponenten der Kältemaschine.

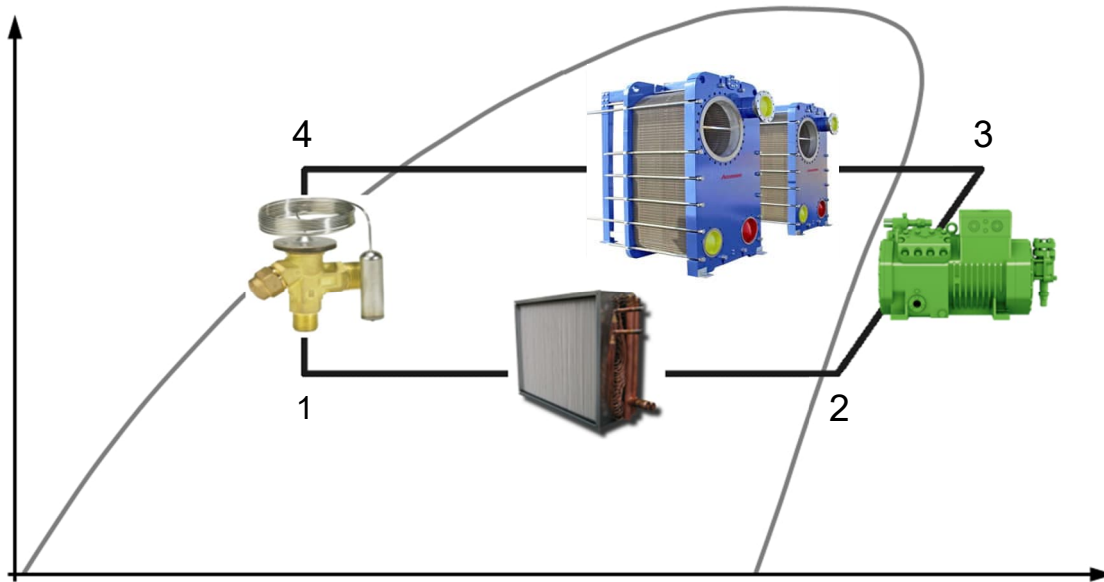


Fig. 8-2 h-log p Diagramm mit eingezeichnetem Kältekreislauf 1-4

8.2. Die Gasseitige Wärmerückgewinnung

Gasseitige Wärmerückgewinnungsverfahren haben gegenüber anderen Lösungen einige bedeutende Vorteile. So bietet die direkte Nutzung der Verflüssigungswärme meist eine höhere Temperatur- und Wärmeausbeute als herkömmliche, indirekte Wärmeaustauschverfahren.

Zudem erlaubt das Dreiwegventil für gasseitige Regulierung verbraucherseitig eine Vereinfachung der hydraulischen Schaltung, insbesondere bei Nacherwärmung des Heizmittels über die Verflüssigungstemperatur hinaus (z.B. Warmwasser).

Dreiwegventile verhindern die bei hohen Rücklauftemperaturen zu befürchtenden Drücke im Verflüssiger und steigern so die Betriebssicherheit bei geringerem Aufwand.

Die gasseitige Wärmerückgewinnung erfolgt in Zusatzverflüssigern. Sie können durch verschiedene Schaltungen mit dem Hauptverflüssiger verbunden sein. Nachfolgend werden drei prinzipielle Anordnungen erläutert.

8.2.1. In Reihe angeordnete Verflüssiger

Wird dem Hauptverflüssiger ein Zusatzkondensator für die Wärmerückgewinnung vorgeschaltet, sind die Verflüssiger in Reihe geschaltet.

Diese Anordnung wird besonders dann gewählt, wenn der Zusatzverflüssiger zur Aufbereitung von Warmwasser dient, dessen Temperatur höher als die Verflüssigertemperatur ist. Erreicht wird dies durch die Ausnutzung der Enthitzungswärme. Die erreichbare Wassertemperatur hängt von der Größe des Zusatzverflüssigers und dem am nachgeschalteten Verflüssiger herrschenden Druck ab.

Bei Reihenschaltungen summieren sich die Druckverluste in den Verflüssigern und in Kältemittel-Leitungen. Der Druckverlust zwischen Verdichter und Kältemittelsammler darf daher nicht zu gross sein, weil sonst die Wirtschaftlichkeit der Anlage leidet.

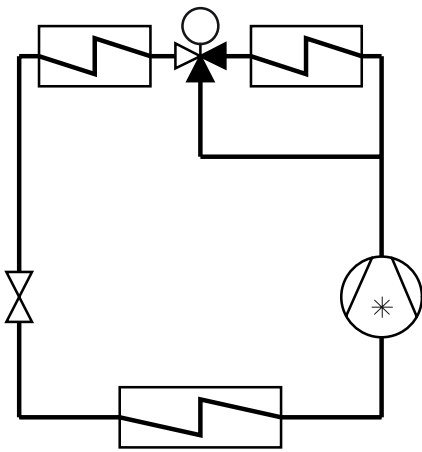


Fig. 8-3 Verflüssiger in Reihe geschaltet

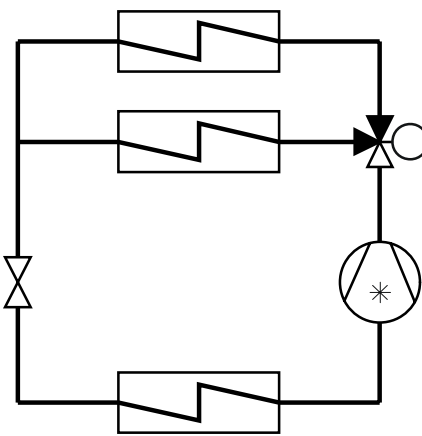


Fig. 8-4 Parallelschaltung der Verflüssiger

8.2.2. Parallel geschaltete Verflüssiger

Ist der Zusatzverflüssiger neben dem Hauptverflüssiger angeordnet und wird er gleichzeitig mit demselben Gas gespeist, liegt eine Parallelschaltung der Verflüssigung vor. Sie findet dort Anwendung, wo:

- beide Verflüssiger einen relativ hohen Druckabfall aufweisen, sei es wegen langer Rohrleitungen, oder infolge hohen Druckabfalls im Verflüssiger selbst
- mehrere Verflüssiger zur Wärmerückgewinnung eingesetzt werden, z.B. für eine Warmwasseraufbereitung, Lufterwärmung im Verkaufsladen und in der Metzgerei.

Bei Parallelschaltung verteilen sich Druckverluste auf die Verflüssiger. Solche Anlagen arbeiten daher besonders wirtschaftlich.

8.2.3. Kombinierte Schaltungen

Steht genügend Verflüssigerleistung zentral zur Verfügung, so sind auch Kombinationen aus in Reihe- und parallel geschalteten Verflüssigern denkbar. Sie finden vor allem dort Anwendung, wo mehrere, oft verschiedene, Wärmeverbraucher die Verflüssigerwärme nutzen.

8.3. Die stetige Regelung von mehreren Verflüssigern

Die Anordnung des stetigen Ventils kann unabhängig von der Schaltung der Verflüssiger auf zwei prinzipiell verschiedene Arten erfolgen:

- Heissgasseitige Verteilregelung
- Kondensatseitige Mischregelung

8.3.1. Heissgasseitige Verteilregelung

Bei der Heißgasverteilung (Fig. 8-5) befindet sich das Regelventil im Heißgasstrom. Es verteilt den Gasstrom stetig, in Abhängigkeit des Wärmebedarfs am Zusatzverflüssiger. Der Wärmebedarf am WRG-Zusatzverflüssiger wird von der Regelung dort erfasst, wo er entsteht (Räume, Klimazentrale etc.) und in die Stellgröße für das Regelventil umgewandelt. Die Leistung der Verflüssiger wird, durch die bei der jeweiligen Ventilstellung durchströmende Gasmenge bestimmt.

Der Vorteil der Heißgasverteilung liegt regelungsseitig darin, dass diese Anordnung des Stellglieds eine rasche Reaktion auf Regelbefehle bewirkt.

Heißgasverteilung empfiehlt sich deshalb dort, wo eine rasche und besonders genaue Regelung erforderlich ist. Beispiele:

- Prozessregelung einer Trocknungsanlage
- Regelung von luftseitigen Nachwärmern
- Genaue und rasche Temperaturregelung von Warmwasseranlagen

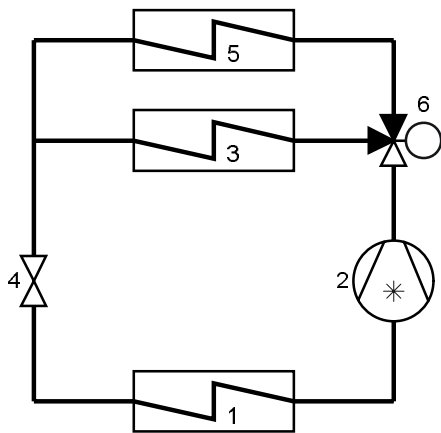


Fig. 8-5 Kälteanlage mit Heißgasverteilung (Parallelschaltung der Verflüssiger)

- | | |
|-------------------|----------------------|
| 1 Verdampfer | 4 Expansionsventil |
| 2 Verdichter | 5 Zusatzverflüssiger |
| 3 Hauptverflüssig | 6 Heißgasverteilter |

8.3.2. Kondensatseitige Mischregelung

Das kondensatseitige Regelventil mischt bei parallelgeschalteten Verflüssigern die Kondensatströme in Abhängigkeit des Wärmebedarfs.

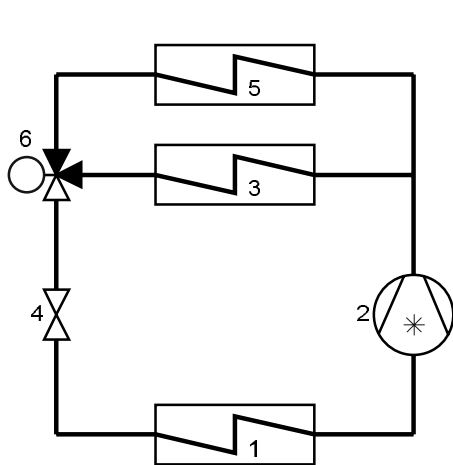


Fig. 8-6 Mischregelung mit Parallelschaltung

- | |
|-------------------|
| 1 Verdampfer |
| 2 Verdichter |
| 3 Hauptverflüssig |

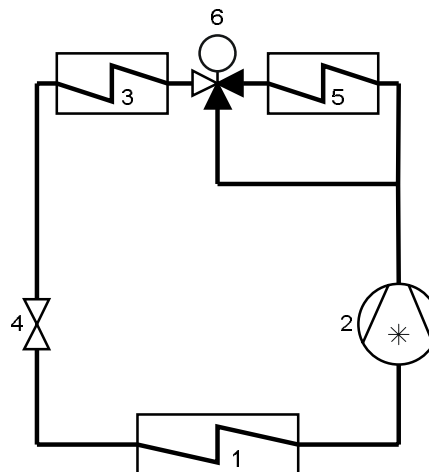


Fig. 8-7 Mischregelung mit Reihenschaltung

- | |
|----------------------|
| 4 Expansionsventil |
| 5 Zusatzverflüssiger |
| 6 Kondensatventil |

Wird Wärme verlangt, öffnet das Dreiweg-Mischventil die Kondensatleitung des WRG- Verflüssigers und schließt gleichzeitig jene des Hauptverflüssigers. Der WRG-Verflüssiger wird von Kondensat entleert und seine Leistung steigt entsprechend der freierwerdenden Wärmeaustauschfläche.

Ähnlich funktionieren die stetig geregelten Zusatzverflüssiger, welche zum Hauptverflüssiger in Reihe geschaltet sind (Fig. 8-7). Hier wird Kondensat aus dem Zusatzverflüssiger geregelt und das restliche Heißgas mit einer Umgehungsleitung direkt auf das Ventil geführt. Dies ist eine häufige Anwendung, besonders bei Klimaanlage mit Entfeuchtung und Nacherwärmung.

Mit beiden kondensatseitigen Regelverfahren (Fig. 8-6, Fig. 8-7) lassen sich genaue, stetige und bedarfsabhängige Wärmerückgewinnungsanlagen ausführen.

Die kondensatseitige Regelung ist gegenüber der direkten Heißgasregelung träger und eignet sich daher für Warmwasser-Bereitung und zu Heizzwecken. Sie schneidet in der Energiebilanz einer Kältemaschine als die etwas wirtschaftlichere Lösung ab, zumal keine abträglichen Druckverluste die Leistungsziffer reduzieren, weil das Ventil zwischen Verflüssiger und Expansionsventil eingebaut ist.

8.4. Regelung der Kältemaschine

Kältegeführt

Die Kältemaschine wird eingesetzt, um primär den Kältebedarf von Verbrauchern abzudecken. Der Hauptnutzen ist die Kälteleistung des Verdampfers. Die Anlage wird dementsprechend ausgelegt (Leistung, Temperatur, Kältemittel). Die Maschine wird anhand vom Kältebezug hoch- und heruntergefahren. Die Auswirkungen auf der Verflüssigerseite (Heizung) sind weniger relevant, außer dass die Wärme komplett abgeführt werden muss. Dies erfolgt z.B. über einen Wärmeübertrager welcher mit dem Heizungsspeicher verbunden ist. Kann die entstehende Wärme nicht zu 100% an die Heizung abgegeben werden, sind übliche Verflüssiger (Kühlturm, Trockenkühler) erforderlich.

Wärmegeführt (Wärmepumpen-Betrieb)

Hier ist der Hauptnutzen die Verflüssigerleistung. Die Systemtemperaturen entsprechen dem Bedarf. Die Kälteleistung ist ein Nebenprodukt. Wenn die Kälteleistung nicht abgeführt wird, muss die Maschine an eine Wärmequelle angeschlossen werden (Erdbreich, Luft, Grundwasser). Solche Kälterückgewinnungsanlagen sind eher selten anzutreffen, weil Sie nicht auf die Industrieprozesse ausgelegt sind. Für die Klimaanwendungen wird oftmals bei bestehenden Wärmepumpenanlagen das „free cooling“ direkt über die Quelle genutzt. Die Wärmepumpe ist während der „free-cooling“ Phase außer Betrieb.

8.5. Anlagenbeispiele

8.5.1. Modul WRG-Anlagen

Für die Anlagen im kleinem bis mittleren Leistungsbereich werden oft Serienprodukte eingesetzt. Oftmals kommt ein Speicher mit internem Wärmeübertrager (Verflüssiger) zum Einsatz. Im oberen Teil vom Speicher wird die hohe Temperatur vom Heißgas für Warmwasserbereitung genutzt im unteren Teil für die Niedertemperaturheizung. Wenn das Kältemittel die Wärme nicht vollständig im Speicher abgeben kann, wird das Kältemittel auf Rückkühler umgeleitet und dort verflüssigt. Das komplette Set für die Wärmerückgewinnung besteht hauptsächlich aus:

- Speicher
- Wärmeübertrager (Verflüssiger)
- Umschaltventil für die Umschaltung zwischen Heizsystem und Rückkühler
- Regler

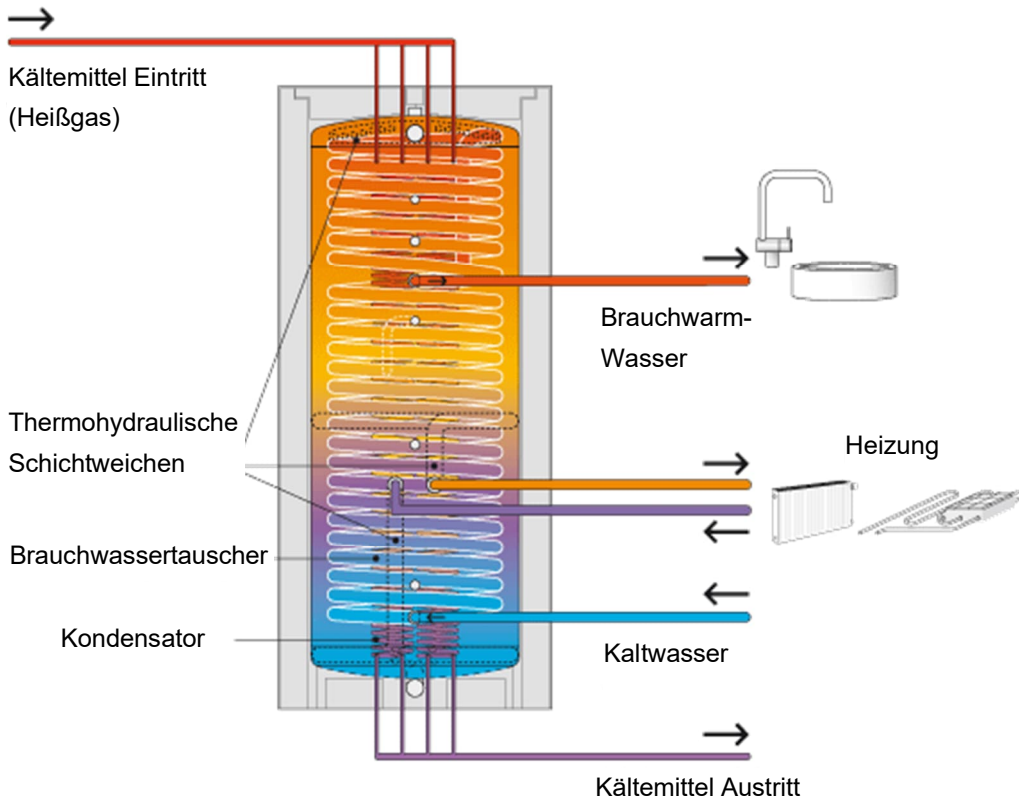


Fig. 8-8 WRG-Anlage über Speichermodul Frionic (Quelle: Forstner)

8.5.2. Industrie- und Großanlagen

Großanlagen haben hohes Potenzial für die Wärmerückgewinnungsanlagen. Wegen komplexem Anlagenaufbau und speziellen Anforderungen der Verbraucher müssen die Wärmerückgewinnungsanlagen anlagenspezifisch gebaut und betrieben werden. Die Funktion bleibt aber dieselbe, durch Kälteerzeugung anfallende Wärme soll für jegliche Zwecke verwendet werden.

8.5.3. Häufige Anwendungen

Vorwärmung der Außenluft

Die Klimaanlage eines Einkaufszentrums arbeitet mit den vier Grundfunktionen: Heizen, Kühlen, Entfeuchten und Befeuchten. Für die Speisung des Vorwärmers wird statt Öl oder Gas der Verflüssiger der Kältemaschine, welche die Kühl- und Gefrierräume versorgt, genutzt.

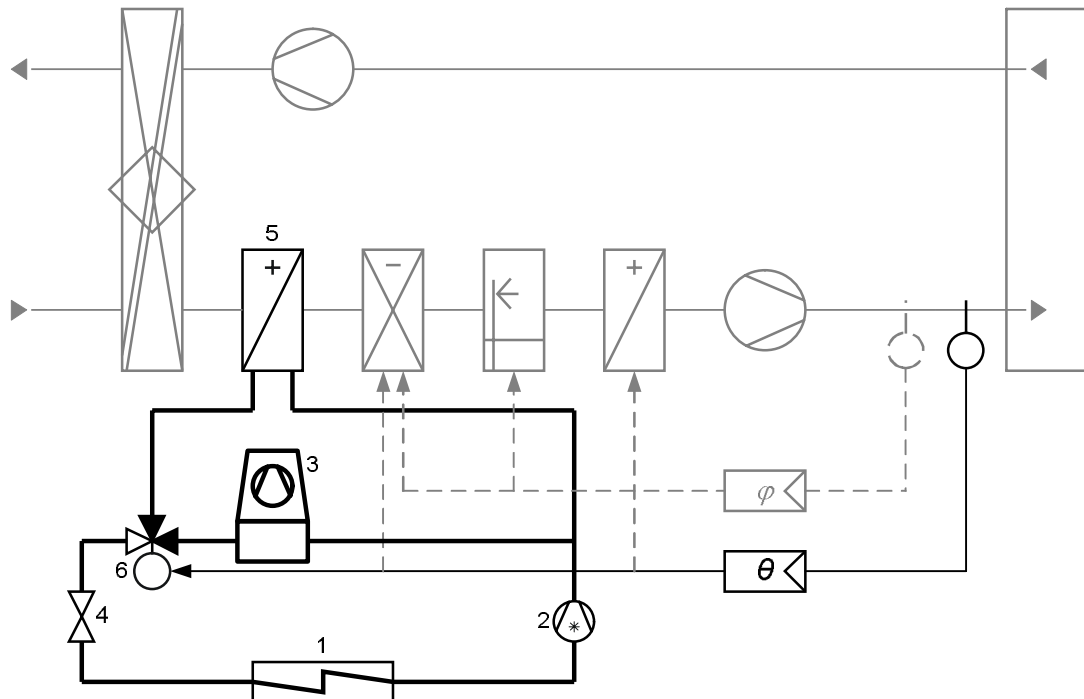


Fig. 8-9 WRG Anlage zur Vorwärmung von Außenluft

- | | |
|-----------------------------------|-------------------------------------|
| 1 Verdampfer | 4 Expansionsventil |
| 2 Verdichter | 5 Zusatzverflüssiger (Lufterwärmer) |
| 3 Hauptverflüssiger (Luftgekühlt) | 6 Regelventil (kondensatseitig) |

Anlagedaten

Standort	Berlin
Auslegung Winter	-15 °C
Betriebszeit	werktags 7.00-19.00

Klimaanlage

Leistung Vorwärmer	37 kW
Zulufttemperatur	22 °C

Jahresnutzwärme- bedarf Vorwärmer	ca. 55000 kWh/a
--------------------------------------	-----------------

Kälteanlagen

Ganzjährige Betriebszeit	
Verdampferleistung	54 kW
Luftgekühlter	
Hauptverflüssiger	72 kW
Zusatzverflüssiger	37 kW
Kältemittel	R 407 C

Die Parallelschaltung der Verflüssiger wurde wegen der Druckverluste in den Leitungen zwischen Kältemaschine und Klimaanlage gewählt.

Die Kälteanlage muss folgende Kriterien erfüllen:

- Die Betriebszeit der Kältemaschine muss mit derjenigen des Wärmeverbrauchers zusammenfallen
- Der Kühlbedarf ist annähernd stetig und wenig von der Aussentemperatur abhängig
- Die Heizleistung des Zusatzverflüssigers deckt den erforderlichen Wärmebedarf der Klimaanlage

Der Lufterwärmer (5) wirkt als Zusatzverflüssiger parallel zum luftgekühlten Hauptverflüssiger (3). Die Kondensatströme werden durch ein Regelventil (6) zusammengeführt und weitergeleitet. Die Verflüssiger werden somit auf der Kondensatorseite stetig geregelt.

Im WRG-Betrieb öffnet das Regelventil die Kondensatleitung des Zusatzverflüssigers in Abhängigkeit des Fühlersignals im Zuluftkanal. Gleichzeitig wird die Kondensatleitung des Hauptverflüssigers geschlossen. Der geflutete Zusatzverflüssiger entleert sich, seine Austauschfläche wird frei für Heißgas, das vom Verdichter nachströmt. Andererseits wird der Hauptverflüssiger zunehmend mit Kondensat gefüllt und dadurch wird seine Rückkühlleistung reduziert.

Regelung

Die Vorerwärmung der Außenluft muss stabil arbeiten, andernfalls beeinflusst sie das Verhalten der nachfolgenden Regelkreise negativ. Dies erfordert ein stetiges, genaues Regelventil.

Lüftungsanlage mit Entfeuchtung

Entfeuchtung von Luft ist immer mit Abkühlung verbunden, so dass zumeist eine Nacherwärmung erforderlich wird. Dafür kann die im Verflüssiger anfallende Wärme genutzt werden. Nacherwärmungen unter Verwendung von Brennstoffen oder Elektrizität sind demgegenüber kostspielig.

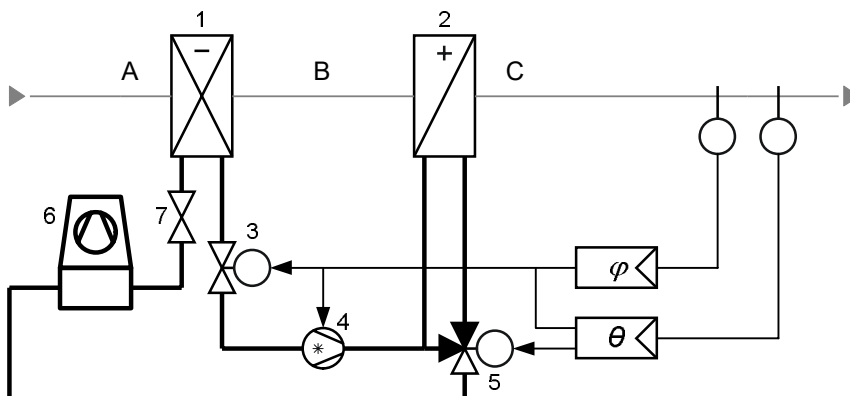


Fig. 8-10 Vereinfachtes Prinzipschema für die Nachwärmung von entfeuchteter Luft

1 Direktverdampfer (Kühler)	5 Regelventil (kondensatseitig)
2 Zusatzverflüssiger (Nachwärmer)	6 Rückkühler
3 Saugdrosselventil	7 Expansionsventil
4 Verdichter	

(Fig. 8-10) zeigt eine Anlage mit Direktverdampfer und Zusatzverflüssiger als Nachwärmer. Der Direktverdampfer (1) kühlt die Luft ab. Der Zusatzverflüssiger (2) übernimmt die Nacherwärmung der Luft nach dem Entfeuchten. Zusatzverflüssiger und Hauptverflüssiger (6) sind in Serie geschaltet.

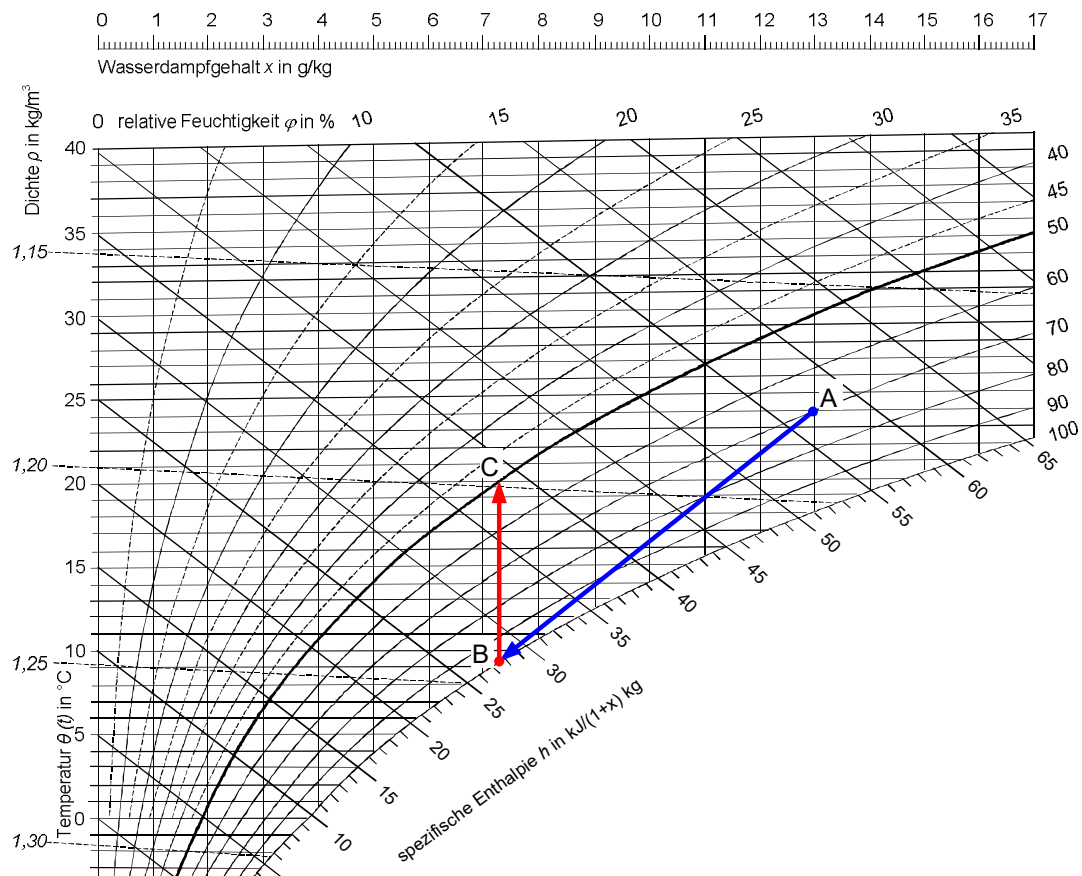


Fig. 8-11 h,x Diagramm mit eingezeichneten Luftzuständen A-C

Der Entfeuchtungsprozess spielt sich zwischen den Punkten A und C (siehe h,x - Diagramm) ab. Luft von $\theta_{ODA} = 24^\circ\text{C}$ und $\varphi_{ODA} = 70\%$ r.F. (Punkt A) wird auf $\theta_{SUP} = 20^\circ\text{C}$ und $\varphi_{SUP} = 50\%$ r.F. (Punkt C) entfeuchtet und nacherwärmt.

Solche Außenluft-Verhältnisse herrschen in der gemäßigten Zone häufig, z.B. an regnerischen Tagen in den Übergangszeiten. Der Prozess führt über den Punkt B. Dort hat die Luft den gewünschten Wassergehalt ($x = 7,3\text{ g/kg}$), aber nur eine Temperatur von 9°C . Sie muss also noch um 11 K nachgewärmt werden. Diese Funktion übernimmt der Zusatzverflüssiger, in welchem ein Teil des Heißgases kondensiert.

Das Regelventil (5) regelt den Anteil, der durch den Zusatzverflüssiger strömt. Es mischt das Kondensat mit Heißgas. Das restliche Gas kondensiert im Hauptverflüssiger (6). Verlangt der Zusatzverflüssiger keine Wärme, fließt alles Heißgas über den Hauptverflüssiger, während sich der Zusatzverflüssiger mit Kondensat anfüllt und inaktiv wird.

Der Verdichter (4) regelt z.B. stufenweise die Kälteleistung in Abhängigkeit der Stellsignale von Temperatur- und Feuchteregler. Die Feinregulierung geschieht durch die Saugdrossel (3) nach dem Verdampfer. Wird durch die Entfeuchtung die Minimalbegrenzung der Zulufttemperatur unterschritten, öffnet das Regelventil (5) die Kondensat-Abflussleitung und setzt den Nachwärmer bedarfsabhängig in Betrieb.

Gewerbe, Verkaufshäuser

In einem größeren Lebensmittelgeschäft stehen gleichzeitig ganz verschiedene Wärmequellen und Wärmeverluste gegenüber.

In der Metzgerei sind die Schauregale gekühlt und stehen unter relativ hoher Feuchte, während der Verkaufsraum meist gleichzeitig beheizt werden muss. Dasselbe gilt für Verkaufsflächen, wo gekühlte und tiefgeköhlte Waren angeboten werden. Im Lager, wie in den Verkaufsräumen ändern äußere Lasten (Transmission, Lüftungsverluste etc.) und innere Lasten (Personen, Beleuchtung etc.) über den Zeitraum erheblich. Zudem fällt ständig ein beträchtlicher Verbrauch an Warmwasser an.

In diesem Objekt wird im Laden, in der Metzgerei und im Lager die Hauptheizlast durch die Lüftung abgedeckt.

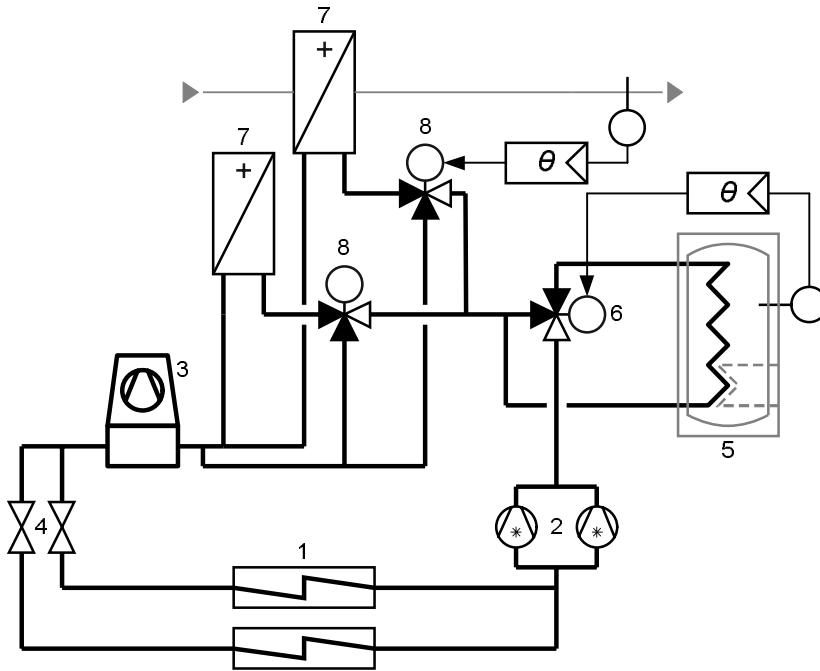


Fig. 8-12 Integrale WRG-Anlage: Großes Lebensmittelgeschäft

- | | |
|-----------------------------------|-------------------------------------|
| 1 Verdampfer (Kühlvittrinen) | 5 Brauchwasserwärmetauscher |
| 2 Verdichter | 6 Regelventil (Brauchwasser) |
| 3 Hauptverflüssiger (Luftgekühlt) | 7 Zusatzverflüssiger (Lufterwärmer) |
| 4 Expansionsventil | 8 Regelventil (Lufterwärmer) |

Die Kältemaschine betreibt verschiedene Kühlvittrinen (1). Sie ist ununterbrochen im Betrieb. Es fällt damit ständig Wärme an. Dem luftgekühlten Hauptverflüssiger (3) sind die unter sich parallel geschalteten und heißgasseitig geregelten Zusatzverflüssiger (7) als Lufterwärmer vorgeschaltet. Sie sind individuell durch stetige Dreiweg-Ventile regelbar.

Das jeweils überschüssige Gas wird über eine Sammelleitung dem Hauptverflüssiger zugeführt. Um die Enthitzung des Heißgases auszunützen, ist in Serie ein Brauchwasserwärmetauscher (5) vorgeschaltet. Ist das Regelventil (6) für die Warmwasseraufbereitung geschlossen, strömt das Heißgas über die Nebenschlussleitung direkt zu den Zusatzverflüssigern. Wird an keinem Verbraucher Wärme entzogen, strömt das Gas durch die Verteilregelventile (8) und die Sammelleitung zum Hauptverflüssiger.

Regelung

Da jeder Verbraucher einen wechselnden Bedarf an Wärme hat, übernehmen individuelle Regelkreise für jede WRG-Einheit die Abstimmung des Angebots an Wärme auf diesen Bedarf.

Niedertemperaturheizung durch Abwärmenutzung

In der nachfolgend beschriebenen Kühlanlage wird das durch den Kühlprozess erhitzte Kältemittel für die Aufbereitung von Warmwasser und die Speisung der Niedertemperaturheizung genutzt. Es handelt sich um eine Metzgerei mit Laden und einer darüber liegende Wohnung.

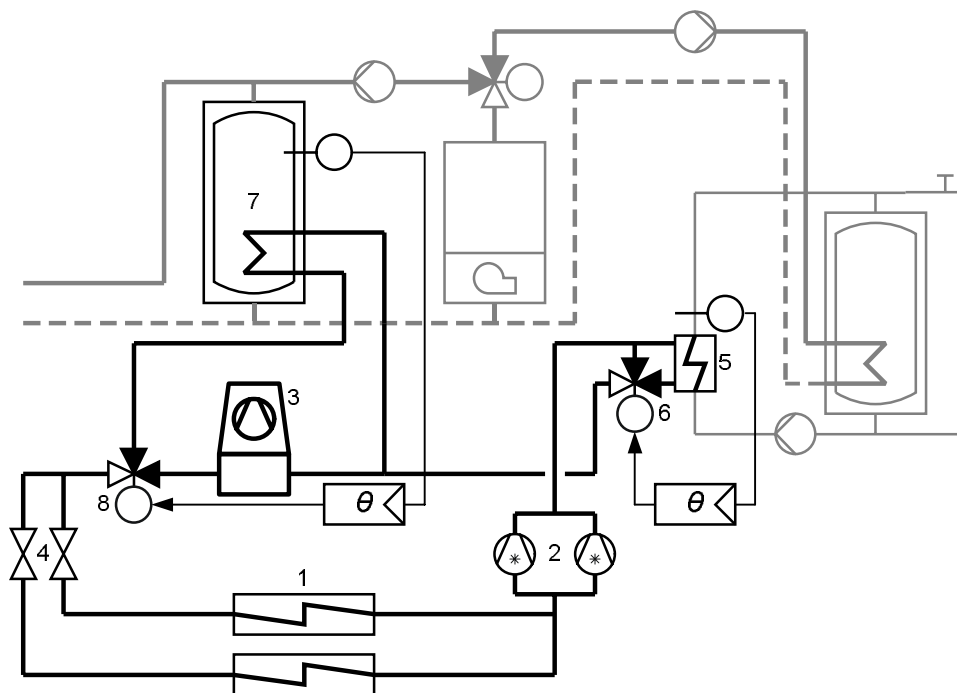


Fig. 8-13 WRG für die Niedertemperaturheizung

- | | |
|-----------------------------------|---|
| 1 Verdampfer (Kühlvittrinen) | 5 Brauchwasserwärmetauscher |
| 2 Verdichter | 6 Regelventil (Brauchwasser) |
| 3 Hauptverflüssiger (luftgekühlt) | 7 Zusatzverflüssiger (Wärmeübertrager im Energiespeicher) |
| 4 Expansionsventil | 8 Regelventil (kondensatseitig) |

Daten der Kälteanlage

Betrieb: 310 Tage/a (6 Tage/Woche)

Tägliche Vollaststunden	12 h
2 Verdichter	2,9 kW
Leistungsaufnahme	5,8 kW
Kälteleistung	17,6 kW
Verflüssigerleistung	23,4 kW

Heizung

Niedertemperatur-
heizung bei $t_A = -11\text{ °C}$ $t_{VL} = 40\text{ °C}$
 $t_{RL} = 30\text{ °C}$

Heizleistung des Zusatzver-
flüssigers $t_c = 45\text{ °C}$ 23,4 kW

Warmwasseraufbereitung

Bedarf 2700 l/Tag	60 °C
Heizleistung des Zusatzverflüssigers	23,4 kW
Wärmebedarf pro Arbeitstag	157 kWh
Jahresenergiebedarf für die WW-Aufbereitung	48 670 kWh/a

8.6. Wirtschaftlichkeit

Grundsätzlich wird Wärmerückgewinnung umso wirtschaftlicher, je höher die tägliche Betriebszeit einer WRG-Anlage ist. Bei jeder Anlage mit gleichzeitigem Kälte und Wärmebedarf ist es sinnvoll für die WRG eine Wirtschaftlichkeitsberechnung durchzuführen. Die WRG braucht keine Primärenergie zur Wärmeerzeugung, lediglich den Strom für die Umwälzpumpen und Ventile. Sie muss auch nicht zwingend den Heizkessel ersetzen, eine Vorwärmung vom Warmwasser von 10 °C auf 35 °C mit der WRG und anschließender Nachwärmung von 35 °C auf 60 °C mit dem Heizkessel halbiert den Energiebedarf des Heizkessels.

Die Anlagegrösse spielt eine entscheidende Rolle. Bei ungefähr gleichbleibenden WRG-Investitionskosten steigen die Einsparungen mit zunehmender Anlagegrösse erheblich.

9 Eisspeicher

9.1. Einleitung

In der Kältetechnik sind Kältespeicher erforderlich, wenn ein möglicher Ausfall der Antriebsenergie für die Kältemaschine überbrückt werden muss, wie z.B. in EDV-Anlagen, Operationsräumen, Fernmeldeanlagen. Kältespeicher entlasten dann die Notstromanlage.

Kältespeicher können aber auch wirtschaftliche Vorteile bringen, wenn durch die Kältespeicherung die Lastspitze der Kälteanlage oder auch des gesamten Gebäudes reduziert werden kann, was zu einer Verringerung des Leistungspreises für elektrischen Strom führt. Zusätzliche Vorteile können sich ergeben durch die Verlegung der Speicherladung in die Niedertarifzeit. Die Ergebnisse sind abhängig von der Tarifgestaltung des jeweiligen Stromlieferanten.

Der Einfluss auf die Investitionen ist stark objektabhängig, in günstigen Fällen kann sich eine spürbare Verringerung ergeben. Je höher und je kürzer die Kühllastspitze gegenüber dem mittleren Tagesbedarf ist, umso größer sind die zu erwartenden wirtschaftlichen Vorteile des Einsatzes von Kältespeichern.

Zur Speicherung von Kälteenergie werden üblicherweise 2 Arten von Speichern eingesetzt:

- Kaltwasserspeicher
- Eisspeicher

Eisspeicher werden vermehrt auch zu Heiz- und Kühlzwecken in Wohngebäuden und kommerziellen Gebäuden in Kombination mit Wärmepumpen und thermischen Solarkollektoren eingesetzt.

9.1.1. Kaltwasserspeicher

Kaltwasserspeicher werden meist als Pufferspeicher im Kaltwassernetz (z.B. 6/12 °C) eingesetzt, um während einer kurzen Zeit (Minuten oder wenige Stunden) die Kälteenergie zu speichern. Damit kann die Kälteerzeugung optimiert betrieben werden, oder sie werden eingesetzt, um die Regelung zu stabilisieren, vor allem wenn die Füllmenge (= Speichermasse) des Kaltwassersystems gering ist im Verhältnis zur geschalteten Verdichterleistung.

Für Kaltwasserspeicher gelten ähnliche oder gleiche Überlegungen wie bei Warmwasserspeichern bezüglich hydraulischen Schaltungen, Regelung, usw. – selbstverständlich unter umgekehrten Vorzeichen. Deshalb wird diese Art der Kältespeicherung nicht weiter behandelt.

9.1.2. Eisspeicher

Eis hat eine rund 80-mal größere Speicherfähigkeit als Wasser, bedingt durch den Phasenübergang Eis/Wasser (und umgekehrt). Eisspeicher werden daher auch als Latent-Speicher bezeichnet.

Eisspeicher bieten eine viel höhere Speicherdichte (kWh/m³ oder kWh/m² benötigte Bodenfläche) als Kaltwasserspeicher.

Das Temperaturniveau des Eisspeichers liegt bei 0 °C, bedingt durch den Phasenübergang, was sich zusätzlich vorteilhaft auswirkt.

Der Einsatz eines Eisspeichers bietet viele Vorteile, bedingt aber auch entsprechende Grundkenntnisse zu Regelung und korrekten hydraulischen Einbindung in das gesamte Kältesystem. Diese werden nachfolgend behandelt.

9.2. Einsatzgebiete für Eisspeicher

Beim Einsatz von Eisspeichern unterscheidet man den Einsatz in der Klimatechnik – der in diesen Unterlagen im Vordergrund steht – und den Einsatz in der Gewerbekühlung.

9.2.1. Einsatz in der Klimatechnik

Eisspeicher werden in der Klimatechnik aus verschiedenen Überlegungen eingesetzt. Eine Investitionsentscheidung zu Gunsten von Eisspeichern fällt, wenn:

- die elektrische Lastspitze im Gebäude an einem Sommertag liegt und durch Reduktion der Spitzenkältelast die gesamte elektrische Lastspitze des Gebäudes gesenkt werden kann (Stromkostenoptimierung)
- Strom im Niedertarif zur Kälteerzeugung genutzt werden kann (Stromkostenoptimierung)
- durch den Einsatz von Eisspeichern der elektrische Strombezug insgesamt gleichmäßiger wird (Stromkostenoptimierung)

oder

- für eine bestehende Kälteanlage die Kälteleistung vergrößert werden soll, ohne die Kältemaschine zu erneuern
- die Kälteversorgung während eines Stromausfalls für einige Stunden gesichert werden soll, wie z.B. in Operationsräumen, EDV-Anlagen, ...
- Schwachlast-Situationen im Kältenetz aus dem Eisspeicher gedeckt werden können, ohne dass die Kältemaschine kurzzeitig in Betrieb geht (taktet)

9.2.2. Einsatz in der Gebäudetechnik

In der Gebäudetechnik werden Eisspeicher in Kombination mit Wärmepumpen und thermischen Solarkollektoren vermehrt zum Heizen (und Kühlen) verschiedenster Gebäude eingesetzt. Auf diese Weise kann ein Gebäude rein regenerativ klimatisiert werden. Der mit Wasser gefüllte Speicher dient als Wärmequelle. Beim Entzug der Wärme kühlt sich das Wasser im Speicher soweit ab, bis es gefriert. Anschließend wird der Speicher regeneriert z.B. durch Wärme aus Solarkollektoren oder durch Nutzung Heizwasserkreises für Kühlzwecke.

9.2.3. Einsatz in der Gewerbekühlung

Beim Einsatz von Eisspeichern in der Gewerbekühlung spielen andere Überlegungen als in der Klimatechnik eine Rolle.

Eisspeicher werden meist in gewerblichen Kühlanlagen eingesetzt, die täglich eine hohe Kältelast während wenigen Stunden pro Tag haben, z.B. Brauereien, Molkereien, usw. und damit die Kälteerzeugung stoßweise belasten würden.

Eisspeicher sorgen hier dafür, dass die Kälteenergie kontinuierlich mit relativ geringer Leistung erbracht werden kann, z.B. über 12 bis 14 Stunden (vgl. 9.5.3 Teil- und Vollspeicherung).

9.3. Aufbau und Funktion des Eisspeichers

Es werden hauptsächlich drei Bauarten von Eisspeichern eingesetzt:

- Direktverdampfersysteme
- Eisspeicher mit wassergefüllten Kunststoffkugeln
- Eisspeicher spiralförmig angeordneten Wärmetauscherrohren (Calmac)
- Eisspeicher mit Edelstahlplatten

9.3.1. Direktverdampfersysteme

Bei Direktverdampfersystemen (Fig. 9-1), wird der Verdampfer der Kältemaschine direkt in einen Tank geführt und an der Verdampferoberfläche Eis produziert. Um einen gleichmäßigen Eisansatz an den Kühler-Rohren oder -Platten zu erhalten, wird das Wasser im Tank mit Pumpen umgerührt oder es wird Luft am Tankboden eingeblasen. Wegen der schlechten Wärmeleitung von Eis nimmt die Leistung mit zunehmender Eisdicke ab. Eisdickenmesser sollen völliges Einfrieren verhindern, bereiten aber besonders bei Teillasten und Teilentlastung Probleme.

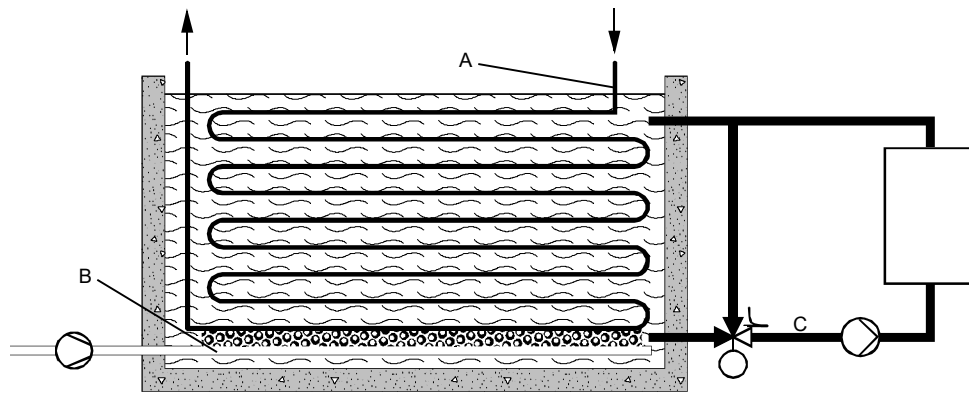


Fig. 9-1 Direktverdampfersystem
 A Direktverdampfer mit Kältemittel
 B Lufteinperlung
 C Kühlwasserkreis

9.3.2. Eisspeicher mit wassergefüllten Kunststoffkugeln

Diese Eisspeicher sind in einen Solekreislauf eingebunden, der von einem Verdampfer gekühlt wird. Der zur Speicherung verwendete Tank ist zu ca. 50 – 70 % mit speziell geformten, wassergefüllten Kunststoffkugeln gefüllt, die elastisch sind und die Ausdehnung beim Gefrieren aushalten. Der Solekreislauf muss die Ausdehnung aufnehmen ($\Rightarrow$ Ausdehnungsgefäß).

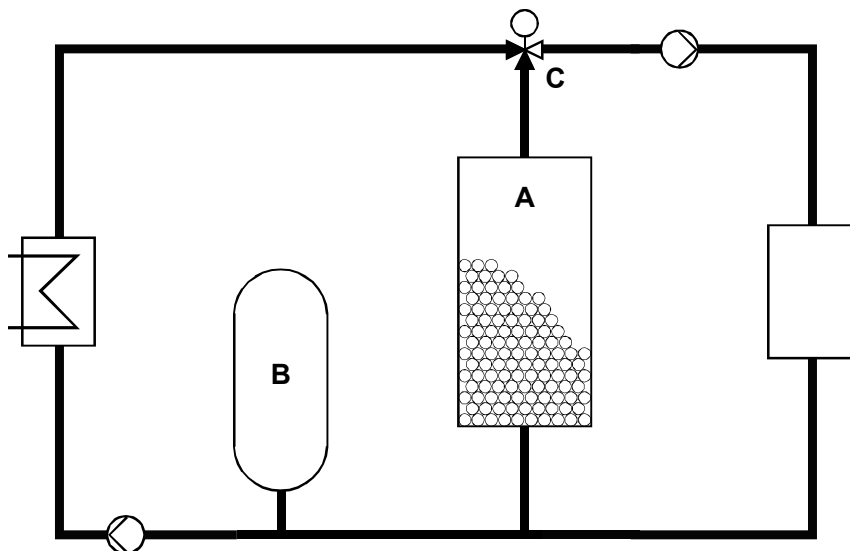


Fig. 9-2 Eisspeicher mit Kunststoffkugeln in Solekreislauf eingebunden
 A Eisspeicher
 B Ausdehnungsgefäß
 C Umstellventil

9.3.3. Eisspeicher mit Wärmetauscherrohren

In diesen heute oft eingesetzten Eisspeichern (z.B. Calmac) werden die Wärmetauscherrohre von einer Sole (Glykolwassergemisch) durchflossen. Die Wärmetauscherrohre sind spiralförmig aufgewickelt und in unzähligen Ebenen übereinander angeordnet (vgl. Fig. 9-3). Sie füllen den Eisspeicherbehälter vollständig aus, womit die Wärmeübertragungsfläche und somit die Leistungsabgabe größer ist als bei Direktverdampfungssystemen. Über den Wärmetauscherrohren ist genügend Raum vorhanden zur Aufnahme des verdrängten Wassers bei der Eisbildung.

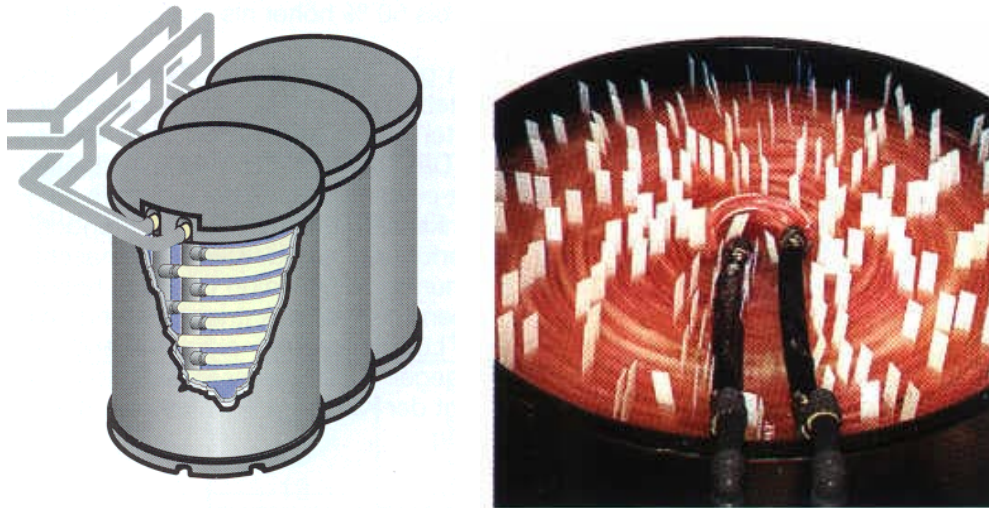


Fig. 9-3 Eisspeicher mit spiralförmig angeordneten Wärmetauscherrohren (Quelle: Calmac)

Solche Eisspeicher (Behälter und Wärmetauscherrohre) sind aus Kunststoff (PE) gefertigt und dadurch sehr leicht zu transportieren und zu versetzen. Das Speichermedium Wasser und das Wärmeträgermedium wird erst nach der Montage eingefüllt.

Die Behälter sind für die verschiedensten Aufstellorte geeignet und können im Gebäude, aber auch ausserhalb aufgestellt und teilweise sogar im Erdreich vergraben werden.

Anlagenteile auf Glykolwasserkreis abgestimmt

Der Glykolwasserkreis ist ein geschlossenes, unter Druck stehendes System. Das Glykolwassergemisch kommt dabei nie in direkten Kontakt mit dem gespeicherten Eis und muss weder aufbereitet noch gefiltert werden. Zwischen den Verbrauchern und den Eisspeichern ist kein Wärmetauscher erforderlich, wohl aber müssen die Anlagenelemente (z.B. Luftkühler) leistungsmässig und konstruktiv auf das zirkulierende Glykolwassergemisch ausgelegt werden.

Durch die spezielle Anordnung der Wärmetauscherrohre schmilzt das Eis von innen nach aussen und nicht, wie bei herkömmlichen Direktverdampfersystemen (vgl. Fig. 9-1) von aussen nach innen.

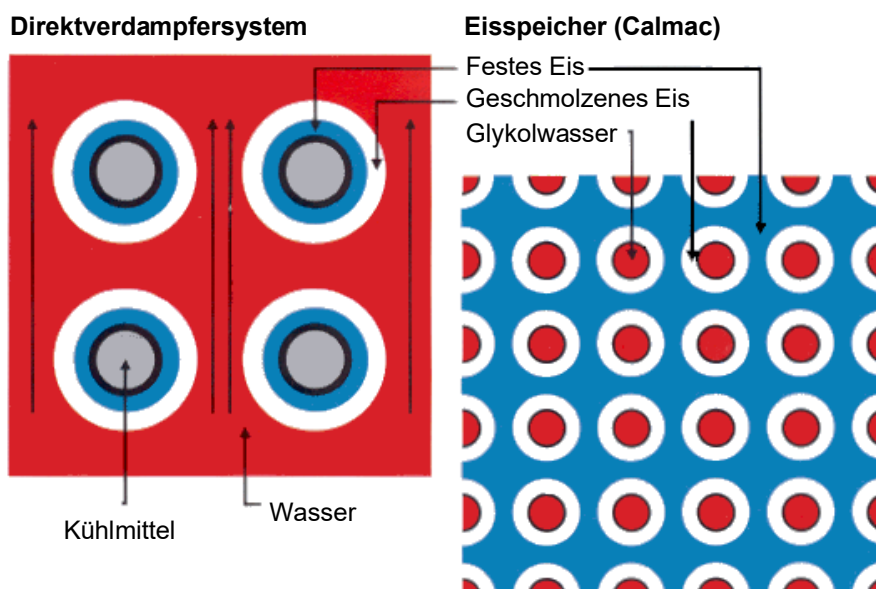


Fig. 9-4 Schmelzvorgang bei einem Direktverdampfungssystem und einem handelsüblichen Eisspeicher

In diesen Eisspeichern ist keine Eisdicke-Überwachung notwendig. Durch die dichtere Rohranordnung ist der Platzbedarf geringer als bei Direktverdampfersystemen und die Wärmeübertragungsfläche und somit die Leistungsabgabe größer.

9.4. Heizen und Kühlen von Gebäuden mit Eisspeichern

Für die Wärme- und Kältengewinnung mit einem Eisspeicher braucht es die drei Komponenten:

- Sole/Wasser-Wärmepumpe
- Thermische Solarkollektoren / Solar-Luftabsorber
- Eisspeicher

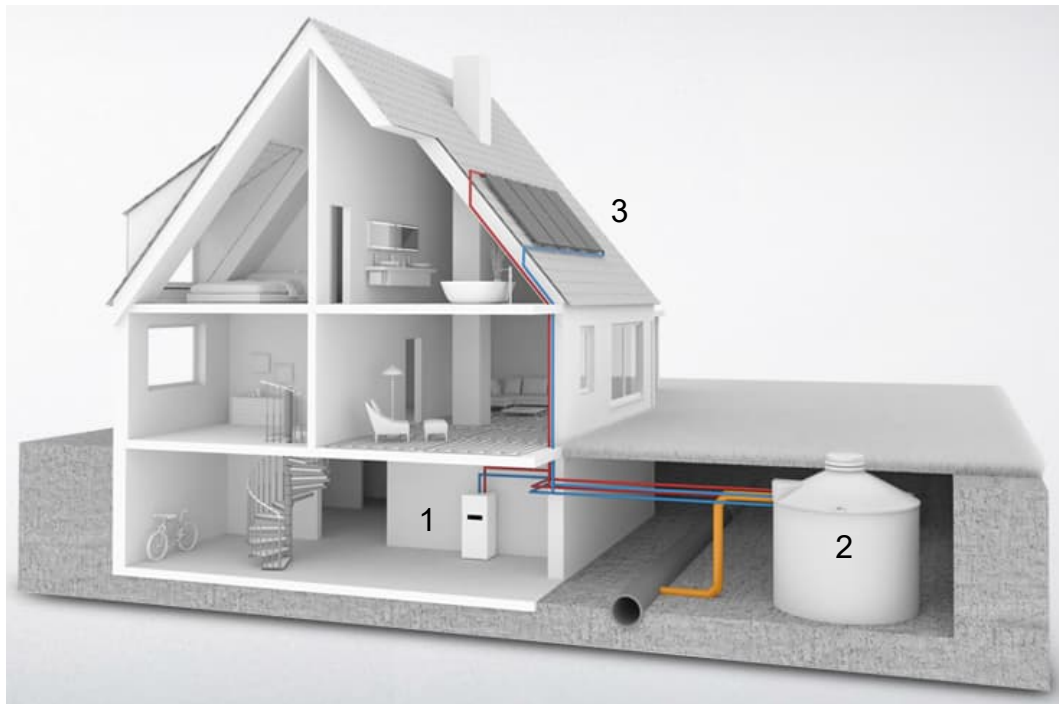


Fig. 9-5 Drei Komponenten für die Wärme- und Kältengewinnung (Quelle: Viessmann)

- 1 Wärmepumpe
- 2 Eisspeicher
- 3 Solar-Luftabsorber / Thermischer Solarkollektor



Fig. 9-6 Innenansicht Eisspeicher (Quelle: Viessmann) rechts vereister Speicher

9.4.1. Heizfall

Winter - Entladung

Im Eisspeicher befinden sich zwei separate Kreisläufe. Ein Kreislauf enthält Frostschutzmittel und führt in die Wärmepumpe. Anfangs Winter befindet sich ausschließlich Wasser im Speicher. Dieses Wasser dient als Quelle für die Wärmepumpe. Durch den Wärmeentzug in der Wärmepumpe wird kühlere Flüssigkeit zurück in den Speicher geführt, sodass das Wasser im Speicher im Laufe des Winters nach und nach gefriert. Dabei wird zusätzlich noch Kristallisationswärme, latente Wärme aus dem Gefrierprozess, frei. Die Energiespeicherung auf tiefem Temperaturniveau ist ein weiterer Vorteil. Bei Erdtemperaturen von 6 °C bis 12 °C entstehen im Winter sogar Gewinne.

Sommer - Regeneration

Der zweite Kreislauf führt vom Eisspeicher zum Solar-Luftabsorber. Dieser erwärmt die Flüssigkeit in den Rohren. Diese Wärme wird zum Speicher geführt und taut dort das Eis vollständig auf. Ein neuer Kreislauf kann beginnen.

9.4.2. Kühlfall

Soll die Kälte aus dem Eisspeicher im Sommer zum Kühlen genutzt werden, wird die Anlage so geregelt, dass im Frühling der Speicher vollständig vereist ist. Im Sommer steht dieses Eis als natürliche Kältequelle zur Verfügung, um das Gebäude zu kühlen (free cooling). Die Wärmepumpe ist dabei nicht in Betrieb.

9.5. Auslegung des Kältespeichers

9.5.1. Kälteleistung und Kühlenergie

Bei Klimaanlage spricht man meistens von Kälteleistung in kW, bei Kältespeichern dagegen von kWh, da diese Kühlenergie speichern. Die nachfolgenden Überlegungen zeigen den Zusammenhang zwischen der gespeicherten Kühlenergie, der Kühllast und der Leistung der Kältemaschine.

In der Praxis benötigen Klimaanlagen während der Betriebszeiten selten 100 % der Kälteleistung für die sie ausgelegt und gebaut sind. Bedarfsspitzen treten in der Regel nachmittags auf, wenn die Außeneinflüsse hoch sind. Dies ist jedoch für jede Anlage etwas anders und stark von der Gebäudekonstruktion und der Benutzung abhängig. Fig. 9-7 zeigt einen typischen Tagesverlauf des Kältebedarfs einer Klimaanlage. Die maximale Kälteleistung (200 kW) werden also nur während 2 h der gesamten Betriebszeit benötigt. Während den übrigen Stunden ist der Bedarf kleiner. Die notwendige Kühlenergie pro Tag beträgt somit 1640 kWh.

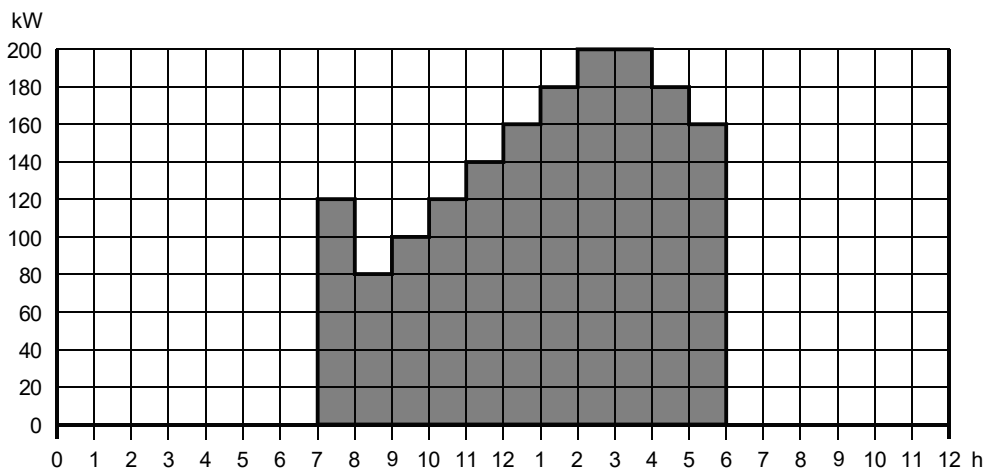


Fig. 9-7 Verlauf des Kältebedarfs einer Anlage (Beispiel)

Um den Spitzenbedarf von 200 kW abzudecken, ist eine entsprechende Kältemaschine mit einer Leistung von 200 kW notwendig. Diese Kältemaschine kann über die Betriebszeit eine maximale Kühlenergie von 2200 kWh zur Verfügung stellen (vgl. Fig. 9-8).

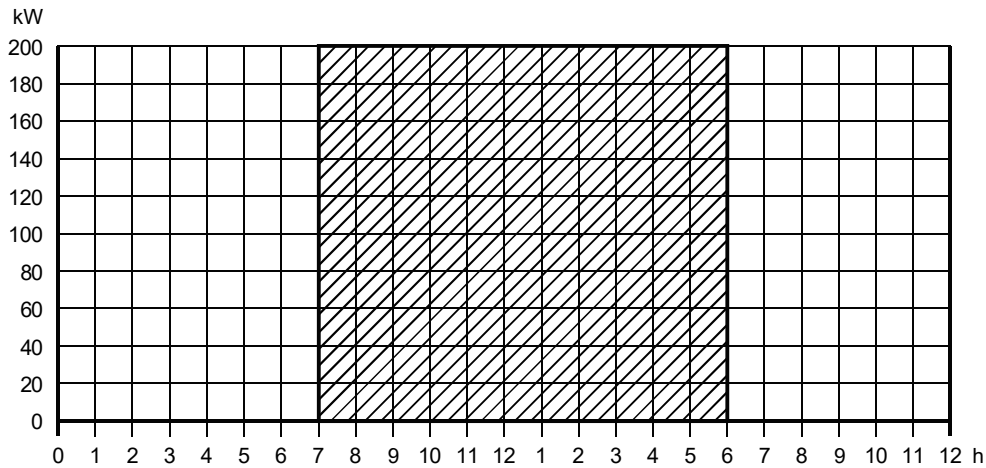


Fig. 9-8 Maximal mögliche Kühlleistung während der Betriebszeit der Anlage (Beispiel)

Durchschnittsfaktor

Das Verhältnis zwischen wirklichem Kältebedarf und der total zur Verfügung stehenden Kälteenergie wird als Durchschnittsfaktor bezeichnet. Für die Kältemaschine im betrachteten Beispiel gilt also:

$$\text{Durchschnittsfaktor \%} = \frac{\text{Wirklich benötigte kWh}}{\text{Total verfügbare kWh}} \Rightarrow \frac{1640 \text{ kWh}}{2200 \text{ kWh}} = 75 \%$$

Je niedriger der Durchschnittsfaktor, umso ungünstiger ist die Kostennutzung der Klimaanlage.

9.5.2. Kältemaschine und -speicher decken Spitzenbedarf

Durch den Einsatz eines Kältespeichers wird die Kälteerzeugung optimiert, in dem die notwendige Spitzenleistung teilweise von Kältemaschine und ergänzend aus dem Kältespeicher geliefert wird. So kann die Kältemaschine bedeutend kleiner dimensioniert werden.

Mittlere Kühlleistung

Teilt man den kWh-Bedarf des Gebäudes durch die Betriebsstunden der Kältemaschine, so erhält man die mittlere Kühlleistung des Gebäudes während der Kühlperiode. Diese ist maßgebend für die Dimensionierung der Kältemaschine. Es sind aber noch weitergehende Überlegungen notwendig, damit die Kältemaschine und der Kältespeicher richtig ausgelegt werden können.

9.5.3. Teil- und Vollspeicherung

Teilspeicherung

Die Kältemaschine ist während 24 h in Betrieb. Der Kältespeicher wird nachts aufgeladen. Der Kältebedarf der Verbraucher wird während der Betriebszeit der Klimaanlage von der Kältemaschine mit Unterstützung des Kältespeichers gedeckt. Durch die Verlängerung der Betriebszeit der Kältemaschine auf 24 Stunden wird die niedrigste mögliche mittlere Kälteleistung erreicht (Beispiel: $1640 \text{ kWh} / 24 \text{ h} = 68,3 \text{ kW}$, vgl. Fig. 9-9).

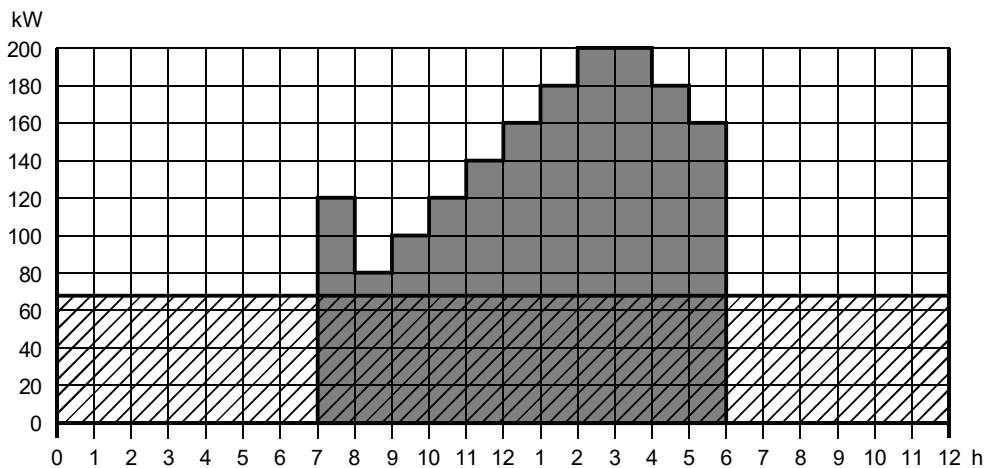


Fig. 9-9 Teilspeicherung: Kältebedarf der Anlage und mittlere Kälteleistung

Die Teilspeicherung ist in neuen Anlagen oft die praktischste und kostengünstigste Methode.

Vollspeicherung

Die Vollspeicherung wird in Anlagen angewendet, in denen, bedingt durch die Tarifstruktur des Stromlieferanten (Hoch- und Niedertarif), die Kältemaschine nur während einer gewissen Anzahl Stunden (z.B. meistens nachts) in Betrieb sein kann. Während der Hochtarifperiode wird die notwendige Kälteleistung nur aus dem Kältespeicher bezogen. Dadurch reduziert sich die notwendige Leistung der Kältemaschine ebenfalls (Beispiel: $1640 \text{ kWh} / 10 \text{ h} = 164 \text{ kW}$, vgl. Fig. 9-10), aber nicht in dem Maße wie bei der Teilspeicherung.

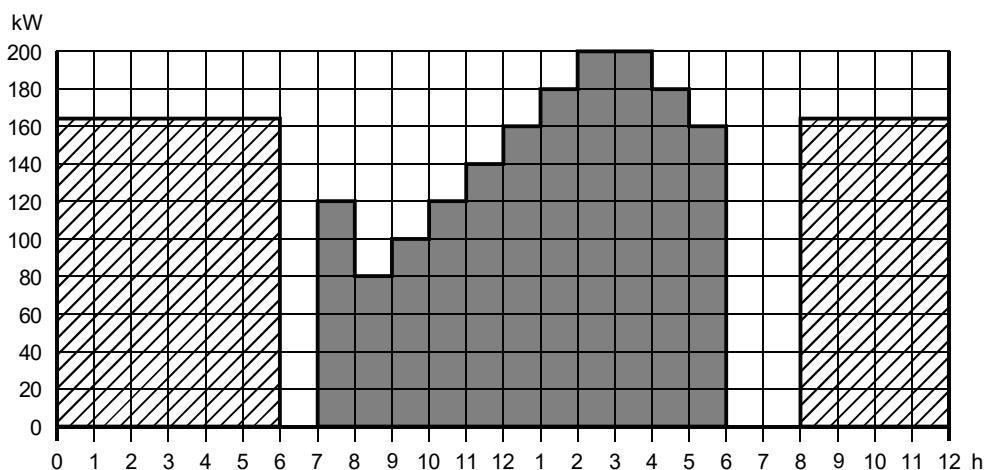


Fig. 9-10 Vollspeicherung: Kältebedarf der Anlage und mittlere Kälteleistung im Niedertarfbereich

Die Vollspeicherung macht in vielen Anlagen vor allem aus Betriebskostenüberlegungen (Tarifstruktur, Grundlastgebühren, ...) Sinn.

9.6. Hydraulische Schaltungen mit Eisspeichern

Bei der hydraulischen Einbindung des Eisspeichers in das gesamte Kältesystem werden grundsätzlich 3 Betriebsarten unterschieden:

- Ladebetrieb
- Entladebetrieb
- Bypass-Betrieb

9.6.1. Ladebetrieb

Im Ladebetrieb (meistens nachts) zirkuliert zwischen einem handelsüblichen Kaltwassersatz und dem Wärmetauscher im Eisspeicher ein Glykolwassergemisch, dessen Temperatur unterhalb des Gefrierpunktes liegt (min. $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$). Dadurch wird alles Wasser im Speicher zu Eis gefroren. In einigen Eisspeichern sind die Wärmetauscherrohre im Gegenfluss angeordnet, was eine gleichmäßige Eisbildung ermöglicht.

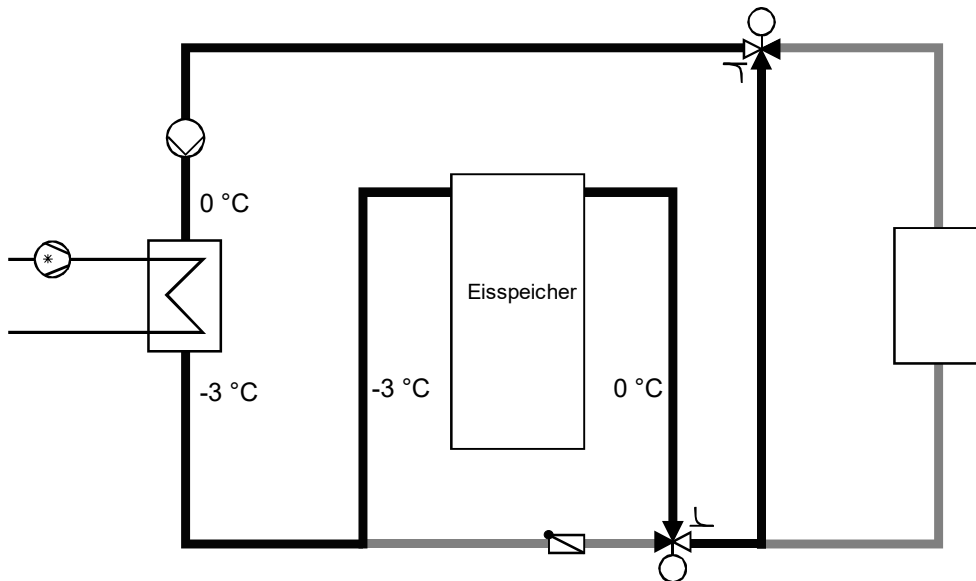


Fig. 9-11 Ladebetrieb eines Eisspeichers

Im Ladebetrieb ist das Umlenkventil so gestellt, dass kein Glykolwassergemisch zu den Verbrauchern zirkuliert (vgl. Fig. 9-11). Beim Gefrierprozess kristallisiert das Wasser im ganzen Speicher gleichmäßig, beginnend an der Oberfläche der Rohre. Dadurch werden Spannungen oder Beschädigungen der Speicher verhindert.

9.6.2. Entladebetrieb (Reihenschaltung)

Im Entladebetrieb (tagsüber) kühlen die Eisspeicher das Glykolwassergemisch von z.B. $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ auf $1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Die Vorlauftemperatur zu den Verbrauchern wird von einem Dreiweg-Mischventil mittels Bypass auf die gewünschte Kühltemperatur (z.B. $6\text{ }^{\circ}\text{C}$) geregelt. Der Rücklauf von den Verbrauchern von ca. $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ wird vom Kaltwassersatz wieder auf z.B. $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ abgekühlt.

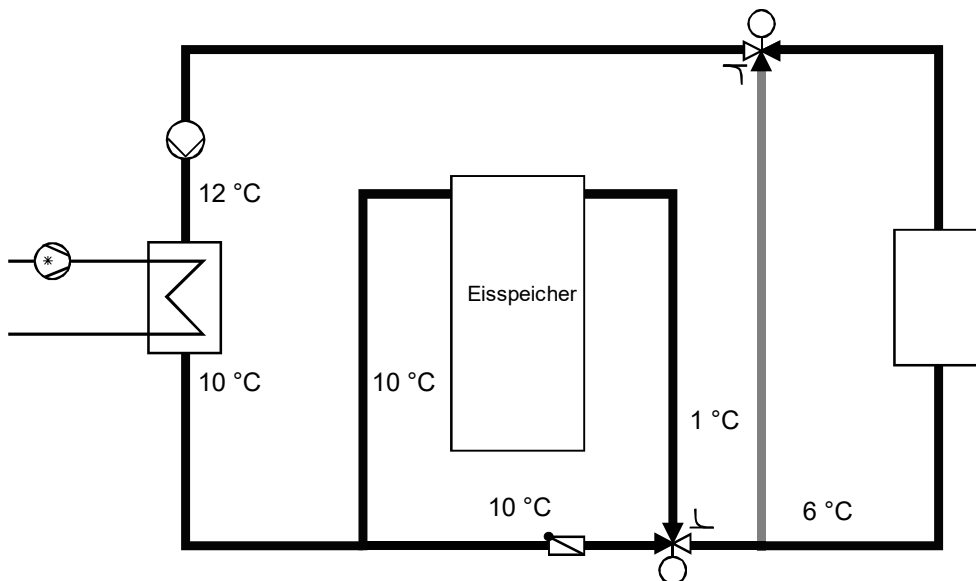


Fig. 9-12 Entladebetrieb eines Eisspeichers (Kältemaschine und Eisspeicher in Reihe)

9.6.3. Bypass-Betrieb

Während der Übergangszeit ist der Kältemaschine in der Lage, die benötigte Kühlenergie ohne Eisspeicher-Betrieb zu liefern. Das gesamte Glykolwassergemisch fließt nun durch den Bypass (vgl. Fig. 9-13).

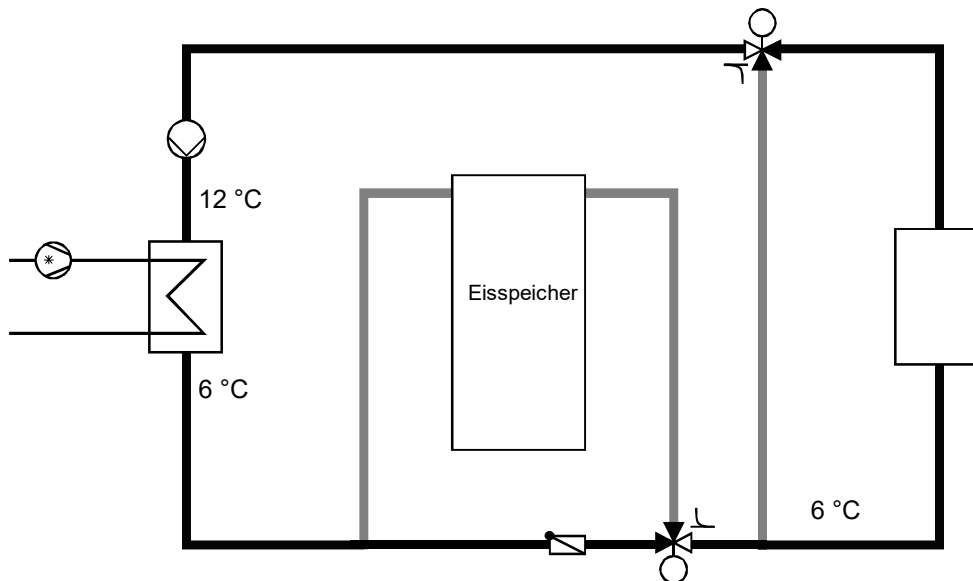


Fig. 9-13 Bypass-Betrieb eines Eisspeichers (nur Kältemaschine)

Je nach Tarifsituation des Stromlieferanten ist es aber auch in der Übergangszeit sinnvoll, den Eisspeicher in der Nacht zu laden und am Tag daraus die Kühlenergie zu beziehen (vgl. 9.5.3 Teil- und Vollspeicherung und 9.6.4).

9.6.4. Hydraulische Schaltung bei Vollspeicherung

Die unter 9.6.1 bis 9.6.3 gezeigten Schaltungen sind geeignet für eine Eisspeicheranlage mit Teilspeicherung (vgl. 9.5.3). Bei Anlagen mit Vollspeicherung, ist es mit der bisher gezeigten Schaltung nicht möglich eine Kühlung nur mit dem Eisspeicher zu realisieren. Dazu muss eine andere, aufwändigere hydraulische Schaltung eingesetzt werden.

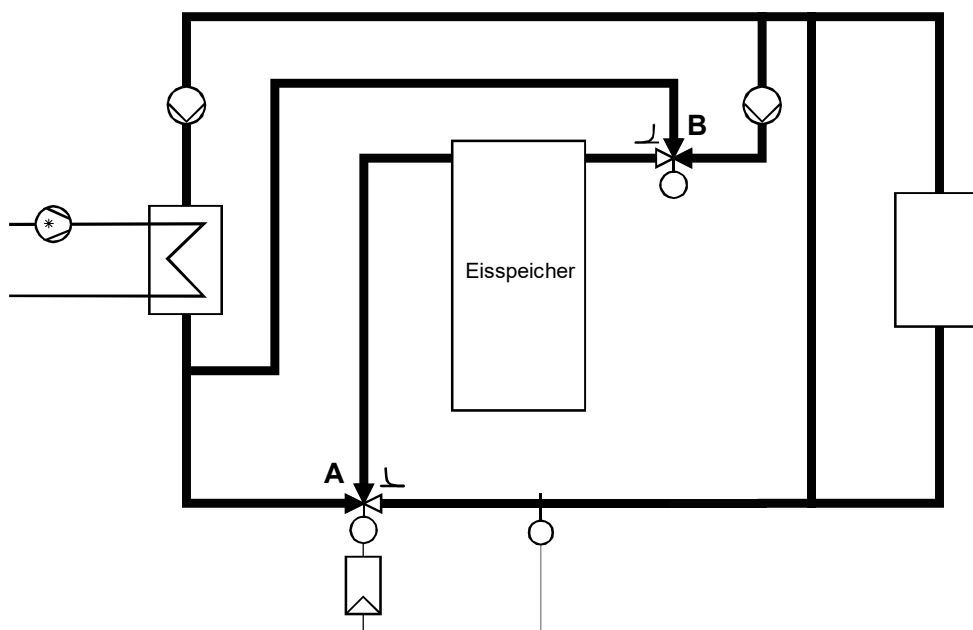


Fig. 9-14 Mögliche hydraulische Schaltung bei Vollspeicherung (mit Regelventil A und Umstellventil B)

9.6.5. Unterschiedliche Betriebspunkte der Kältemaschine

Aus den vorangehenden Beschreibungen ist ersichtlich, dass die Kältemaschine je nach Anlagesituation (Laden, Entladen in Serie oder Bypass) mit unterschiedlichen Kühlwassertemperaturen arbeiten muss, was bei der Auslegung der Kältemaschine sehr genau berücksichtigt werden muss.

9.7. Regelung und Steuerung des Eisspeichers

Die Regelung und Steuerung der Kältemaschine werden üblicherweise vom Hersteller mitgeliefert.

Die Hauptfunktionen der Eisspeicher-Regelung und -Steuerung sind:

- Regelung der Glykolwasser-Mischtemperatur beim Entladen in Reihe
- Steuerung des Umstellventils je nach Betriebsart
- Steuerung der Eisspeicher Ladung (evtl. mit Verbrauchsprognose)

9.7.1. Regelung der Glykolwasser-Mischtemperatur

Das Dreiwegventil nach dem Eisspeicher (Fig. 9-15, A) mischt Glykolwasser aus dem Eisspeicher (ca. 1 °C) und Glykolwasser von der Kältemaschine auf die gewünschte Kühltemperatur für die angeschlossenen Verbraucher.

Im Bypass-Betrieb hat dieses Ventil keine Regelfunktion. Die Kältemaschine liefert das Glykolwasser in der gewünschten Temperatur.

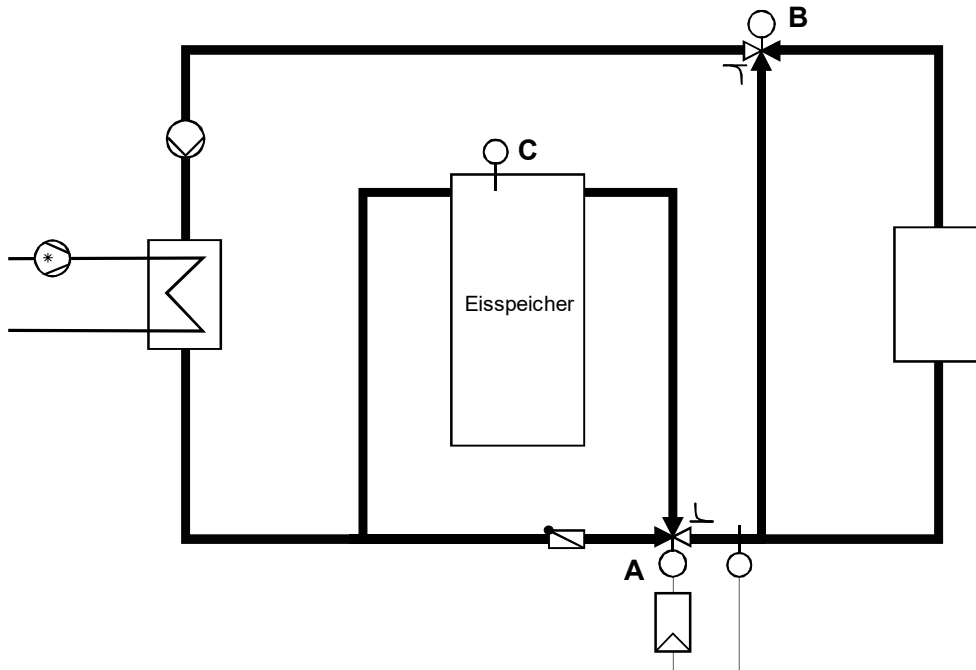


Fig. 9-15 Regelventil (A) und Umstellventil (B) für Betrieb des Eisspeichers

9.7.2. Steuerung des Umstellventils je nach Betriebsart

Das Umstellventil (Fig. 9-15, B) wird je nach Betriebsart in die gewünschte Position gestellt. Für den Ladebetrieb ist es auf Umlenkung gestellt, im Entlade- und Bypass-Betrieb steht dieses Ventil auf Durchgang. Es wird meist im Rücklauf als Mischventil eingebaut und hat keine Regelfunktion.

9.7.3. Steuerung der Eisspeicher-Ladung

Eisspeicher sind meist mit einem Ladezustand-Fühler (Fig. 9-15, C) ausgerüstet, der ein standardisiertes Signal (0-10 V oder 4-20 mA) liefert. Diese Information kann von der Regelung und Steuerung verwendet werden, um beispielsweise den Ladevorgang zu starten und zu stoppen.

Prognose der zu erwartenden Kühlenergie

Gerade in der Übergangszeit kann es sinnvoll sein, den Eisspeicher nicht komplett zu laden. Deshalb versucht man in gewissen Anlagen, eine Prognose über die für den nächsten Tag notwendige Kühlenergie zu machen. Häufig verwendete Parameter für eine solche Prognose sind:

- aktuelle und gedämpfte Aussentemperatur
- Luftfeuchtigkeit der Aussenluft
- Verlauf der Raumtemperatur
- Verlauf des Ladezustandes während den vorangegangenen Tagen
- ...

Die zur Anwendung kommenden Parameter sind sehr stark anlageabhängig. In der Praxis hat es sich auch gezeigt, dass es sich nicht lohnt zu komplexe Prognose-Szenarien einzusetzen.

9.8. Wirtschaftlichkeitsüberlegungen

Bei Eisspeichern sind nicht nur die Investitionskosten zu berücksichtigen, sondern vor allem die Betriebskosten und dabei die Tarifstrukturen (Hoch-/Niedertarif, Grundgebühren, Gebühren für Leistungsspitzen, ...) des Stromlieferanten.

Da diese Faktoren von Anlage zu Anlage sehr unterschiedlich ausfallen, müssen diese jeweils sehr genau beurteilt werden.

Es kann davon ausgegangen werden, dass die Kombination "Kältemaschine mit Eisspeicher" in vielen Anlagen eher tiefere Investitionskosten hat als eine Lösung mit einer auf die maximale Kälteleistung ausgelegten Kältemaschine. Zusätzlich lassen sich oft noch die Betriebskosten auf Grund der Tarifstrukturen des Stromlieferanten reduzieren.

10 Der Absorptions-Kreisprozess

10.1. Einleitung

Als Absorptionsprozess bezeichnet man die Aufnahme von Gasen durch flüssige oder feste Stoffe, in Form einer physikalischen Bindung. Eine Absorption kommt allerdings nur zustande, wenn der aufnehmende Stoff und das aufzunehmende Gas (Arbeitsstoff-Paar) chemisch zueinander "passen", und nur bei einem bestimmten Druck-/Temperaturverhältnis, das für jedes Arbeitsstoffpaar unterschiedlich ist.

Ein Absorptionsprozess ist auch umkehrbar, d.h. das aufgenommene Gas kann bei einem anderen Druck-/Temperaturverhältnis wieder ausgetrieben werden. Das Ganze lässt sich demnach als Kreisprozess betreiben.

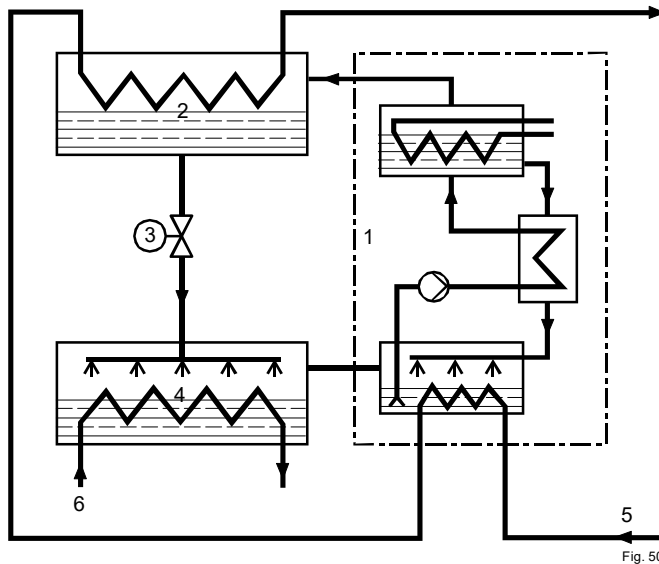


Fig. 10-1 Absorptions-Kreisprozess mit Lösungsmittelkreis als "thermischer Verdichter"

- 1 Thermochemischer Verdichter
- 2 Verflüssiger (Kondensator)
- 3 Drossel-/Dosiergerät
- 4 Verdampfer
- 5 Nutzkreislauf als Wärmepumpe
- 6 Nutzkreislauf als Kältemaschine

Vergleicht man den Kältemittel-Kreisprozess der Absorptions- mit demjenigen der Kompressions-Kältemaschine (Kapitel 4), so erkennt man auf den ersten Blick die vier Funktions-Komponenten:

- Verdampfer (4)
- Verdichter (1)
- Verflüssiger (2)
- Drossel-/Dosiergerät (3).

Es wird auch hier ein reines Kältemittel (z.B. Wasser) im Verdampfer bei niedrigem Druck und externer Wärmezufuhr verdampft, der Dampf auf höheren Druck und höhere Temperatur verdichtet, im Kondensator unter Abgabe der Verdampfungswärme an ein externes Kühlmedium verflüssigt und im Expansionsventil auf Niederdruck entspannt.

Der prinzipielle Unterschied besteht im Verdichter, wo anstelle des Kompressors der Lösungsmittel-Kreislauf tritt, mit folgenden Teilfunktionen:

- Anstelle des Ansaugvorganges im Kompressor tritt die Absorption des Niederdruck-Kältemitteldampfes durch ein geeignetes, flüssiges Lösungsmittel bzw. Arbeitsstoffpaar im Absorber.
- Anstelle der Kompression und des Ausstoßens des verdichteten, heißen Kältemittelgases aus dem Kompressor, wird das mit Kältemittel angereicherte, flüssige Lösungsmittel in den sogenannten Austreiber gefördert. Im Austreiber wird der Lösung von außen Wärme zuge-

führt. Dadurch steigen Temperatur und Druck der Lösung an, das Kältemittel verdampft und strömt durch die Heißgasleitung des Kältemittel-Kreislaufes zum Kondensator.

Lösungsmittel-Kreislauf ersetzt Kompressor

Bei der Absorptionsmaschine wird also der mechanische Kompressor durch den Lösungsmittel-Kreislauf ersetzt. Dieser wird deshalb auch als "thermochemischer Verdichter" bezeichnet.

Zugeführte Wärme anstelle mechanischer Antriebsenergie

Alle übrigen Funktionselemente des Kältemittel-Kreislaufes, wie Kondensator, Drossel-/Dosiergerät und Verdampfer, bleiben grundsätzlich gleich wie bei der Kompressionsmaschine. Anstelle der mechanischen Antriebsenergie, die der Kompressor benötigt, wird die zur Aufrechterhaltung des Absorptions-Kreisprozesses benötigte Energie in Form von Wärme zugeführt (Dampf, Heißwasser, Öl-/Gas-Brenner, etc.). Mechanische Energie wird nur zum Antrieb der Lösungsmittelpumpe benötigt.

10.2. Einsatzbereich der Absorptions-Kältemaschinen

Der Einsatzbereich der Absorptions-Kältemaschinen deckt praktisch den ganzen Bereich der Kolben- und Turbokompressor-Aggregate ab, d.h. von ca. 30 kW bis über 5'000 kW Kälteleistung.

Der Entscheid, ob eine Kompressions- oder eine Absorptionsmaschine eingesetzt werden soll, hängt weitgehend von der zur Verfügung stehenden Betriebsenergie ab. Steht beispielsweise ein Dampf oder Heißwasserkessel zur Verfügung, der sonst nur im Winter optimal ausgenützt würde, ist es naheliegend, dessen freie Kapazität im Sommer zur Kälteerzeugung mit einer Absorptions-Kälteanlage zu koppeln.

Optimal ist der Einsatz einer Absorptionsmaschine dann, wenn Abdampf aus einem Produktionsprozess oder von einer Gegendruckturbine zur Verfügung steht. Ein weiterer, interessanter Einsatz ergibt sich aus der Kombination mit einer Turbo-Kältemaschine. Der Turbokompressor wird dabei mit einer Gegendruckturbine betrieben. Der Niederdruckdampf aus der Gegendruckturbine beheizt anschließend den Austreiber der Absorptionsmaschine und wird dann als Kondensat wieder dem Dampfkessel zugeführt.

Direkt mit Öl oder Gas beheizte Absorptionsmaschinen werden meist als Wärmepumpen gebaut, die im Sommer auf Kühlbetrieb umgestellt werden können.

Vorteile

Entscheidende Vorteile der Absorptionsmaschine sind schließlich der praktisch geräuschlose und vibrationsfreie Betrieb, sowie die einfache Leistungsregelung von 0 - 100 %.

Nachteile

Nachteilig sind der relativ hohe Energieverbrauch, die hohe Kondensatorleistung und dadurch ein hoher Kühlwasserverbrauch. Oft können diese Nachteile aber durch wesentlich niedrigere Energiekosten bei Abwärme-Nutzung kompensiert werden.

10.3. Arbeitsstoffpaare

Die zurzeit bekanntesten Arbeitsstoffpaare für Absorptions-Kältemaschinen/-Wärmepumpen sind:

- Wasser-Lithiumbromid (LiBr) (mit Wasser als Kältemittel)
- Ammoniak (NH₃)-Wasser (mit Ammoniak als Kältemittel)

Weitere, in Spezialanlagen verwendete und deshalb weniger bekannte Arbeitsstoffpaare sind:

- Ammoniak-Lithiumnitrat
- Methyamin-Wasser
- Methanol-Lithiumbromid

mit dem jeweils erstgenannten Stoff als Kältemittel.

Während Ammoniak (NH_3) als bewährtes Kältemittel vorwiegend für Verdampfungstemperaturen von 0 °C bis - 60 °C eingesetzt wird, kommt für den Klimabereich heute vorwiegend das Stoffpaar Wasser-Lithiumbromid (LiBr) zum Einsatz. Wasser lässt jedoch nur Verdampfungstemperaturen über 0 °C zu, weil es sonst gefriert.

Unterschiedliche Betriebsdrücke für NH_3 -Wasser und Wasser-LiBr

Ein weiterer, wesentlicher Unterschied zwischen dem Ammoniak-Wasser-Kreisprozess und dem Wasser-LiBr-Kreisprozess liegt in den Betriebsdrücken der Systeme. Während die Ammoniak-Maschinen bei Drücken zwischen ca. 1,5 und 16 bar arbeiten, liegen bei Wasser-LiBr-Maschinen die Betriebsdrücke im Verdampfer und Absorber wesentlich unter dem Atmosphärendruck, und zwar der Verdampferdruck bei etwa 0.008 bar, entsprechend einer Verdampfungstemperatur von ca. 3 °C, und der Kondensatordruck bei ungefähr 0.1 bar entsprechend einer Kondensationstemperatur von ca. 50 °C. Diese niedrigeren Drücke (Vakuum) erfordern eine sehr dichte und stabile Ausführung der Maschine.

Die Absorptions-Kältemaschine/-Wärmepumpe arbeitet mit 2 Kreisläufen, die zwar phasenweise ineinanderlaufen, jedoch funktionell getrennt beschrieben werden können (Fig. 10-2). Es handelt sich dabei um die folgenden Kreisläufe:

- **Kältemittelkreislauf**
mit dem Verdichter, Kondensator, Drossel-/Dosiergerät und Verdampfer
- **Lösungsmittelkreislauf**
der innerhalb dem Kältemittelkreislauf die Rolle des Verdichters übernimmt

10.3.1. Kältemittelkreislauf

Aus dem Austreiber des Lösungsmittel-Kreislaufes strömt der warme Kältemittel-Dampf mit Kondensationsdruck in den Verflüssiger, kommt dort mit den gekühlten Rohrschlangen des Kühlmediums in Berührung und kondensiert dabei. Die freiwerdende Verdampfungswärme geht auf das Kühlmedium über, das dadurch erwärmt wird. Diese Erwärmung des Kühlmediums entspricht der eigentlichen Heizleistung der Wärmepumpe. Bei der Kältemaschine handelt es sich hier um die abzuführende Abwärme.

Das immer noch unter Kondensationsdruck stehende, flüssige Kältemittel wird im Drosselgerät auf Niederdruck entspannt und im Verdampfer über den Rohrschlangen versprüht. Im Verdampfer wird der Druck so tief gehalten, dass das Kältemittel (z.B. Wasser) schon bei +3 °C bis +5 °C verdampft. Wenn also durch die Rohrschlangen Kaltwasser mit einer mittleren Temperatur von ca. +10 °C zirkuliert, dann verdampft das Kältemittel, das mit diesen Rohrschlangen in Berührung kommt. Die dazu erforderliche Verdampfungswärme wird dem Kaltwasserkreislauf entzogen, der dadurch abgekühlt wird. Diese Abkühlung ergibt dann die Kälteleistung der Kältemaschine. Der so entstehende Niederdruck-Kältemittel-Dampf strömt zurück in den Absorber des Lösungsmittel-Kreislaufes.

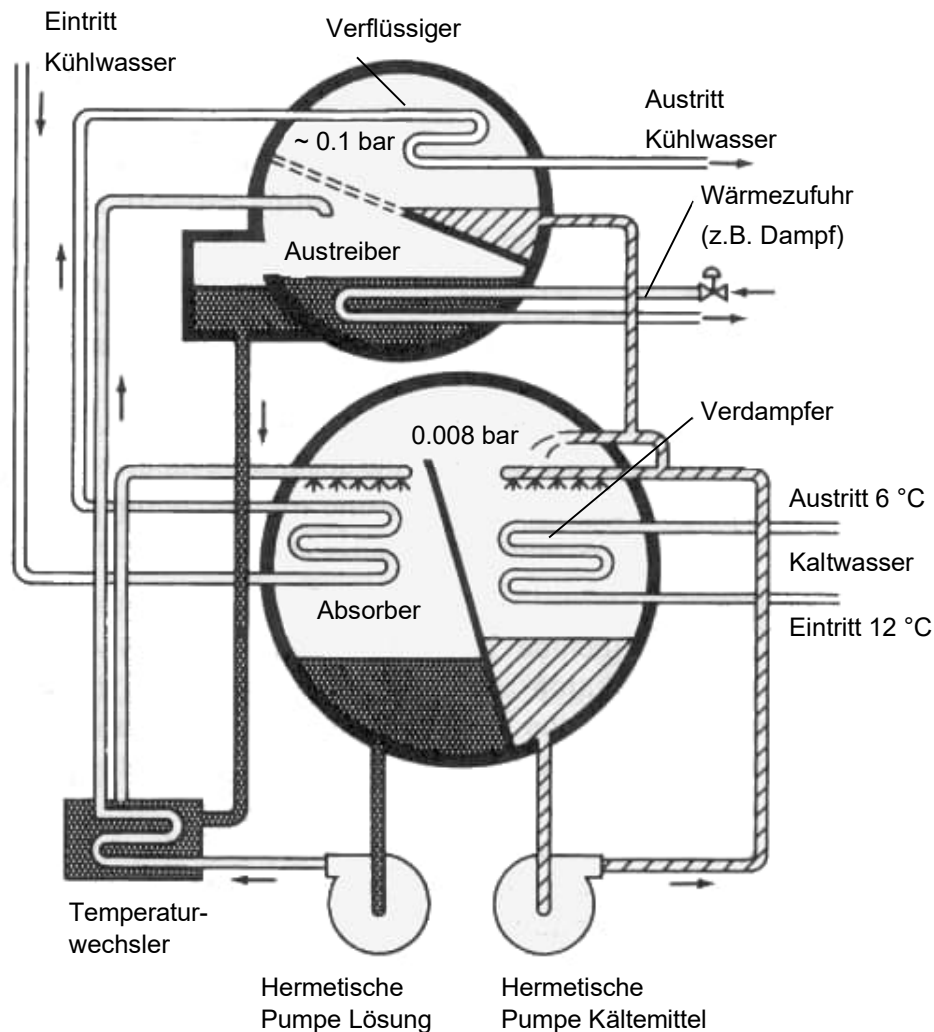


Fig. 10-2 Lösungs- und Kältemittel-Kreislauf des Absorptions-Kreisprozesses

10.3.2. Lösungsmittel-Kreislauf

Der Lösungsmittel-Kreislauf wird hier am Beispiel des Arbeitsstoffpaares Wasser-LiBr erklärt (vgl. Fig. 10-2). LiBr reagiert mit Wasser wie Kochsalz. Im Absorber wird das Lösungsmittel mit hoher LiBr-Konzentration versprüht. Der Kältemittel-Dampf (Wasserdampf) aus dem Verdampfer kommt dadurch mit dem Sprühnebel des Lösungsmittels in intensiven Kontakt und wird dabei absorbiert. Bei diesem chemischen Vorgang wird auch Reaktionswärme frei, die abgeführt werden muss. Dies geschieht über eine Rohrschlange, durch die das gleiche Kühlmedium zirkuliert, das anschließend auch die Kondensatorkühlung des Kältemittel-Kreislaufes bewirkt.

Das nun mit Kältemittel "verdünnte" Lösungsmittel mit niedriger LiBr-Konzentration wird durch die Lösungsmittelpumpe über den Temperaturwechsler in den Austreiber gepumpt. Dem Austreiber (auch "Generator" oder "Kocher" genannt) wird von außen Wärme zugeführt. Es kann sich dabei um eine Dampf-, Heißwasser- oder Elektroheizung oder um eine Direktbeheizung mit Öl-, Gas- oder Feststoffverbrennung handeln. Diese Wärmezufuhr bewirkt das Ausdampfen des Kältemittels aus dem Lösungsmittel und damit auch die erforderliche Druck- und Temperaturerhöhung. Während der so entstehende Kältemittel-Dampf in den Verflüssiger des Kältemittel-Kreislaufes strömt, wird das Lösungsmittel wieder mit hoher LiBr-Konzentration über den Temperaturwechsler in den Absorber zurückgeführt und der Lösungsmittelkreislauf beginnt von vorne.

Im Temperaturwechsler wird das kalte Lösungsmittel, das aus dem Absorber kommt, durch das aus dem Austreiber zurückfließende, warme Lösungsmittel vorgewärmt. Es handelt sich dabei also um eine prozessinterne Wärmerückgewinnung.

10.4. Der Kreisprozess der Absorptionsmaschine

Im Kreisprozess der Absorptionsmaschine ist neben dem Kältemittel das Lösungsmittel im Umlauf (Arbeitsstoffpaar). Die Konzentration ξ (Xi) des Kältemittels im Gemisch ist eine wesentliche Kenngröße des jeweiligen Betriebszustandes. Man benutzt deshalb für die Prozessdarstellung ein $\log p$, $1/T$ -Diagramm (dies im Gegensatz zum h , $\log p$ -Diagramm im Kompressions-Kreisprozess). Im $\log p$, $1/T$ -Diagramm stellen sich die Linien gleicher Konzentration ξ als nahezu Gerade dar.

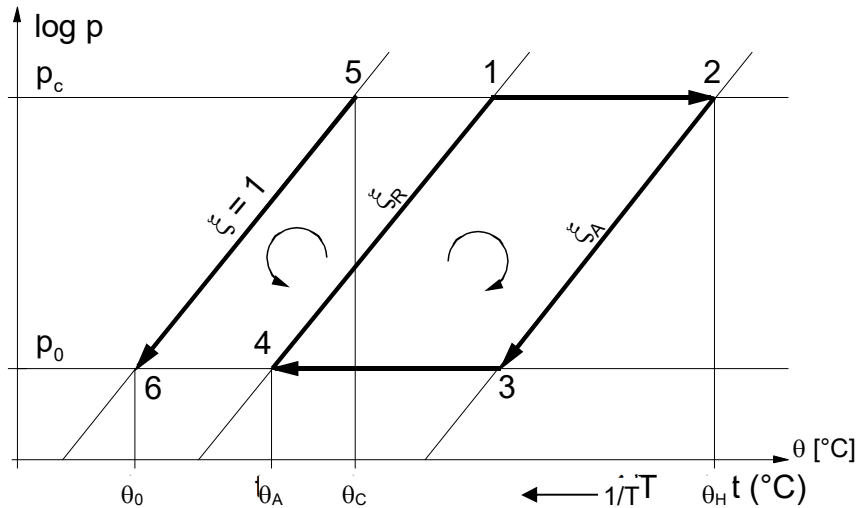


Fig. 10-3 Absorptions-Kälteprozess im $\log p$, $1/T$ -Diagramm (vereinfacht, ohne Temperaturwechsler)

θ_A	Absorptionstemperatur
θ_H	Austreibertemperatur
ξ	Konzentration
θ_c	Verflüssigungstemperatur
θ_0	Verdampfungstemperatur
4-1	Pumpe
1-2	Austreiber
3-4	Absorber
6-4	Verdampfer
1-5	Verflüssiger
5-6	Drossel-/Dosiergerät (Kältemittel wird entspannt)

Fig. 10-3 zeigt schematisch den Verlauf des einfachen Prozesses (ohne Temperaturwechsler) in einem derartigen Diagramm. Die an Kältemittel reiche Lösung mit Konzentration ξ_R , tritt in den Ausreiber ein (Punkt 1). Durch Beheizung wird sie erwärmt bis zur Prozesstemperatur θ_H (Punkt 2), wobei das Kältemittel ausgetrieben wird und die Konzentration der Lösung sich auf ξ_A (arm an Kältemittel) verringert. Das ausgetriebene Kältemittel erreicht die Konzentration von praktisch $\xi = 1$ und wird bei der Prozesstemperatur θ_c verflüssigt (Punkt 5).

Der Schnittpunkt von θ_c mit der Linie $\xi = 1$ bestimmt den Druck p_c auf der warmen Seite des Prozesses. Von diesem Druck wird das Kältemittel über ein Expansionsorgan entspannt auf den Druck p_0 , der bestimmt ist durch die gewünschte Prozesstemperatur θ_0 auf der kalten Seite (Punkt 6). Die arme Lösung wird ebenfalls auf den Druck p_0 entspannt und tritt in den Absorber ein (Punkt 3). Durch Aufnahme des Kältemitteldampfes in die arme Lösung wird Verflüssigungs- und Lösungswärme frei. Durch Kühlung bis zur Prozesstemperatur θ_A (Punkt 4), wird die Aufnahmefähigkeit der Lösung bis zur Konzentration ξ_R erhöht, so dass der aus dem Verdampfer (Punkt 6) kommende Kältemitteldampf voll absorbiert werden kann.

Durch die Pumpe wird die mit Kältemittel angereicherte Lösung wieder auf den Druck p_c hochgepumpt (Punkt 1).

Die Differenz $\xi_R - \xi_A$ – die Entgasungsbreite – ist festgelegt durch die verfügbare oder zulässige Austreibertemperatur θ_H und die, je nach Kühlmedium, erreichbare Absorptionstempertur θ_A . Je kleiner die Entgasungsbreite, desto größer ist der für 1 kg reinen Kältemittels erforderliche Lösungsumlauf.

Die Entgasungsbreite wird umso kleiner, je größer die Differenz $\theta_c - \theta_0$ bei gegebener Differenz $\theta_H - \theta_A$ wird. Für größere Temperaturdifferenzen $\theta_c - \theta_0$ sind deshalb auch hier, wie bei Kompressionsanlagen, zwei- oder mehrstufige Prozesse erforderlich.

Nachfolgend die log p, 1/T-Diagramme für die heute meist verwendeten Arbeitsstoffpaare Wasser-LiBr und NH₃-Wasser.

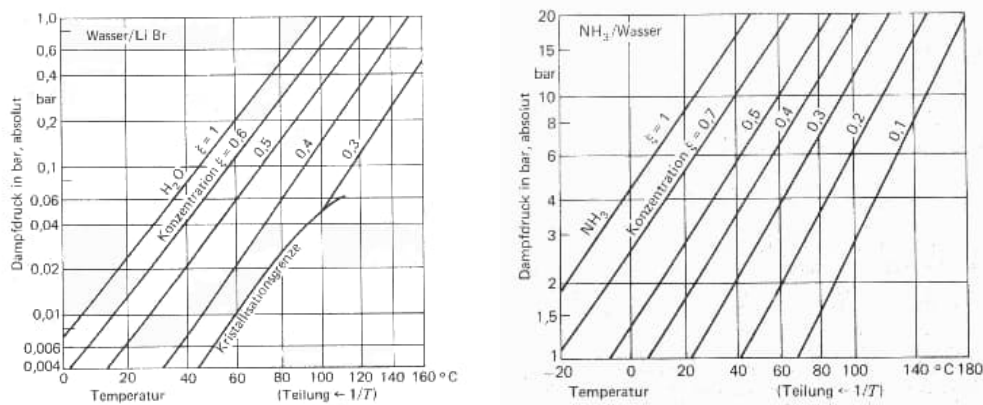


Fig. 10-4 log p, 1/T-Diagramme für Arbeitsstoffpaare Wasser-LiBr und NH₃-Wasser

10.5. Wärmeverhältnis ζ

Die charakteristische Größe zur Beurteilung eines Absorptionsprozesses ist das sogenannte Wärmeverhältnis ζ (Zeta). Dabei wird die erzielte Kälteleistung ins Verhältnis zur Wärmezufuhr (Antriebsenergie) gesetzt.

Für die Kältemaschine gilt:

$$\text{Wärmeverhältnis } \zeta_K = \frac{\Phi_0}{\Phi_H} = \frac{\text{Kälteleistung}}{\text{Wärmezufuhr}}$$

Für die Wärmepumpe gilt:

$$\text{Wärmeverhältnis } \zeta_W = \frac{\Phi_C + \Phi_A}{\Phi_H} = \frac{\text{Heizleistung}}{\text{Wärmezufuhr}} = \zeta_K + 1$$

Φ_C Heizwärmeabgabe am Verflüssiger

Φ_A Wärmeabgabe am Absorber

Φ_H Wärmezufuhr im Austreiber

Φ_0 Kälteleistung

10.6. Aufbau und Ausrüstung der Absorptions-Kältemaschine

Zur Kälteerzeugung in Klimaanlage werden heute praktisch ausschließlich LiBr-Maschinen eingesetzt. Solche Maschinen werden normalerweise in Zweikessel- oder in Einkessel-Bauweise (siehe 10.6.2) ausgeführt.

Bei der Zweikessel-Bauweise bestehen der erste Kessel aus Absorber und Verdampfer und der zweite Kessel aus Austreiber und Kondensator. Bei der Einkessel-Bauweise sind diese 4 Funktionseinheiten in einem großen Kessel untergebracht.

In den beiden nun folgenden Abschnitten werden diese beiden Maschinentypen etwas detaillierter beschrieben.

10.6.1. Die Zweikessel-Bauweise

Der konstruktive Aufbau der Zweikessel-Absorptionsmaschine ist aus Fig. 10-2 (schematisch) und aus Fig. 10-5 ersichtlich. Im oberen Behälter sind die unter höherem Druck arbeitenden Austreiber und Verflüssiger und im unteren Behälter die mit dem niedrigeren Druck arbeitenden Verdampfer und Absorber untergebracht.

Die Zweikessel-Maschine unterscheidet sich von der Einkessel-Bauweise hauptsächlich durch folgende Konstruktionsdetails:

- unter jedem Rohrbündel ist ein separater Flüssigkeitssumpf erforderlich
- Längsschlitze in den beiden Kesseln dienen einer Verminderung der Wärmeübertragung zwischen den beiden – mit unterschiedlichen Temperaturen arbeitenden – Prozessstufen
- Der Höhenunterschied zwischen beiden Kesseln ermöglicht einen natürlichen Zufluss des flüssigen Kältemittels vom Kondensator in den Verdampfer einerseits und der LiBr-Lösung vom Austreiber zum Absorber andererseits

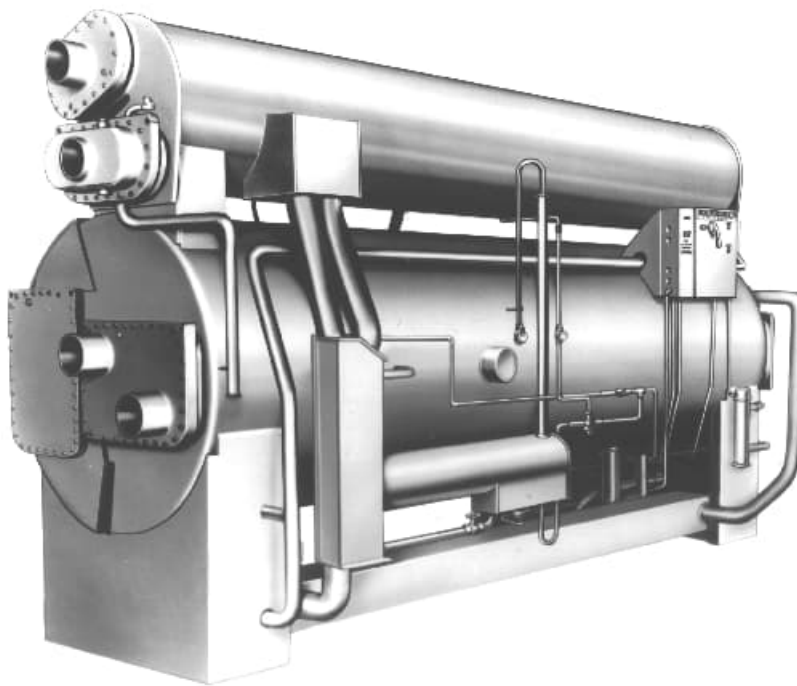


Fig. 10-5 Absorptionskältemaschine in Zweikessel-Bauweise (Austreiber und Verflüssiger oben, Absorber und Verdampfer unten)

Nachteilig kann sich bei der Zweikessel-Bauweise unter Umständen die größere Bauhöhe auswirken. Andererseits können aber die beiden Kessel separat transportiert und in den Bau eingebracht werden.

Der Verdampferteil des unteren Kessels wird gegen Wärmeverluste und Schwitzwasserbildung isoliert.

Weil die Temperaturdifferenz zwischen Stillstand und Betrieb in den Rohrbündeln über 200 K betragen kann, kommen nur die einseitig eingewalzten U-Rohrbündel in Frage, weil damit die Wärmedehnungsdifferenzen problemlos aufgefangen werden können.

Das Entlüftungs-System

Die wässrige LiBr-Lösung ist in Verbindung mit Sauerstoff sehr aggressiv. Außerdem reduzieren sogenannte "nicht kondensierbare" Gase den Wirkungsgrad des Absorptionsprozesses. Der Vakuumbetrieb ermöglicht das Eindringen von Luft durch kleinste Undichtheiten. Ein ausgeklügeltes Entlüftungssystem bezweckt ein periodisches Entfernen dieser nicht kondensierbaren Gase und gibt gleichzeitig Aufschluss darüber, wie dicht die Anlage ist. Fig. 10-6 zeigt den Aufbau eines solchen Entlüftungssystems.

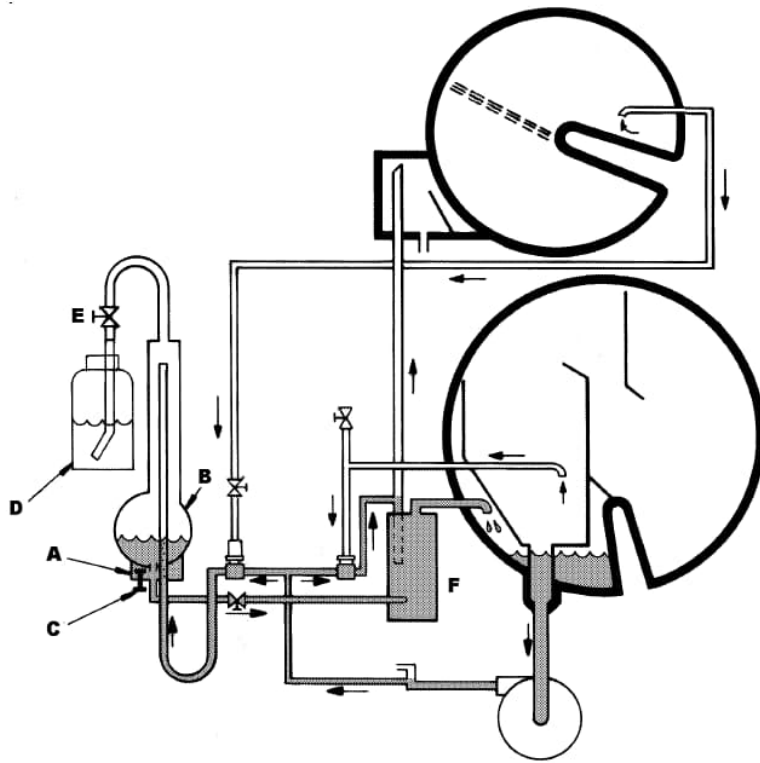


Fig. 10-6 Entlüftungssystem der Zweikesselmaschine

- A Entgaser
- B Speicherbehälter
- C Füllstandsanzeige
- D Entlüftungsflasche
- E Entlüftungsventil
- F Sekundärer Wärmetauscher

Umwälzpumpen

Da Wellenabdichtungen immer die Möglichkeit des Lufteintritts in die Maschine bieten, können Lösungs- und Kaltwasserpumpen nur in vollhermetischer Bauweise verwendet werden. Die Schmierung und Kühlung der Pumpen bzw. des Motors erfolgt durch das geförderte Medium. Wegen der herrschenden Korrosionsgefahr werden Stator und Rotor des Pumpenmotors mit Hauben aus rostfreiem Stahlblech umhüllt.

Kühlwasser

Die Kühlwassertemperaturen sollten bei LiBr-Absorptions-Kältemaschinen prinzipiell in bestimmten Grenzen konstant gehalten werden, da ein schneller Temperaturabfall, wie er bei Kühlturmbetrieb möglich ist, bewirken kann, dass die Lösung in der Maschine kristallisiert.

Das vom Kühlturm kommende Wasser wird mit einer Temperatur von ca. 28 °C in den Absorber gefördert, verlässt diesen mit ca. 34 °C, fließt dann durch den Kondensator und verlässt diesen mit ca. 38 °C. Durch eine entsprechende Kühlwasserregelung wird die Vorlauftemperatur auf ca. 28 °C konstant gehalten.

Bei modernen Maschinen kann in der Regel auf eine externe Kühlwasserregelung verzichtet werden, da die Kreislauftemperaturen durch ein internes Regelsystem automatisch stabilisiert werden.

10.6.2. Die Einkessel-Bauweise

Das Funktionsprinzip dieser Maschine unterscheidet sich nicht von dem der Zweikessel-Bauweise und wird auch in den gleichen Leistungsbereichen eingesetzt. Bei der Einkessel-Bauweise sind die 4 Funktionseinheiten Austreiber, Verflüssiger, Absorber und Verdampfer in einem großen Kessel untergebracht (Fig. 10-7). Durch diese sehr kompakte Bauweise ergeben sich kleinere Außenabmessungen und niedrigere Herstellkosten als bei der Zweikessel-Bauweise.

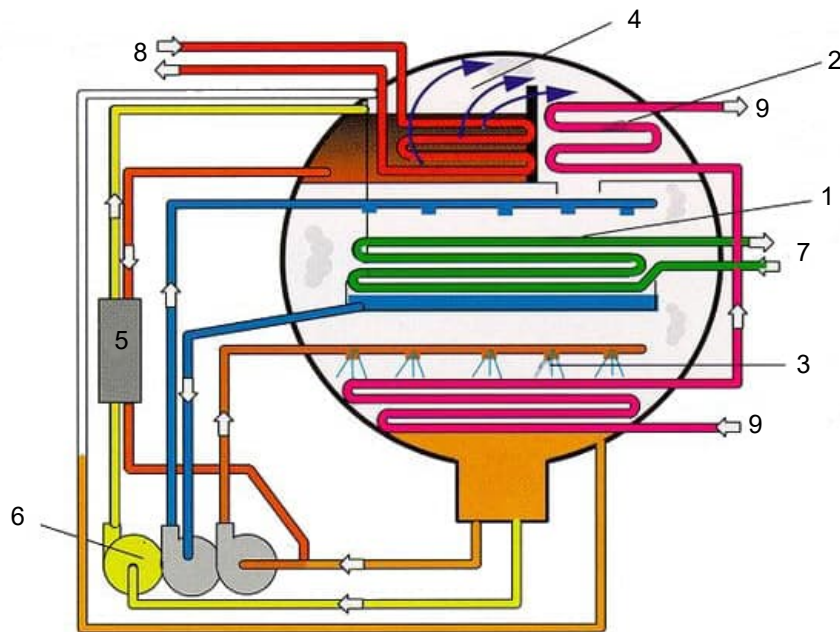


Fig. 10-7 Absorptionskältemaschine in Einkesselbauweise (Funktionsschema)

- 1 Verdampfer
- 2 Kondensator
- 3 Absorber
- 4 Austreiber
- 5 Wärmetauscher
- 6 Pumpen
- 7 Kaltwasserkreislauf
- 8 Energiezufuhr
- 9 Kühlwasserkreislauf

Entlüftung

Grundsätzlich könnte das gleiche Entlüftungssystem wie bei der Zweikessel-Bauweise auch hier angewendet werden. Weil moderne Einkesselmaschinen aber komplett im Werk zusammengebaut, mit geschweißten anstelle von geflanschten Rohrverbindungen ausgeführt und anschließend einem Helium-Dichtigkeitstest unterzogen werden, kann weniger Luft eindringen als bei den Zweikessel-Maschinen. Man kommt deshalb mit einem einfacheren Entlüftungssystem aus. Es besteht aus einer sogenannten Entlüftungskammer, die so in den Absorberteil eingesetzt wird, dass diese einen Teil des Absorberrohrbündels einschließt. Die Rohre im Innern dieser Entlüftungskammer werden so weniger durch den Kältemitteldampf beaufschlagt, wodurch Druck und Temperatur in dieser Kammer niedriger bleiben als im übrigen Absorberteil. Die nichtkondensierbaren Gase gelangen dadurch in diese Entlüftungskammer und werden von dort mittels einer zweistufigen Vakuumpumpe periodisch abgesaugt.

10.6.3. Die zweistufige Absorptions-Kältemaschine

Bei dieser Maschine handelt es sich um eine Weiterentwicklung der bisher vorgestellten Bauweisen. Wie in Fig. 10-8 dargestellt, verfügt diese Maschine über zwei Austreiberstufen, wobei der ausgetriebene Wasserdampf aus der ersten Stufe als Heizmittel der zweiten Stufe dient, bevor er im Kondensator wieder verflüssigt wird.

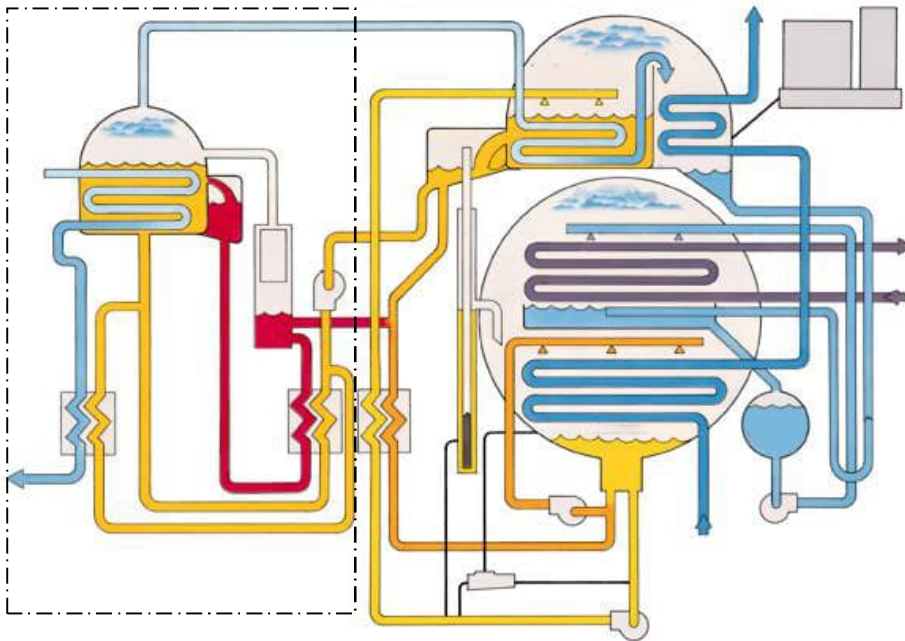


Fig. 10-8 Zweistufige Absorptionskältemaschine (2. Stufe links eingerahmt)

Diese Zweistufenschaltung führt zu einer erheblichen Energieeinsparung auf der Heizseite und zu einem verminderten Kühlwasserbedarf im Kondensator. Die Einsparung kann dabei 25 - 30 % betragen. Allerdings ist zur Beheizung der ersten Stufe ein Heizmittel mit einer wesentlich über 100 °C liegenden Temperatur erforderlich, damit in der zweiten Austreiberstufe noch ein ausreichendes Temperaturgefälle von überhitztem Kältemitteldampf zur Lösung vorhanden ist. Diese Maschine sollte deshalb mit Dampf von ca. 9 - 11 bar, entsprechend einer Temperatur von 170 - 180 °C betrieben werden.

10.7. Leistungsregelung der Absorptions-Kältemaschinen

Zur Leistungsregelung von LiBr-Absorptions-Maschinen werden heute die folgenden beiden Methoden angewandt:

- Drosselung der Betriebsenergie
- Bypassregelung der Lösungsmittelkonzentration

10.7.1. Leistungsregelung durch Drosselung der Betriebsenergie

Durch Drosselung der Energiezufuhr zum Austreiber (siehe Fig. 10-2) kann die Leistung der Absorptionsmaschine (z.B. in Abhängigkeit der Kaltwasser-Vorlauftemperatur) stufenlos geregelt werden. Bei Dampf oder Heizwasser als Betriebsenergie geschieht dies durch ein normales Durchfluss-Regelventil, das in den Vorlauf der betreffenden Energiezufuhrleitung eingebaut wird. Mit dieser Regelmethode kann die Leistung der Maschine bis auf ca. 10 % der Volllast reduziert werden. Dabei reduziert sich auch die Energiezufuhr annähernd proportional zur Kühllast.

10.7.2. Bypassregelung der Lösungsmittelkonzentration

Diese Regelmethode beruht auf der Änderung der Konzentration der LiBr-Lösung. Zu diesem Zweck wird ein Drosselventil in die Verbindungsleitung zwischen Wärmetauscher (Temperaturwechsler) und Austreiber eingebaut. Dieses Drosselventil wird in Abhängigkeit der Temperatur der schwach konzentrierten Lösung gesteuert. Bei Teillast wird die zum Austreiber fließende, schwache LiBr-Lösung gedrosselt, wobei der zurückgehaltene Lösungsanteil in den Absorber geleitet wird. Die Energiezufuhr zum Austreiber wird dabei nicht gedrosselt. Deshalb wird die durch Drosselung reduzierte Lösungsmenge im Austreiber mehr erhitzt und dadurch stärker konzentriert. Die Lösungszufuhr zum Austreiber kann ganz abgesperrt und dadurch die Kälteleistung der Maschine auf Null reduziert werden

Die Bypassregelung kann also im gesamten Leistungsbereich von 0 - 100 % angewendet werden. Der Energieverbrauch liegt dabei leicht unter der prozentualen Last, da die Wärmeaustauschflächen bei Teillast einen spezifisch günstigeren Wirkungsgrad erreichen.

Dieses Regelverfahren erbringt somit einen etwas geringeren Energieverbrauch im Teillastbetrieb. Die relativ hohen Anschaffungskosten für das 3-WegVentil beschränken diese Regelart jedoch auf Absorptionsmaschinen mit größeren Kälteleistungen.

In vielen Fällen ergibt sich die wirtschaftlichste Art der Leistungsregelung aus einer Kombination der beiden Regelmethoden.

Smart Infrastructure verbindet auf intelligente Weise Energiesysteme, Gebäude und Industrien und verbessert die Art und Weise, wie wir leben und arbeiten, um Effizienz und Nachhaltigkeit deutlich zu steigern.

Gemeinsam mit unseren Kunden und Partnern schaffen wir ein Ökosystem, das sowohl intuitiv auf die Bedürfnisse der Menschen reagiert als auch Kunden dabei unterstützt, ihre Geschäftsziele zu erreichen.

Ein Ökosystem, das unseren Kunden hilft zu wachsen, das den Fortschritt von Gemeinschaften fördert und eine nachhaltige Entwicklung begünstigt, um unseren Planeten für die nächste Generation zu schützen.

Creating environments that care.

[siemens.com/smart-infrastructure](https://www.siemens.com/smart-infrastructure)

Herausgeber
Siemens Schweiz AG

Smart Infrastructure
Global Headquarters
Theilerstrasse 1a
6300 Zug
Schweiz
Tel. +41 58 724 24 24

Siemens AG
Smart Infrastructure
Lyoner Straße 27
60528 Frankfurt am Main
Deutschland
Tel. +49 69 797-0

Siemens AG Österreich
Smart Infrastructure
Siemensstraße 90
1210 Wien
Österreich
Tel. +43 (51707) 0

Siemens Schweiz AG
Smart Infrastructure
Sennweidstrasse 47
6312 Steinhausen
Schweiz
Tel. +41 585 579 200

Siemens S.A.
Smart Infrastructure
21, rue Edmond Reuter
5326 Contern
Luxembourg
Tél. +352 43843 900

Schutzgebühr € 50

Änderungen und Irrtümer vorbehalten. Die Informationen in diesem Dokument enthalten lediglich allgemeine Beschreibungen bzw. Leistungsmerkmale, welche im konkreten Anwendungsfall nicht immer in der beschriebenen Form zutreffen bzw. welche sich durch Weiterentwicklung der Produkte ändern können. Die gewünschten Leistungsmerkmale sind nur dann verbindlich, wenn sie bei Vertragsschluss ausdrücklich vereinbart werden.

© Siemens 08/2022