

1.7 Zustandsänderungen der Luft

1.7.1 Die spezifische Wärmekapazität der Luft

Nachdem die Grundbegriffe zum Thema Luftfeuchtigkeit behandelt worden sind, müssen weitere physikalische Regeln besprochen werden, die mit der Erwärmung oder Abkühlung der Luft zusammenhängen und die Enthalpie betreffen.

In Kapitel 1.4.1 wurde der Begriff spezifische Wärmekapazität bereits erläutert und soll hier für das Beispiel Luft noch einmal wiederholt werden.

Die spezifische Wärmekapazität ist die Wärmemenge, mit der die Temperatur eines Stoffes mit der Masse 1 kg um 1 K erhöht oder abgesenkt werden kann.

Während das Beispiel der Wassererwärmung ohne Schwierigkeiten durchgerechnet werden konnte, ist dies bei Gasen und Gasgemischen etwas anderes, insbesondere bei Luft. Die feuchte Luft, mit der wir es bei Kälte- und Klimaanlage immer zu tun haben, folgt den Gasgesetzen. Während es bei unserem Wassererwärmungsbeispiel für Wasser nur eine spezifische Wärmekapazität $c = 4,19 \text{ kJ/kg}$ gibt, müssen bei den Gasen zwei verschiedene Wärmekapazitäten unterschieden werden:

- die spezifische Wärmekapazität c_v bei gleichem Rauminhalt
- die spezifische Wärmekapazität c_p bei gleichem Druck.

Es ist bereits aus Kapitel 1.3.3 bekannt, dass sich Gase bei Erwärmung ausdehnen und bei Abkühlung zusammenziehen. Der in Kapitel 1.3.3 beschriebene Vorgang spielt sich bei konstantem Druck ab (c_p). Würde aber ein Gas in einem geschlossenen Behälter erwärmt, so steigt sein Druck; das Volumen bliebe dabei konstant (c_v).

Da sich Abkühlungs- oder Erwärmungsvorgänge der Luft in der Kälte- und Klimatechnik üblicherweise bei konstantem Druck vollziehen, interessiert hauptsächlich die spezifische Wärmekapazität c_p .

Diese beträgt

- für trockene Luft $c_p = 1,0067 \text{ kJ/kg}$ bei 20°C und $1,013 \text{ bar}$ und
- für Wasserdampf $c_p = 2,08 \text{ kJ/kg}$ bei 100°C und $1,013 \text{ bar}$.

Soll Luft, wie in einer Klimaanlage üblich, abgekühlt und dabei entfeuchtet werden, so muss der (feuchten) Luft nicht nur Wärme, sondern auch ein Teil des Wasserdampfgehalts entzogen werden. Es muss demnach die Summe der Enthalpiedifferenzen ermittelt werden, welche

- a) für die Kühlung und
- b) für die Entfeuchtung erforderlich ist.

Diese Enthalpiedifferenz für feuchte Luft, die aus trockener Luft und Wasserdampf besteht, führt zu einer Gleichung, die dem von Mollier (1863/1935, Prof. TH in Dresden) vorgeschlagenen Enthalpie-Wassergehaltsdiagramm (h,x -Diagramm) der feuchten Luft zugrunde liegt.

Dieses Diagramm wird in der Klimatechnik zur Berechnung und übersichtlichen Darstellung beliebiger Zustandsänderungen der feuchten Luft benutzt.

In diesen Bereichen ist es zweckmäßig, die Temperaturen in °C anzugeben. Diese Einheit ist gemäß den Ausführungsverordnungen des Gesetzes über Einheiten im Messwesen als besonderer Name für Kelvin (K) zugelassen.

Die Zustandsgrößen der Luft wurden bei den nachfolgenden Beispielen mithilfe eines Computerprogramms ermittelt [2]. Dennoch werden die Zustandsänderungen so beschrieben, dass man auch mittels eines gedruckten Diagramms mit Stift und Lineal diese Zustandsgrößen auffinden kann. Hierzu wird nachfolgend das Wesentliche des Diagramms erläutert.

1.7.2 Das Mollier-h,x-Diagramm

Das Diagramm hat schiefwinklige Koordinaten (siehe Abb. 1.35). Die Ordinate müsste eigentlich die Skala der spezifischen Enthalpie zeigen. Die Isenthalpen verlaufen aber nicht parallel zur Abszisse, sondern unter einem Winkel schräg von links oben nach rechts unten. An der senkrechten Achse des Diagramms wird deshalb die Lufttemperatur abgetragen – genauer gesagt die Trockenkugeltemperatur in °C. Neben der Ordinate wird auch die Dichte ρ der Luft in kg/m^3 aufgetragen. Die Abszisse zeigt den Wassergehalt x in g/kg trockener Luft und – in manchen Diagrammausgaben – den Wasserdampfpartialdruck p_D bzw. p_W , der nur in besonderen Rechnungen eine Rolle spielt. Die von links oben unter einem Winkel von etwa 45° nach rechts unten verlaufenden Linien stellen die spezifischen Enthalpiewerte h der feuchten Luft mit der Einheit in kJ/kg trockener Luft dar. In den Zustandsdiagrammen für die feuchte Luft werden alle spezifischen Größen, wie die absolute Feuchte und die Enthalpie, immer auf die Masse der trockenen Luft bezogen. Weitere wichtige Kurvenscharen sind die von links unten ins Diagramm hinein nach rechts oben gezogenen Linien der relativen Feuchte φ , und zwar von 5 % bis 100 %. $\varphi = 100\%$ stellt die Sättigungskurve dar, links dieser Kurve ist die Luft ungesättigt, rechts davon enthält die Luft Nebel (Wasserdampfüberschuss). Der Randmaßstab $\Delta h/\Delta x$ – in manchen Diagrammausgaben – ist für Berechnungen von Zustandsänderungen vorgesehen, die über den von uns gesteckten Rahmen hinausgehen.

Es ist darauf zu achten, dass das h,x-Diagramm nur für den auf dem Diagramm angegebenen Luftdruck gilt. Falls andere Luftdruckzustände herrschen, ist ein geeignetes Diagramm für diesen Druck zu verwenden. Auch Computerprogramme müssen auf den aktuellen Luftdruck eingestellt werden.

Aber was kann man alles aus dem Diagramm entnehmen? Das soll in den nachfolgenden Kapiteln erläutert werden.

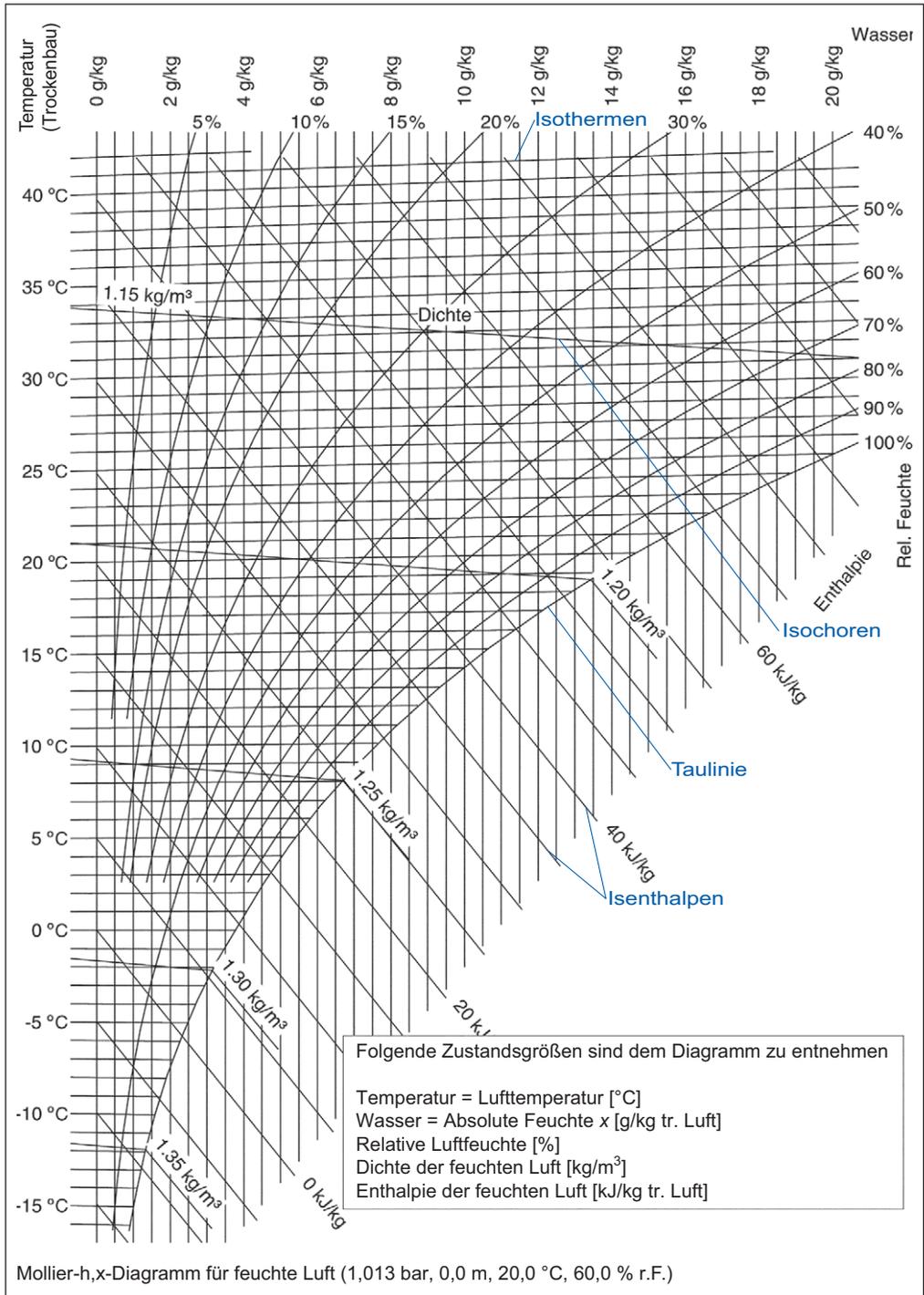


Abb. 1.35: Mollier-h,x-Diagramm für feuchte Luft

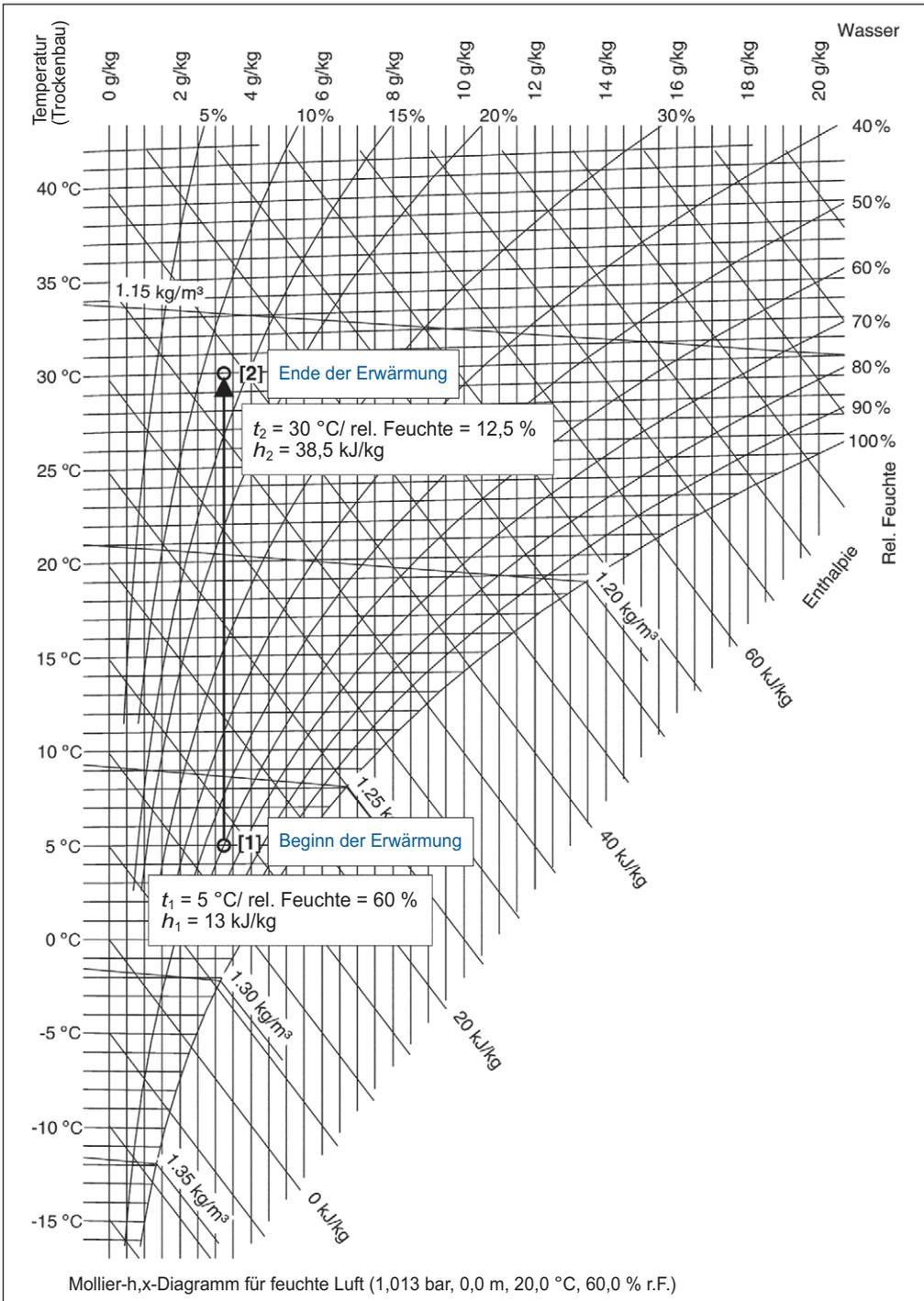


Abb. 1.36: Erwärmung

1.7.2.1 Erwärmung

Bei Wärmezufuhr ohne Änderung des Wassergehalts ($x = \text{konstant}$) stellt sich der Vorgang im h,x -Diagramm als eine Gerade dar, die vom Anfangszustand (1) aus senkrecht nach oben – also parallel zu den x -Linien – bis zum Schnittpunkt mit der Temperaturlinie, die erreicht werden soll (2), verläuft (siehe Abb. 1.36).

Beispiel:

1 kg Luft mit $t_1 = 5 \text{ °C}$ und rel. Feuchte $\varphi_1 = 60 \text{ %}$ wird auf 30 °C aufgeheizt.

- Welche Wärmemenge muss der Luft zugeführt werden?
- Welche relative Feuchte hat die Luft nach der Erwärmung?

(Zustandsänderung Erwärmung siehe Abb. 1.36.)

Zu a)

$$h_1 = 13 \text{ kJ/kg}_{\text{tr.L.}}$$

$$h_2 = 38,5 \text{ kJ/kg}_{\text{tr.L.}}$$

$$h_2 - h_1 = 38,5 - 13 = 25,5 \text{ kJ/kg}_{\text{tr.L.}}$$

Zu b)

$$\varphi_2 = 12,5 \text{ %}$$

1.7.2.2 Abkühlung

Beim Kühlen von Luft in Oberflächenkühlern sind zwei Fälle zu unterscheiden:

- Die Kühlflächentemperatur liegt oberhalb der Temperatur des physikalischen Taupunkts. Eine Kondensation des Wasserdampfs an den Kühlflächen kann nicht auftreten.
- Die Kühlflächentemperatur liegt unterhalb der Temperatur des physikalischen Taupunkts. Mit der Kühlung erfolgt gleichzeitig eine Wasserausscheidung der zu kühlenden Luft.

Kühlflächentemperatur liegt oberhalb der Taupunkttemperatur

Da Abkühlung der gegenteilige Vorgang von Erwärmung ist, geht der Vorgang dabei senkrecht von oben nach unten wiederum parallel zu den x -Linien, weil der Wasserdampfgehalt der Luft gleich bleibt. Der Luft wird Wärme entzogen; die absolute Feuchte bleibt konstant, die relative Feuchte nimmt zu, siehe Abb. 1.37.

Beispiel:

Luft von $t_1 = 35 \text{ °C}$ und relativer Feuchte $\varphi_1 = 25 \text{ %}$ wird durch einen Oberflächenkühler mit einer mittleren Kühlflächentemperatur von $16,8 \text{ °C}$ auf $t_2 = 22 \text{ °C}$ abgekühlt.

- Um welche Temperaturdifferenz liegt die Kühlflächentemperatur über der Temperatur des Taupunkts?
- Welche Wärmemenge Δh in kJ/kg wird der Luft entzogen?
- Mit welcher relativen Feuchte φ_2 verlässt die Luft den Kühler?

1.9 Der Kreisprozess

In der Thermodynamik nennt man die Zustandsänderung eines Mediums – z. B. eines Kältemittels – einen Prozess. Zustandsgrößen wie Temperatur, Druck und Enthalpie haben wir bereits kennengelernt.

Wir haben in Kapitel 1.8.1 auch gelernt, dass das Kältemittel im Verdampfer vom flüssigen in den dampfförmigen Zustand übergeführt wird. Dieser Prozess wird durch Wärmezufuhr aus der Umgebung des Verdampfers herbeigeführt. Es wäre jedoch wirtschaftlich nicht vertretbar, den dem Verdampfer entströmenden Kältemitteldampf einfach in die Luft zu blasen. Der Dampf wird deshalb mit einem Verdichter abgesaugt und in einen Verflüssiger gefördert. Wenn man dort die Wärme entzieht, die das Kältemittel im Verdampfer aufgenommen hat und die durch Umwandlung der vom Verdichter verrichteten Arbeit zugeführt wurde, wird es wieder flüssig. Dieser Wärmeentzug erfolgt durch Luft oder ein anderes wärmeaufnehmendes Medium. Über ein Drosselorgan (Expansionsventil) gelangt das flüssige Kältemittel zurück in den Verdampfer. Damit wird der Kältemittelkreislauf geschlossen.

Tragen wir die einzelnen Prozesse, d. h. Verdampfen, Verdichten, Verflüssigen und Entspannen in ein Diagramm ein (Abb. 1.45), so entsteht ein geschlossener Linienzug. Solche Prozesse nennt man Kreisprozesse.

Diese Erklärung zeigt, dass ein Kältemittelkreislauf ohne Verdichter, Verflüssiger und Drosselorgan nicht möglich ist.

Genau das sagt auch der 2. Hauptsatz (Kapitel 1.5.2) aus:

Wärme kann nicht von selbst von einem Körper mit tieferer Temperatur auf einen Körper mit höherer Temperatur übergehen.

Warum dem Kältemittel im Verdichter durch die aufgebrachte Energie Wärme zugeführt wird, soll an einem bekannten Beispiel erläutert werden:

Der eine oder andere erinnert sich sicherlich noch an das Aufpumpen der Schläuche seines Fahrrads. Dabei stellte er eine beträchtliche Erwärmung der Luftpumpe fest, die sich mit steigendem Druck erhöhte.

Das Gleiche geschieht in einem Kältemittelverdichter. Entsprechend dem Grundsatz des mechanischen Wärmeäquivalents wandelt sich Verdichterarbeit auch in Wärme um, wobei Druck und Temperatur des verdichteten Kältemittels steigen.

In Abb. 1.42 wird ein Kältemittelkreislauf dargestellt.

Eine wichtige, bisher nicht besonders beschriebene Stelle im Kreislauf ist das Regel- oder Expansionsventil, das die Aufgabe hat, nicht mehr Kältemittel in den Verdampfer hineingelangen zu lassen, als der Verdichter bei gewünschtem Druck an Dampf absaugen kann. Hier erkennen wir schon die wichtigste Voraussetzung für die einwandfreie Funktion einer Anlage.

Es kommt ganz wesentlich darauf an, die zu einer Anlage gehörenden Hauptteile so aufeinander abzustimmen, bzw. ihre Größe so zu bemessen, dass der Kälteprozess tatsächlich genauso abläuft wie geplant.

Das Planen und Festlegen der einzelnen Komponenten (ein gern gebrauchter Ausdruck für die Hauptteile einer Kälteanlage) ist Sache der Planer und der Hersteller.

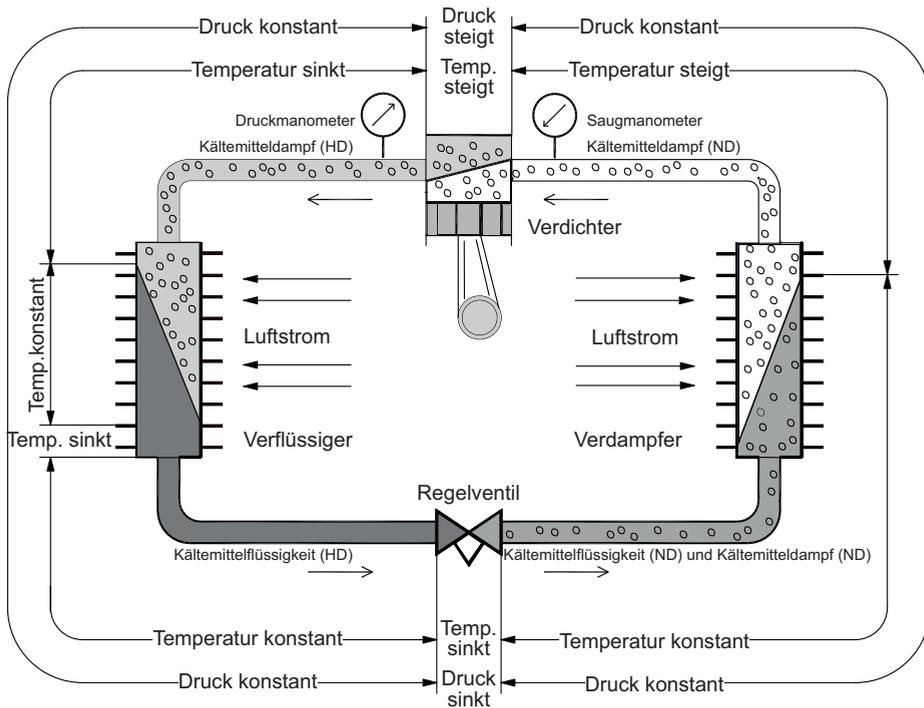


Abb. 1.42: Schema Kältemittelkreislauf mit stetig regelndem Ventil als Drosselorgan

Der Kältemonteur hat dafür zu sorgen, dass die einzelnen Komponenten der Anlage unter den zugedachten Betriebsbedingungen einwandfrei arbeiten und das zur Zufriedenheit des Betreibers (Kunden).

Fassen wir die Hauptteile der Kälteanlage zusammen:

- Verdichter
- Verflüssiger
- Drosselorgan (z. B. thermostatisches Expansionsventil, Schwimmerventil)
- Verdampfer

Wird die Kälteanlage auf einer Baustelle aus den genannten Komponenten zusammenmontiert, werden diese mit Rohrleitungen verbunden. Die üblichen Bezeichnungen dieser Rohrleitungen lauten:

- Saugleitung – vom Verdampfer zum Verdichter (alternative Bezeichnungen: Saugdampf- oder Sauggasleitung)
- Druckleitung – vom Verdichter zum Verflüssiger
- Kondensatleitung – vom Verflüssiger zum Kältemittelsammler
- Flüssigkeitsleitung – vom Kältemittelsammler/Verflüssiger zum Drosselorgan
- Einspritzleitung – vom Drosselorgan zum Verdampfer

Die Bezeichnung Heißgasleitung sollte Bypassleitungen zur Leistungsregelung oder Verdampferabtauung vorbehalten bleiben.

In der Regel sind alle fünf vorgenannten Leitungen einer Anlage unterschiedlich dimensioniert, weil das Kältemittel im Kreisprozess (Kreislauf) laufend seine Zustandsgrößen – Druck, Temperatur, Dichte – ändert.

Zu Abb. 1.42 sollen hier keine weiteren Erklärungen abgegeben werden, weil ausreichend Hinweise im Bild selbst vermerkt sind und weil später anhand des $\lg p, h$ -Diagramms die einzelnen Zustände noch erörtert werden. Zum besseren Verständnis der anlageninternen Vorgänge bleiben wir vorerst bei den Dampftafelwerten und arbeiten an einem Beispiel: Verdampfen von 100 kg R134a.

1.9.1 R134a im Kreisprozess (Beispiel)

Für unser Beispiel gehen wir davon aus, 100 kg R134a zu verdampfen.

Für die weiteren Berechnungen nehmen wir an: Der umlaufende Kältemittelmassenstrom beträgt $\dot{m} = 100 \text{ kg/h}$ oder $100 / 3600 \text{ kg/s} = 0,0278 \text{ kg/s}$.

In einer Kälteanlage gemäß Abbildung 1.43 können wir bereits einige Zustandsgrößen, Leistungen und Kältemittelströme bestimmen.

Verdampfer

Die Kälteleistung dieser Anlage wurde beispielsweise mit $\dot{Q}_0 = 4,56 \text{ kW}$ ermittelt.

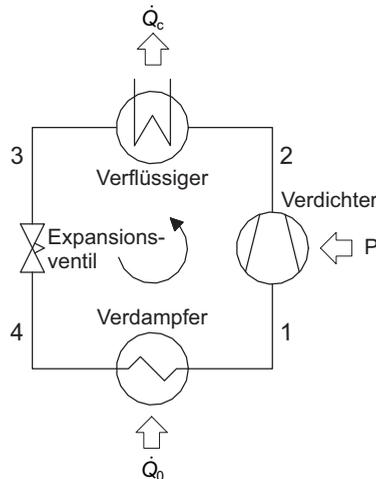


Abb. 1.43: Schema einer einstufigen Kälteanlage

Punkt 1

Aus der R134a-Dampftafel entnehmen wir für die Temperatur $t = -10 \text{ °C}$:

Verdampfungsdruck $p = 2,01 \text{ bar}$
spez. Volumen des Sattdampfes $v'' = 98,98 \text{ dm}^3/\text{kg}$

Danach muss der Verdichter folgendes Dampfvolumen absaugen, um den Druck im Verdampfer zu halten:

$$\begin{aligned}\dot{V} &= \dot{m} \cdot v'' = 100 \text{ kg/h} \cdot 98,98 \text{ dm}^3/\text{kg} = 9\,898 \text{ dm}^3/\text{h} \\ &= 9,89 \text{ m}^3/\text{h}\end{aligned}$$

Punkt 2

Am Hochdruckmanometer des Verdichters lesen wir einen Überdruck von $p_{ec} = 6,70$ bar ab. Mit diesem Druck wird das Kältemittel in den Verflüssiger gefördert. Ein Manometer misst nur den Effektivdruck, d. h. den Über- oder Unterdruck zum herrschenden Umgebungsdruck.

Bei einem Luftdruck von z. B. 1 000 mbar (Kapitel 1.6.1) herrscht im Verflüssiger ein absoluter Druck von $p_c = 7,70$ bar. Aus der R134a-Dampf tafel entnehmen wir die zugehörige Verflüssigungstemperatur $t_c = 30$ °C.

Punkt 3

Werden mit einem elektronischen Berührungsthermometer auf der Flüssigkeitsleitung (Pkt. 3) tatsächlich $t_u = 20$ °C gemessen, so beträgt die im unteren Teil des Verflüssigers erfolgte Unterkühlung des Kältemittels 10 K. Bei luftgekühlten Verflüssigern erreicht man aber meist nur 3 bis 5 K Unterkühlung.

Punkt 4

Im Expansionsventil oder Kältemittelstromregler (auch Regel- oder Drosselventil genannt) muss die Kältemittelflüssigkeit demnach von $p_c = 7,70$ bar auf $p_0 = 2,01$ bar entspannt werden.

Ein Teil der Kältemittelflüssigkeit verdampft schon im Kältemittelstromregler, und in der Einspritzleitung befinden sich bereits Dampf und Flüssigkeit. Da dieser Dampf physikalisch durch den Drosselvorgang entsteht, nennt man ihn Drosseldampf.

Leistungsbedarf des Verdichters

Die ausführliche Berechnung der Leistungsaufnahme eines Verdichters erfordert mathematische und thermodynamische Kenntnisse, die über den gesteckten Rahmen dieses Buchs hinausgehen.

In der Praxis wie auch bei der Planung von Neuanlagen bediente man sich hierbei der von den Verdichterherstellern herausgegebenen Leistungskurven oder Tabellen, denen der Leistungsbedarf des Verdichters (und die Kälteleistung) in Abhängigkeit der Anlagenparameter entnommen werden kann. Heute verwendet man in der Regel Auswahlprogramme – meist vom Verdichterhersteller.

Diese Leistungskurven und Tabellen werden weitgehend auf Versuchsständen erstellt. Man ist heute jedoch auch in der Lage, diese mithilfe von Rechenmodellen, die auf Versuchsstandsmesswerten basieren, im Computer zu ermitteln.

Die konstruktive Gestaltung der Verdichterbauteile ist naturgemäß von Hersteller zu Hersteller unterschiedlich. Gleich ist jedoch, dass in Kältemittelverdichtern aller Fabrikate keine handbearbeiteten Teile mehr zu finden sind. Für die Lagerung der Kurbelwelle (meist aus Sphäroguss hergestellt) und für die Pleuel werden einbaufertige Lager verwendet, an denen Nacharbeiten unzulässig sind. Die Pleuel der meisten Motorverdichter haben keine Lager.

Die Pleuelringbestückung variiert sehr stark. Bei Reparatur und Wartung muss das spezielle Verdichterhandbuch herangezogen werden.

Motorverdichter werden kaum am Einsatzort repariert, sondern im Schadensfall ausgetauscht. Die Reparatur erfolgt besser im Werk.

An dieser Stelle sei betont, dass Arbeiten an Verdichtern nur mit geeignetem Werkzeug ausgeführt werden dürfen. Das gilt besonders für die Schraubverbindungen. Hier sind die angegebenen Drehmomente einzuhalten; unbedingt Drehmomentenschlüssel verwenden!

2.1.2 Scrollverdichter

Die Verdichtung des Kältemitteldampfes im Scrollverdichter erfolgt zwischen zwei Spiralen (englisch: scrolls). Eine dieser beiden Spiralen ist stationär (feste Spirale), die andere rollt auf dieser ab (orbitierende Spirale). Zwischen den Spiralen entstehen sichelförmige Taschen, in denen sich das dampfförmige Kältemittel befindet.

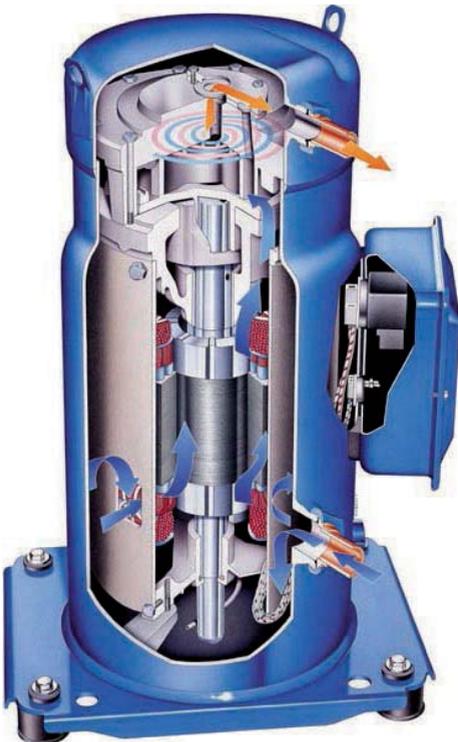


Abb. 2.7: Scrollverdichter (Danfoss)

**Erste Umdrehung:
Ansaugen**

**Zweite Umdrehung:
Verdichten**

**Dritte Umdrehung:
Ausstoßen**

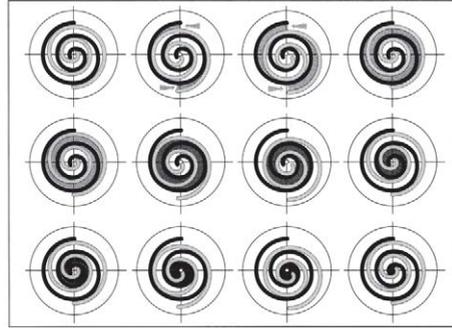


Abb. 2.8: Scrollverdichter; Verdichtungsprinzip (Danfoss)

Durch die Bewegung der orbitierenden Spirale wird der Kältemitteldampf in den sichelförmigen Taschen zum Mittelpunkt beider Spiralen bewegt, wobei sich deren Volumen verringert und der Kältemitteldampf verdichtet wird. Am Mittelpunkt der Spiralen ist eine Öffnung angeordnet, durch die das nunmehr auf Verdichtungsenddruck (etwa Verflüssigungsdruck) verdichtete Kältemittel ausgeschoben wird.

Es wird ständig in mehreren Taschen gleichzeitig verdichtet und jeweils in zwei gegenüberliegenden Taschen bei gleichem Druck. Hierdurch werden eine gleichmäßige Verdichtung und ein pulsationsarmer Druckgasausstoß erzielt.

Drei Umdrehungen werden benötigt, um den Kältemitteldampf zu verdichten (siehe Abb. 2.8).

1. In die offenen Taschen (Saugseite) tritt der Kältemitteldampf ein.
2. Die Einströmöffnungen schließen sich. Das Volumen der geschlossenen Taschen vermindert sich, der Kältemitteldampf wird verdichtet.
3. Die Taschen haben die im Mittelpunkt angeordneten Austrittsöffnung erreicht. Der auf Enddruck verdichtete Kältemitteldampf wird ausgeschoben.

Am Austritt des Verdichters befindet sich ein Rückschlagventil, das nach dem Abschalten einen Rückwärtslauf verhindert.

Die Umsetzung der rotierenden Wellenbewegung in die orbitierende Bewegung der Spirale wird, ähnlich wie beim Kurbelantrieb, durch eine spezielle, exzentrisch gelagerte Kupplung – die Oldham-Kupplung – erreicht.

Compliant/Compliance-Prinzip

Das englische Wort bedeutet im technischen Gebrauch: fügsam/Fügsamkeit

Die Spiralen des Scrollverdichters haben die Form von evolventenförmig gewickelten Flacheisen. Um eine möglichst verlustfreie Verdichtung zu erzielen, müssen die Spiralen sowohl radial als auch axial abdichtet werden.

Radiale Abdichtung

Beim Verdichten müssen die beiden Spiralen möglichst ohne Spalt aufeinander abrollen. Würde die orbitierende Bewegung der beweglichen Spirale durch die konstruktive Ausführung fest vorge-

geben, so wäre wegen der Fertigungstoleranzen und der Wärmedehnung ein zufriedenstellendes Abdichten der Taschen nicht zu erzielen.

Bei dem Compliant/Compliance-Prinzip wird diese Abdichtung dennoch erreicht, indem die bewegliche Spirale nicht starr geführt wird, sondern radial einen Freiheitsgrad hat. Sie kann sich an die feste Spirale anfügen.

Die abzudichtenden Flächen der Spiralen werden durch diese Bewegungsmöglichkeit im Betrieb durch Fliehkraft gegeneinander gepresst, was zu einer sehr effektiven Abdichtung führt. Die Oberflächen laufen ein, es kommt zu einer spiegelglatten Oberflächengüte. Dieser Einlaufprozess wird in wenigen Betriebsstunden erreicht.

Axiale Abdichtung

Bei dem Compliant/Compliance-Prinzip kann auf übliche Abdichtungsmaßnahmen, wie z. B. eingelassene Dichtleisten auf den Spiralen, verzichtet werden. Die Abdichtung wird durch einen sogenannten schwimmenden Dichtring bewirkt, der in der festen Spirale eingelassen ist und den Hochdruck- vom Niederdruckteil trennt. Dieser Dichtring wird druckgesteuert. Von unten wirkt während des Betriebs ein definierter Zwischendruck, der über eine Verbindungsbohrung zu einer entsprechenden Tasche übertragen wird. Auf der Oberseite steht Niederdruck. Durch Einlaufen der Oberkante der orbitierenden Spirale auf dem Boden der feststehenden Spirale wird eine effektive metallische Abdichtung erreicht.

Anwendung/Ausführung

Scrollverdichter werden für einen Volumenstrom von etwa $5 \text{ m}^3/\text{h}$ bis $45 \text{ m}^3/\text{h}$ hergestellt. Der Einsatz ist sowohl im Normalkühlbereich (bis $t_0 = -15 \text{ °C}$) als auch im Tiefkühlbereich (bis $t_0 = -40 \text{ °C}$) mit den entsprechenden Kältemitteln (z. B. R404A, R407C, R507 usw.) möglich.

Beim Einsatz im Tiefkühlbereich ist die Einspritzung einer kleinen Kältemittelmenge während der Verdichtung zur Kühlung erforderlich. Dies erfolgt über eine Kapillare an geeigneter Stelle zwischen die Spiralen (die Taschen müssen zur Saugseite hin bereits geschlossen sein). Auf diese Weise wird der volumetrische Wirkungsgrad des Verdichters nicht beeinträchtigt.

Scrollverdichter werden in vertikaler und horizontaler Bauform hergestellt.

Betrieb

Scrollverdichter fördern und verdichten – ähnlich wie Schraubenverdichter – nur bei einer vorgegebenen Drehrichtung. Dies ist bei der Inbetriebnahme zu beachten. Zur Kontrolle der richtigen Drehrichtung ist vom Kältemonteur zu prüfen, ob der Druck (abzulesen an den Manometern) auf der Saugseite fällt und auf der Druckseite steigt. Bei falscher Drehrichtung liegt der Geräuschpegel höher als bei der richtigen. Kurzzeitiger Betrieb bei falscher Drehrichtung schadet dem Verdichter nicht.

Bei der Drehrichtungsprüfung müssen die Absperrventile des Verdichters, auch das saugseitige Absperrventil, geöffnet sein. Der Verdichter läuft auch bei vorhandener Druckdifferenz zwischen Hoch- und Niederdruckseite entlastet an, da die Spiralen im Stillstand von einander getrennt sind und innerer Druckausgleich stattgefunden hat. Bei geschlossenem saugseitigem Absperrventil würde wegen des guten volumetrischen Wirkungsgrads ein tiefes Vakuum erzeugt, das zu Lichtbogenbildung an elektrischen Kontakten und somit zur Beschädigung des Verdichters führen kann.

Ein kurzes metallisches Geräusch beim Anlaufen der Verdichter ist normal, es ist auf die anfängliche Berührung der Spiralen zurückzuführen.

Durch das Compliant/Compliance-System sind Scrollverdichter recht robust gegenüber dem Eintrag von flüssigen Kältemittelanteilen mit dem angesaugten Kältemitteldampf (z. B. nach dem Abtauen der Verdampfer). Ist im Stillstand Kältemittelverlagerung in die Verdichter möglich, dann wird zur Vermeidung der Schmierölverdünnung eine Beheizung der Kurbelgehäuse nötig.

2.1.3 Schraubenverdichter

Schraubenverdichter sind zweiwellige Rotationskolbenverdichter, die nach dem Verdrängerprinzip arbeiten. Sie funktionieren vom Prinzip her ähnlich wie die allgemein bekannten Kolbenverdichter. Das zu komprimierende Gas wird in einen Arbeitsraum eingesaugt, der Arbeitsraum wird danach abgeschlossen und verkleinert. Dabei erfolgt die Verdichtung des zu fördernden Mediums. Sobald im Arbeitsraum der gewünschte Verdichtungsdruck herrscht, wird er mit der Druckleitung verbunden und das komprimierte Gas in die Druckleitung ausgeschoben.

Der Arbeitsraum wird in einem Kolbenverdichter durch einen Zylinder gebildet, in dem ein Kolben hin und her bewegt wird. Beim Schraubenverdichter hingegen sind die Arbeitsräume die Zahnlücken eines schrägverzahnten Läuferpaares, das in einem das Läuferpaar eng umschließenden Gehäuse läuft.

Wird ein schrägverzahntes Zahnradpaar gedreht, so wandern die Berührungslinien, entlang deren die Zahnflanken der beiden Räder einander berühren, in axialer Richtung. Werden die Zahnlücken stirn- und mantelseitig durch ein Gehäuse abgedeckt, wird damit das in den Zahnlücken transportierte Gasvolumen beim Drehen der Läufer verkleinert und kann theoretisch beliebig hoch verdichtet werden [4].

Durch die Lage der Auslasssteuerkanten wird der Verdichter den Bedürfnissen der Kälteanlage angepasst. Hieraus ergibt sich das eingebaute Volumenverhältnis des Schraubenverdichters.

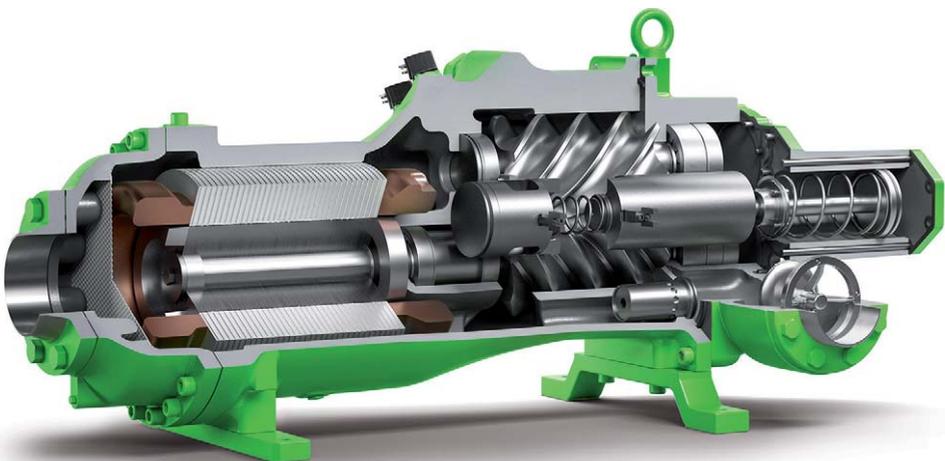


Abb. 2.9: Schnitt durch einen halbhermetischen Schraubenverdichter (Bitzer)

Durch die heute verwendeten Wälzfräsmaschinen ist es möglich, Schraubenverdichter sehr genau herzustellen. Als Läufermaterial werden Sphäroguss, Stahl, rostbeständiger Stahl, Bronzen u. ä. verwendet.

Der allgemeine Trend geht zu immer größerer Genauigkeit in der Herstellung bzw. zu immer kleineren Gehäusespielen.

Schraubenverdichter für den Einsatz in Kälteanlagen werden heute für Fördervolumina ab etwa $80 \text{ m}^3/\text{h}$ bis zu etwa $5000 \text{ m}^3/\text{h}$ gebaut. Damit sind sie eingedrungen in die Arbeitsbereiche der Motorverdichter auf der einen Seite und die der großen Kolben- und Turboverdichter auf der anderen Seite.

Die Leistungsregelung der Schraubenverdichter mit einem Fördervolumen bis etwa $200 \text{ m}^3/\text{h}$ erfolgt durch Zu- und Abschalten bzw. durch Öffnen und Schließen interner Überströmkanäle.

Schraubenverdichter größerer Leistung sind mit einer Schieberregelung ausgerüstet. Hier wird mithilfe eines Schiebers unter dem Rotorenpaar das Zahnlückenvolumen bei Verdichtungsbeginn zur Mengenregelung verändert.

Mit dieser Regelung kann der Volumenstrom von etwa 10 bis 100 % stufenlos geregelt werden. Außerdem ermöglicht die Schieberregelung in ihrer Minimalstellung ein sehr leichtes Anfahren des Verdichters.

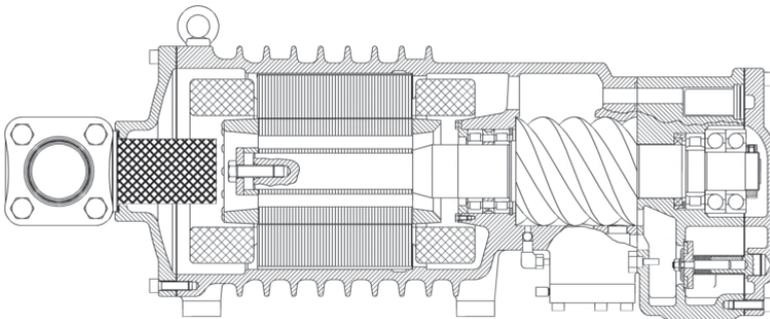


Abb. 2.10: Integrierte Leistungsregelung eines Schraubenverdichters (Bitzer)

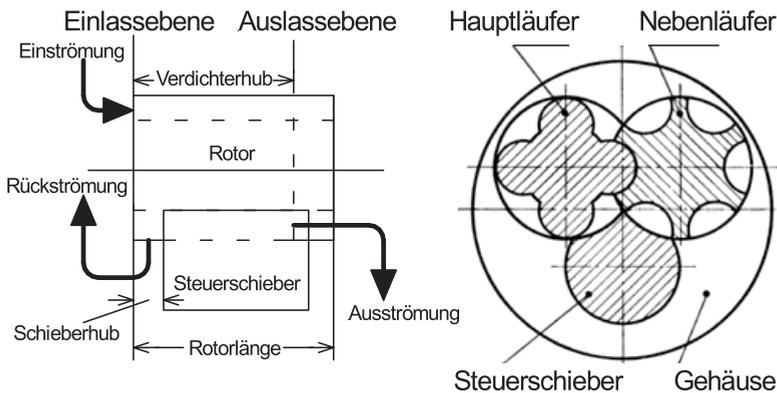


Abb. 2.11: Schema der Fördermengenregelung mit einem Steuerschieber (MAN/GHH)

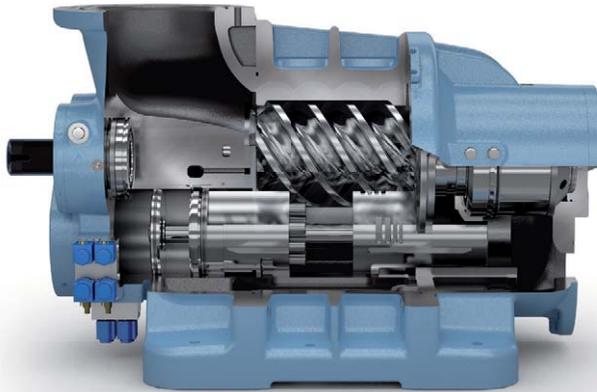


Abb. 2.12: Schnitt durch einen Schraubenverdichter, mit Leistungsregelung und verstellbarem VI (GEA Refrigeration Germany)

Die erforderliche Antriebsleistung und das Fördervolumen sind dem Schieberweg nicht proportional. Es ist typisch für die Schieberregelung, dass zwischen 70 bis 100 % Schieberweg die Verdichterleistung progressiv ansteigt. Der günstigste Verdichtewirkungsgrad wird bei Vollast erzielt.

Da Schraubenverdichter ein eingebautes Volumenverhältnis – VI – haben (müssen), das bezogen auf ein bestimmtes Kältemittel einem Druckverhältnis gleichgesetzt werden kann, liegt das Wirkungsgradoptimum auch nur bei *einem* Verhältnis von Verflüssigungsdruck zu Verdampfungsdruck. Bei geregelter Verdampfungsdruck wird der Wirkungsgrad demnach bei davon abweichendem Verflüssigungsdruck, nach unten oder nach oben, schlechter. Inzwischen sind Schraubenverdichter mit eingebauten variablem Volumenverhältnis auf dem Markt, die diesen Nachteil ausgleichen. Mittels einer Mikroprozessor-Regelung wird das eingebaute Volumenverhältnis den jeweiligen Anlagenbedingungen angepasst.

Der Ölvorrat des Schraubenverdichters ist in einem Ölbehälter auf der Druckseite untergebracht. Er dient gleichzeitig als Ölabscheider. Von hier aus erfolgt die Versorgung der Schmierstellen und der Einspritzstelle des oder der Verdichter mit Öl. Bei einigen Fabrikaten wird dazu die Differenz zwischen Verdichtungs- und Ansaugdruck genutzt, andere, meist größere Einheiten, sind mit einer Ölpumpe ausgerüstet.

Der gesamte Ölstrom gelangt an geeigneten Stellen in den Arbeitsraum des Verdichters und wird mit dem verdichteten Kältemittel in den Ölabscheider zurückgeführt. Dort erfolgt die Trennung von Öl und Kältemitteldampf. Der Ölanteil fließt nach unten in den Sammelraum.

Kältemaschinenöle lösen FKW-Kältemittel in Abhängigkeit von Druck und Temperatur. Mit steigendem Druck (und sinkender Temperatur) wird mehr Kältemittel gelöst, was eine Reduzierung der Viskosität bedeutet. So gesehen ist der Ölvorrat unter Verflüssigungsdruck ungünstiger als unter Saugdruck. Die Anzahl der in Schraubenverdichtern in Kälteanlagen einsetzbaren Ölsorten ist hierdurch eingeschränkt. Bei Ammoniakverdichtern spielt dieser Umstand praktisch keine Rolle.

Um den Kältemittelanteil im Ölabscheider von (H)FKW-Schraubenverdichtern so gering wie möglich zu halten, gilt als Tendenz, eine hohe Verdichtungstemperatur anzustreben.