

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) Veröffentlichungsnummer:

0 270 015
A2

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(21) Anmeldenummer: 87117529.5

(51) Int. Cl.⁴: F25B 1/00, F25B 41/04

(22) Anmeldetag: 27.11.87

(30) Priorität: 29.11.86 DE 3640901
24.02.87 DE 3705795

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
08.06.88 Patentblatt 88/23

(54) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE ES FR GB GR IT LI LU NL SE

(71) Anmelder: Akdogan, Süleyman Kayhan
Tiergartenstrasse 94
D-3000 Hannover(DE)

(72) Erfinder: Akdogan, Süleyman Kayhan
Tiergartenstrasse 94
D-3000 Hannover(DE)

(74) Vertreter: König, Norbert, Dipl.-Phys. Dr.
Patentanwälte Leine & König
Burckhardtstrasse 1
D-3000 Hannover 1(DE)

(54) Kältetechnische Anlage.

(57) Eine kältetechnische Anlage weist einen Verdampfer, einen Verdichter, einen Verflüssiger und ein Expansionsventil auf, die durch Rohrleitungen miteinander verbunden sind und von einem Arbeitsmedium durchflossen werden. Eine solche Anlage soll so ausgebildet werden, daß eine höhere Leistungszahl erreichbar ist. Um dies zu erreichen, ist bei einer Kälteanlage in Strömungsrichtung des Arbeitsmediums gesehen das Expansionsventil unmittelbar vor dem Verdampfer bzw. dem Verdampferraum (Kühlraum) und der Verdichter unmittelbar hinter dem Verdampfer bzw. dem Verdampferraum angeordnet. Bei einer Wärmepumpenanlage ist in Strömungsrichtung des Arbeitsmediums gesehen das Expansionsventil unmittelbar hinter dem Verflüssiger bzw. dem Verflüssigerraum und der Verdichter unmittelbar vor dem Verflüssiger bzw. dem Verflüssigerraum angeordnet.

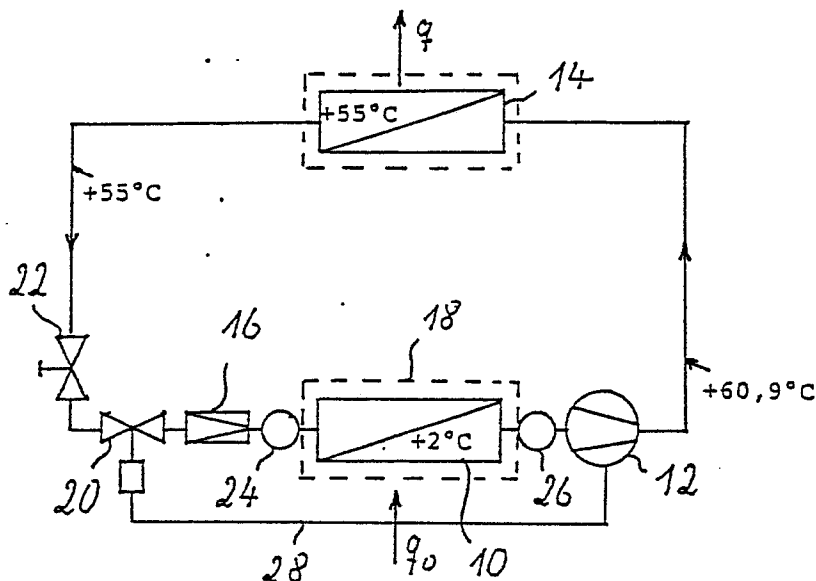


Fig. 3a

EP 0 270 015 A2

Süleyman Kayhan Akdoğan

Dipl.-Ing. Sigurd Leine · Dipl.-Phys. Dr. Norbert König
Burckhardtstraße 1 Telefon (0511) 62 30 05
D-3000 Hannover 1

Unser Zeichen Datum
778/2EP 19. November 1987

Kältetechnische Anlage

Die Erfindung betrifft eine kältetechnische Anlage, wie Kälteanlage oder Wärmepumpenanlage, gemäß Oberbegriff des Anspruchs 1.

Kälteanlagen und Wärmepumpenanlagen sind bekannt. Die in der Anlage beigefügte Zeichnung zeigt in den Fig. 1 und 2 die bisher ausschließlich verwendete Grundanordnung bei solchen kältetechnischen Anlagen, wobei die Fig. 1 eine Kälteanlage und die Fig. 2 eine Wärmepumpenanlage zeigt. Die Hauptbauelemente sind ein Verdampfer 1, ein Verdichter 2, ein Verflüssiger 3 und ein Expansionsventil 4, die sämtlich durch relativ lange Rohrleitungen 5, 6, 7, 8 miteinander verbunden sind. Das Expansionsventil 4 und der Verdichter 2 sind dabei willkürlich an beliebiger Stelle angeordnet, und die Leitungen 6 und 7 sind häufig isoliert. Bei einer Kälteanlage entstehen bei einer solchen Ausbildung Energieverluste, wodurch die Leistungszahl verringert wird, weil sich in Strömungsrichtung (Pfeil 9) hinter dem Expansionsventil 4 in der Leitung 6 das Arbeitsmedium (Kältemittel) trotz Isolierung der Leitung erwärmt und weil sich auf dem weiteren Strömungsweg bis zum Verdichter 2 die Temperatur auch wieder erhöht - auch bei Isolierung der Rohrleitung 7. Bei einer Wärmepumpe verliert das Arbeitsmedium auf dem Weg zum Expansionsventil 4 trotz Isolierung der Leitung Wärme, die an die Umgebung abgegeben wird. Ebenso geht Wärme auf dem Weg vom Verdichter 2 zum Verflüssiger 3 verloren. Hierdurch sinkt die Leistungszahl der Wärmepumpe.

Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht darin, die kältetechnische Anlage der eingangs genannten Art so auszubilden, daß eine höhere Leistungszahl erreichbar ist.

Diese Aufgabe wird bei einer Kälteanlage durch die im Kennzeichen des Anspruchs 1 angegebene Ausbildung und bei einer Wärmepumpenanlage durch die im Kennzeichen des Anspruchs 5 angegebene Ausbildung gelöst.

Die erfindungsgemäße Ausbildung sieht bei einer Kälteanlage vor, das Expansionsventil unmittelbar vor dem Verdampfer, also unmittelbar vor dem Kühlprozeß, und den Verdichter unmittelbar nach dem Verdampfer, also unmittelbar nach dem Kühlprozeß, anzuordnen. Bei einer Wärmepumpe sieht die erfindungsgemäße Ausbildung vor, das Expansionsventil und den Verdichter unmittelbar ausgangsseitig bzw. eingangsseitig des Verflüssigers anzuordnen.

Durch die erfindungsgemäße Ausbildung wird eine nachteilige Erwärmung des Arbeitsmediums bei einer Kälteanlage bzw. die nachteilige Ableitung von Wärme bei einer Wärmepumpenanlage minimiert, wodurch eine Erhöhung der Leistungszahl erreichbar ist.

Vorteilhafte und zweckmäßige Weiterbildungen der erfindungsgemäßen Aufgabenlösung sind in den Unteransprüchen gekennzeichnet.

Durch die Weiterbildungen nach den Ansprüchen 2 bzw. 6 erfolgt eine Steuerung des Arbeitsmediums über Magnetventile in Abhängigkeit von der Arbeitsweise des Verdichters. Hierdurch kann eine Überflutung des Verdampfers mit Arbeitsmedium verhindert werden.

Durch die weiteren Ausgestaltungen nach den Ansprüchen 3 bzw. 7 ist eine Mengeneinstellung des Arbeitsmediums möglich, wobei die Einstellung mit Hilfe von Schaugläsern überwachbar ist. Auf diese Weise kann sicher verhindert werden, daß beispielsweise Naßdampf angesaugt wird. Das Ansaugen von Naßdampf läßt darauf schließen, daß nicht das gesamte Arbeitsmedium verdampft worden ist, bedingt durch zu hohen Zufluß an Arbeitsmedium.

0 270 015

Durch die weitere Ausbildung gemäß Anspruch 4 wird erreicht, daß die Zuleitung vom Verflüssiger zum Verdampfer zusätzlich als Kühlstrecke wirkt, was sich energiesparend auswirkt.

5 Durch die Weiterbildung gemäß Anspruch 8 wird bei einer Wärmepumpenanlage erreicht, daß hinter dem Expansionsventil eine Erwärmung des Arbeitsmediums erfolgt. Hierdurch ist eine einfachere Auslegung des Verdampfers möglich, da dieser bereits erwärmtes Arbeitsmedium erhält.

10 Durch die erfindungsgemäße Ausbildung der Kälteanlage bzw. der Wärmepumpenanlage ist eine erhebliche Einsparung an Energie erreichbar. Die Bauelemente der Anlagen können wesentlich einfacher ausgelegt und dimensioniert werden. Es ist eine wesentlich höhere Leistungszahl erreichbar als
15 bei herkömmlich konzipierten Anlagen. Bei der Erfindung werden zum ersten Mal verbesserte thermodynamische, strömungstechnische und energietechnische Erkenntnisse kombiniert zur Schaffung leistungsgerechter und leistungsverbesserter Kälte- und wärmetechnischer Anlagen.

20 Die Erfindung soll nachfolgend anhand der beigefügten Zeichnung näher erläutert werden.

Es zeigen

Fig. 1 und 2

25 herkömmlich aufgebaute Kälte- und Wärmepumpenanlagen,

Fig. 3^{a, 6} eine erfindungsgemäß ausgebildete Kälteanlage und

Fig. 4^{a, 6} eine erfindungsgemäß ausgebildete Wärmepumpenanlage.
30

Die Kälteanlage gemäß Fig. 3^{a, 6} weist einen Verdampfer 10, einen Verdichter 12, einen Verflüssiger 14 und ein Expansionsventil 16 auf. Das Expansionsventil^{bzw. Entspannungsventil} 16 ist strömungsmäßig unmittelbar vor dem Verdampfer 10 bzw. dem Verdampferraum
35 18 angeordnet. Strömungsmäßig befindet sich vor dem Expansionsventil 16 noch ein Magnetventil 20 sowie ein Regelventil 22. Der Verdichter 12 ist strömungsmäßig unmittelbar hinter dem Verdampfer 10 bzw. dem Verdampferraum 18 angeordnet.

40 Zwischen dem Expansionsventil 16 und dem Verdampfer 10 sowie zwischen dem Verdampfer 10 und dem Verdichter 12 sind

noch jeweils ein Schauglas 24 bzw. 26 angeordnet.

Die Wärmepumpenanlage nach Fig. 4^{a,6} weist einen Verdampfer 30, einen Verdichter 32, einen Verflüssiger 34 und ein Expansionsventil 36 auf. Das Expansionsventil 36 ist
 5 strömungsmäßig unmittelbar hinter dem Verflüssiger 34 bzw. dem Verflüssigerraum 34' angeordnet. Der Verdichter 32 befindet sich strömungsmäßig unmittelbar vor dem Verflüssiger 34 bzw. dem Verflüssigerraum 34'.

In Strömungsrichtung gesehen sind unmittelbar vor dem
 10 Verdampfer 30 bzw. dem Verdampferraum 30' der Reihe nach ein Schauglas 38, ein Regelventil 40 und ein Magnetventil 42 angeordnet. Unmittelbar hinter dem Verdampfer bzw. dem Verdampferraum ist ein weiteres Schauglas 44 vorgesehen. Verdichter und Expansionsventil sind wärmemäßig isoliert.

15 Die Magnetventile 20 und 42 werden über eine Leitung 28 bzw. 46 in Abhängigkeit von der Arbeitsweise des Verdichters 12 bzw. 32 gesteuert. Die Magnetventile sind offen, wenn der Verdichter arbeitet, und sonst geschlossen. Hierdurch wird eine Überflutung des Verdampfers mit Arbeitsmedium verhin-
 20 dert.

Die Regelventile 22 bzw. 40 sind manuell bedienbar und dienen der Einstellung der Menge an Arbeitsmedium, wobei die Einstellung mit Hilfe der Schaugläser überwachbar ist. Auf diese Weise kann verhindert werden, daß beispielsweise Naß-
 25 dampf angesaugt wird. Das Ansaugen von Naßdampf läßt darauf schließen, daß nicht das gesamte Arbeitsmedium verdampft worden ist, bedingt durch zu hohen Zufluß an Arbeitsmedium. Eine Temperatur- und / ^{Druckmessung} allein, wie dies bisher im Stand der Technik üblich ist, ist nicht ausreichend, das Ansaugen von
 30 Naßdampf zu erkennen und gegebenenfalls zu verhindern.

Bei der Kälteanlage nach Fig. 3^{a,6} wird die Zuleitung 5, 6 vom Verflüssiger zum Verdampfer nicht isoliert (entgegen dem Stand der Technik), wodurch sie zusätzlich als Kühl-
 35 strecke wirkt, was sich energiesparend auswirkt. In der Ausgangsleitung des Verdampfers 10 bis zum Verdichter 12 tritt wegen der kurzen Wege keine oder nur eine vernachlässigbare Erwärmung des Kühlmittels auf, d.h. es wird anders als bei

herkömmlichen Anlagen die Umgebung nicht mehr in nachteiliger Weise gekühlt.

Durch die beschriebene Ausbildung der Kälteanlage kann der Verdichter 12 leistungsmäßig schwächer ausgelegt werden. Am Ausgang des Verdichters erhält man niedrigere Temperaturen, was bedeutet, daß im Verflüssiger 14 weniger Kälteenergie benötigt wird. Der Verdichter wird temperaturmäßig weniger belastet.

Bei der Wärmepumpenanlage gemäß Fig. 4 tritt kein oder nur ein vernachlässigbarer Wärmeverlust ausgangsseitig des Verflüssigers 34 vor dem Expansionsventil 36 auf. Strömungsmäßig hinter dem Expansionsventil erfolgt dagegen eine Erwärmung des Arbeitsmediums, da keine Isolierung der Leitung vorgesehen ist. Hierdurch ist eine einfachere Auslegung des Verdampfers möglich, da dieser bereits erwärmtes Arbeitsmedium erhält. Das Arbeitsmedium wird auf dem Weg zum Verdichter bereits erwärmt, was vorteilhaft ist für den Prozeß. Hinter dem Verdichter treten keine oder nur vernachlässigbare Wärmeverluste auf.

In der nachfolgenden Tabelle sind die bei den üblichen Arbeitsmedien theoretischen Leistungsziffern angegeben. In den weiteren Tabellen Seiten 23/24 sind die praktisch erreichbaren Zahlen angegeben für R 22, wenn kältetechnische Anlagen nach den Fig. 3 und 4 eingesetzt werden.

Die Expansionsventile 16, 36 sind druckgesteuerte Drossel-, Reduzier- oder Regelventile ohne Arbeitsleistung. Dadurch werden durch Außentemperaturschwankungen verursachte Druckschwankungen und Schwankungen der umgewälzten Kältemittelmenge im System verhindert. Druck und berechnete und durch die Regelventile eingeregelter umgewälzte Kältemittelmenge/Zeit bleiben konstant. Es können damit durch Schwankungen der umgewälzten Kältemittelmenge verursachte Wirkungsgradverschlechterungen verhindert werden, die bei Verwendung von thermostatischen Expansionsventilen immer auftreten. Bei thermostatischen Expansionsventilen treten bei Außentemperaturände-

-5a-

rungen stets auch Schwankungen der umgewälzten Kältemittelmenge auf. Bei größeren Anlagen können die Regelventile 22 und 40 auch durch die teureren elektronischen Durchflußregler ersetzt werden - im Rahmen der Wirtschaftlichkeit.

TABELLE

Kältemittel	R11	R12	R22	R113	R114	R502
Enthalpie Dampf h_4 (+55°C) (kJ/kg)	719,69	272,40	1.047,4715	695,13	985,804	661,03
Druck p(bar)	2,7436	13,6833	21,73	1,2851	5,0491	23,2334
Enthalpie Dampf h_3 (+2°C) (kJ/kg)	692,21	253,61	1.037,338	660,64	953,219	647,25
Druck p(bar)	0,4360	3,2933	5,3179	0,1630	0,93133	5,9957
Enthalpie Flüssigk. u. Dampf h_2 (+2°C)	549,50	154,58	902,70	551,80	869,8495	565,79
Druck p(bar)	0,4360	3,2933	5,3179	0,1630	0,93133	5,9957
Enthalpie Flüssigk. h_1 (+55°C)	549,50	154,58	902,70	551,80	869,8495	565,79
Druck p(bar)	2,7436	13,6833	21,73	1,2851	5,0491	23,2334
$q_o = h_3 - h_2$ ($h_1 = h_2$)	142,71	99,03	134,638	108,84	83,3695	81,46
$q = h_4 - h_1$ ($h_1 = h_2$)	170,19	117,82	144,7715	143,33	115,955	95,24
$w_t = h_4 - h_3$	27,48	18,79	10,1335	34,49	32,585	13,78
E_{th} (Kälte)	5,193	5,27	13,2864	3,1557	2,5585	5,91
E_{th} (Wärme)	6,193	6,27	14,2864	4,1557	3,5585	6,91
krit. Temp.	+ 198°C	112,0	96,0	214,0	146,0	82,0*
krit. Druck	44,0 bar	41,2	49,8	34,1	32,6	40,8
E_{th} (Kälte) = q_o	$h_1 = h_2$	$w_t = q - q_o$	E_{th} (Wärme)	$= \frac{q}{w_t}$	* niedriger als bei R 22	

I. BEISPIELE

1)

Es ist eine einstufige Kompressionskälteanlage für eine Leistung von 11,3 kW (40620 kJ) zu projektieren. Als Kältemittel wird R22 (Chlordifluormethan CHCl F_2) verwendet.

Kälteleistung $\dot{Q}_0 = 11,3 \text{ kW (40620 kJ)}$

Verdampfertemperatur $+2^\circ\text{C} (t_0)$

Verflüssigertemperatur $+55^\circ\text{C} (t)$

Temperatur nach adiab. Verdichtung

Gemäß Dampftafel für R 22 ist :

a) Verdampfendruck $p_0 = 5,3179 \text{ bar}$ bei $t_0 = +2^\circ\text{C}$

b) Verflüssigendruck $p = 21,73 \text{ bar}$ bei $t = +55^\circ\text{C}$

Enthalpie Austritt Verflüssiger $h_1 = 902,70 \text{ kJ/kg}$

" Eintritt Verdampfer $h_2 = 902,70 \text{ " "}$

" Austritt " $h_3 = 1037,338 \text{ " "}$

" " Verdichter. $h_4 = 1047,4715 \text{ " "}$

Spez. Volumen Saugseite Verdichter $v_3 = 0,04364 \text{ m}^3/\text{kg}$

$w_t = q - q_0$ (Primärenergie im Kreisprozeß)

Die Leistungsziffer des theoretischen Prozeßes beträgt nach

$$\epsilon_{th} = \frac{q_0}{w_t} = \frac{h_3 - h_2}{h_4 - h_3} = \frac{1037,338 - 902,70}{1047,4715 - 1037,338} = \frac{134,638}{10,1335} = 13,286$$

Gl.: 13,3

Als Gütegrad für den Verdichter angenommen $\eta_g = 0,90$, Richtwerte für

$\eta_g = 0,80$ bis $0,94$ je nach Größe des Kompressors

Dampfentemperatur nach polytroper Verdichtung nach :

$$\text{Gl : } \frac{T_0}{T} = \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad n = 1,1774$$

$t_u = +61,11^\circ\text{C}$ Diese beweist, daß die Annahme $\eta_g = 0,90$ richtig ist.

Damit bestimmt sich die Enthalpiezunahme durch die polytrope Verdichtung zu

$$\Delta h_{pol} = \frac{h_4 - h_3}{\eta_g} = \frac{1047,4715 - 1037,338}{0,90} = 11,259 \text{ kJ/kg}$$

$$q = h_4 - h_1 \quad \text{da} \quad h_1 = h_2 \quad \text{---} \quad q = h_4 - h_2$$

$$q = h_3 - h_2$$

$$w_t = q - q_0 = h_4 - h_2 - (h_3 - h_2) = h_4 - h_3$$

Die Enthalpie nach der polytropen Verdichtung beträgt :

$$h_{4\text{pol}} = h_3 + \Delta h_{\text{pol}} = 1037,338 + 11,259 = 1048,597 \text{ kJ/kg}$$

Die Leistungszahl des wirklichen Prozesses beträgt dann

$$\epsilon_k = \frac{h_3 - h_2}{h_{4\text{pol}} - h_3} = \frac{1037,338 - 902,70}{1048,597 - 1037,338} = \frac{134,638}{11,259} = 11,958$$

$$\text{Damit ist wieder } \eta_g = \frac{\epsilon_k}{\epsilon_{\text{th}}} = \frac{11,958}{13,286} = 0,90.$$

Die spezifische Kälteleistung ergibt hieraus zu:

$$K_k = \epsilon_k \cdot 860 = 11,958 \cdot 3595 = 42989 \text{ kJ/kW}$$

Indizierte Verdichterleistung beträgt demnach :

$$P_i = \frac{Q_o}{K_k} = \frac{40620}{42989} \approx 0,95 \text{ kW}$$

Effektive Verdichterleistung :

$$P_e = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{0,95}{0,85} = 1,12 \text{ kW.}$$

η_m = Mechanischer Wirkungsgrad

Richtwerte für η_m = 0,80 bis 0,90 je nach Größe des Kompressors

Volumetrische Verdichterleistung :

$$q_v = \frac{q_o}{v_3} = \frac{h_3 - h_2}{v_3} = \frac{1037,338 - 902,70}{0,04364} = 3085,2 : \text{kJ/m}^3$$

Ansaugvolumen des Verdichters :

$$V_{ko} = \frac{Q_o}{q_v} = \frac{40620}{3085,2} = 13,166 \text{ m}^3/\text{h}$$

Kondensatorleistung :

$$Q = m_k \cdot q \left(\frac{\text{kJ}}{\text{h}} \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \text{ kJ/h}$$

Hubvolumen des Verdichters :

$$\text{Motor 1 pol-paarig 50 Hz/3000 UpM}$$

$$V = \frac{13,166 \times 1.000.000}{3000 \times 60} \approx 73,15 \text{ cm}^3$$

0 270 015

m_k = Kältemittel

$$m_k = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{40620}{h_3 - h_2} = \frac{40620}{1037,338 - 902,70} = 301,7 \text{ kg/h}$$

$$\begin{aligned} \text{Damit ist } Q &= 301,7 \cdot (h_{4\text{pol}} - h_1) \\ &= 301,7 \cdot (1048,597 - 902,70) \\ &= 301,7 \cdot 145,897 = 44020 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

Voraussetzung (thermodynamisch und strömungstechnisch) ist $\Delta P_{\text{max}} = 900 \text{ mbar}$, was sich aus dem angenommenen und realisierbaren Gütegrad $\eta_g = 0,90$ für den Verdichter ergibt.

Da im Entspannungsventil keine Arbeit geleistet wird, ändert sich h_1 nach dem Entspannungsventil nicht, daher ist $h_2 = h_1$. Lediglich ein Teil der Flüssigkeit geht in Gas über. Siehe Rohrnetzberechnung.

2) Anlage nach 1) ist als Wärmepumpenanlage zu projektieren.

Wärmeleistung : $11,3 \text{ kW}$ (40620 kJ) Q

Verdampfertemperatur $+ 2^\circ\text{C}$ (t_o)

Verflüssigertemperatur $+ 55^\circ\text{C}$ (t) Temperatur nach adiabatischer Verdichtung

Gemäß Dampftafel für R 22 ist :

a) Verdampfendruck $p_o = 5,3179 \text{ bar}$ bei $t_o = + 2^\circ\text{C}$

b) Verflüssigendruck $p = 21,73 \text{ bar}$ bei $t = + 55^\circ\text{C}$

Enthalpie Austritt Verflüssiger $h_1 = 902,70 \text{ kJ/kg}$

" Eintritt Verdampfer $h_2 = 902,70 \text{ " "}$

" Austritt " $h_3 = 1037,338 \text{ " "}$

" " Verdichter $h_4 = 1047,4715 \text{ " "}$

spez. Volumen Saugseite Verdichter $v_3 = 0,04364 \text{ m}^3/\text{kg}$

Ermittlung der Temperatur: $t_{\bar{u}} = 60,9^\circ\text{C}$

Nach polytroper Zustandsänderung: $\Delta h = 10,1335 \text{ kJ/kg}$

$\Delta h_{\text{pol}} = 11,2594 \text{ kJ/kg}$

$\Delta t = t - t_o = 55^\circ - 2^\circ\text{C} = 53^\circ\text{K}$

$\Delta t_{\bar{u}} = ?$

$$\begin{array}{ccc} \Delta h & \longleftarrow & \Delta t \\ \Delta h_{\text{pol}} & \nearrow & \Delta t_{\bar{u}} = ? \end{array}$$

$$\Delta t_{\bar{u}} = \frac{\Delta h_{\text{pol}} \cdot \Delta t}{\Delta h}$$

$$\Delta t_{\bar{u}} = \frac{11,259 \cdot 53}{10,1335} \hat{=} 58,9^\circ\text{K}$$

$$t_{\bar{u}} = 58,9 + 2 \hat{=} + 60,9^\circ\text{C}$$

$$\Delta p_u = \frac{(21,73 - 5,3179) \cdot 58,9}{53} = 18,2391 \text{ bar}$$

$$p_u = 5,3179 + 18,2391 = 23,557 \text{ bar}$$

Nach:

$$\frac{T_o}{T} = \left(\frac{p_o}{p}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$$\frac{275}{333,9} = \left(\frac{5,3179}{23,557}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Nach der logarithmischen Lösung:

$$n \approx 1,15$$

$$w_t = q - q_o$$

$$q = h_4 - h_1$$

$$q_o = h_3 - h_2 \quad \text{da } h_1 = h_2$$

$$q_o = h_3 - h_1$$

$$w_t = q - q_o = h_4 - h_1 - (h_3 - h_1)$$

$$= h_4 - h_1 - h_3 + h_1 = h_4 - h_3$$

Die Leistungsziffer des theoretischen Prozesses beträgt:

$$\epsilon_{th} = \frac{q}{w_t} = \frac{h_4 - h_1}{h_4 - h_3} = \frac{1047,4715 - 902,70}{1047,4715 - 1037,338} = \frac{144,7715}{10,1335} = 14,286$$

Als Gütegrad für den Verdichter angenommen $\eta_g = 0,90$

Richtwerte für $\eta_g = 0,80$ bis $0,94$ je nach Größe des Kompressors

Dampftemperatur nach polytropen Verdichtung:

$$\frac{T_o}{T} = \left(\frac{p_o}{p}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad n = 1,1774$$

$$t_u \approx +61,11^\circ\text{C}$$

Diese beweist, daß die Annahme $\eta_g = 0,90$ richtig ist.

Damit bestimmt sich die Enthalpiezunahme durch die polytrope Verdichtung zu

$$\Delta h_{pol} = \frac{h_4 - h_3}{\eta_g} = \frac{1047,4715 - 1037,338}{0,90} = 11,259 \text{ kJ/kg}$$

Die Enthalpie nach der polytropen Verdichtung beträgt:

$$h_{4pol} = h_3 + \Delta h_{pol} = 1037,338 + 11,259 = 1048,597 \text{ kJ/kg}$$

Die Leistungszahl des wirklichen Prozesses beträgt dann:

$$\epsilon_k = \frac{h_{4pol} - h_1}{h_{4pol} - h_3} = \frac{1048,597 - 902,70}{1048,597 - 1037,338} = \frac{145,897}{11,259} = 12,958$$

$$\text{Damit ist } \eta_g = \frac{\epsilon_k}{\epsilon_{th}} = \frac{12,958}{14,286} \approx 0,907 \quad (\text{besser als angenommen})$$

Die spezifische Wärmeleistung beträgt :

$$K_w = \epsilon_k \cdot 860 = 12,958 \cdot 3595 = 46584 \text{ kJ/kW}$$

Indizierte Verdichterleistung :

$$P_i = \frac{Q}{K_w} = \frac{40620}{46584} = 0,872 \text{ kW}$$

Effektive Verdichterleistung :

$$P_e = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{0,872}{0,85} \approx 1,03 \text{ kW}$$

η_m = Mechanischer Wirkungsgrad

Richtwerte für η_m = 0,80 bis 0,90 je nach Größe des Kompressors

Volumetrische Verdichterleistungen :

$$q_v = \frac{q_{pol}}{v_3} = \frac{h_{4pol} - h_1}{v_3} = \frac{1048,597 - 902,70}{0,04364} = \frac{3343,2 \text{ kJ/m}^3}{0,04364} = 145,897$$

Ansaugvolumen des Verdichters :

$$V_{ko} = \frac{Q}{q_v} = \frac{40620}{3343,2} = 12,15 \text{ m}^3/\text{h}$$

Hubvolumen wie Seite 8

$$V = \frac{12 \cdot 150 \cdot 000}{180 \cdot 000} = 67,5 \text{ cm}^3$$

Damit ist die Auslegung des Kompressors möglich.

Die Wärmemittelmenge bestimmt sich zu :

$$m_w = \frac{Q}{q_{pol}} = \frac{40620}{1048,597 - 902,70} = \frac{40620}{145,897} = 278,42 \text{ kg/h}$$

Damit ist die Auslegung der Verdampferleistung möglich :

$$\begin{aligned} Q_o &= m_w \cdot q_o = m_w \cdot (h_3 - h_2) \\ &= 278,42 \cdot (1037,338 - 902,70) \\ &= 278,42 \cdot 134,638 \\ &= 37486 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

1) Beispiel Nr. 1 (Seite 7), R 22., Kälteanlage nach Vergleichs-
prozeß, einstufig :

Tatsächlicher Leistungsziffer der Kälteanlage :

$$\varepsilon_e = \frac{Q_o}{P_e} = \frac{11,3}{1,12} \approx 10,089$$

Der Kondensator soll mittels eines Ventilators gekühlt werden.

Lufttemperatur $t_L = + 38^\circ \text{C}$, Erwärmung $\Delta t_L = 12^\circ \text{K}$

1 m³ Luft hat $c_{pm} = 0,31 \text{ kcal}/^\circ \text{K} \approx 1,296 \text{ kJ}/^\circ \text{K}$

1 m³ Luft nimmt bei $\Delta t_L = 12^\circ \text{K}$

$$Q_1 = \Delta t_L \cdot c_{pm} = 12 \times 1,296 \approx 15,55 \text{ kJ/m}^3$$

$$\text{Luftmenge } V_L = \frac{Q}{Q_1} = \frac{44020}{15,55} \approx 2830 \text{ m}^3/\text{h}$$

Stromaufnahme des Ventilators mit Luftfilter bei $V_L = 2850 \text{ m}^3/\text{h}$

und $\Delta p_{\text{ext}} = 180 \text{ Pascal}$

$\Delta p_{\text{ges}} = 300 \text{ "}$

$$P_M = \frac{2850}{0,65 \times 102 \times 3600} \cdot 30 \cdot 1,15 = 0,42 \text{ kW}$$

$$P_M = 0,42 \text{ kW}$$

Tatsächlicher Leistungsziffer der Kälteanlage beträgt dann :

$$\varepsilon_t = \frac{Q_o}{P_e + P_M} = \frac{11,3}{1,12 + 0,42} = \frac{11,3}{1,54} \approx 7,34$$

- 2) Beispiel Nr.2 (Seite 9), R 22, Wärmepumpenanlage Luft/
Wasser nach Vergleichsprozess, einstufig :

Tatsächlicher Leistungsziffer der Wärmepumpenanlage

$$\epsilon_e = \frac{Q}{P_e} = \frac{11,3}{1,03} = 10,97$$

Der Verdampfer soll mittels eines Ventilators (Motor mit Förderluft gekühlt) mit Wärme aus der Luft versorgt werden. Lufttemperatur $t_L = + 5^\circ \text{C}$, Luftkühlung $\Delta t_L = 3^\circ \text{K}$

Relative Luftfeuchtigkeit $\varphi = 80 \%$

$$1 \text{ kg Luft } i_1 - i_2 = 15,0 - 9,66 = 5,34 \text{ kJ/kg}$$

Gemäß Mollier - i - x - Diagramm

$$1 \text{ m}^3 \text{ Luft : } 5,34 \times 1,27 \approx 6,78 \text{ kJ/m}^3$$

$$\text{Luftmenge } V_L = \frac{Q_o}{Q_L} = \frac{37486}{6,78} \approx 5530 \text{ m}^3/\text{h}$$

Stromaufnahme des Ventilators mit Luftfilter bei $V_L = 5600 \text{ m}^3/\text{h}$

$$\text{und } \Delta p_{\text{ext}} = 180 \text{ Pascal}$$

$$\Delta p_{\text{ges}} = 300 \text{ "}$$

$$P_M = 0,81 \text{ kW}$$

$$P_M = \frac{5600 \times 30}{0,65 \times 102 \times 3600} \times 1,15^* = 0,81 \text{ kW}$$

*) mechan. Wirkungsgrad: liegt in Wirklichkeit niedriger

Tatsächliche Leistungsziffer der Wärmepumpenanlage beträgt dann :

$$\xi_t = \frac{Q}{P_e + P_M} = \frac{11,3}{1,03 + 0,81} = \frac{11,3}{1,84} = 6,14$$

Überflüssige Luftmenge würde zu nichts nützen und nur zum unnötigen Energieverbrauch führen, da diese Energie von dem Verdampfer im Kälteprozeß, bedingt durch die Kältemittelcharakteristik (physikalisch) nicht mehr aufgenommen werden kann.

Demgegenüber eine zweckmäßige Anordnung der Luftansaugung auf der größten Wärmedurchgangsseite und Ausnutzung der Gebäudethermik z.B. mittels Dachzentrale würde eine Energierückgewinnung von 25 % bedeuten und verbessert die Leistungsziffer von 6,14 auf ca. 7,68. Dieses ist theoretisch und praktisch nachweisbar und weicht $\pm$ sehr minimal von den oben angegebenen Werten (25 %; 7,68) ab. Dieses müßte mit dem Architekten bzw. Bauherrn besprochen werden und für das einzelne Gebäude optimale Lösung gemeinsam festgelegt werden.

Es gilt auch für Kälteanlagen nach 1). Es bedeutet hierbei auch eine Energierückgewinnung von 25 % und eine Verbesserung der Leistungsziffer von 7,34 auf 9,18. Es ist genau so zu verfahren, wie vorhin beschrieben ist. In beiden Fällen sind entsprechend Sonnenstrahlung oder Kälte Windanfallseiten zu umgehen.

Diese Energierückgewinnungsmaßnahmen sind in den ursprünglichen Zentralheizungsanlagen mit festen, flüssigen und gasförmigen Brennstoffen nicht möglich, da die Gebäudethermik nicht ausnutzbar ist.

Es sind zwar mit Wasser/Wasser oder Sole/Wasser Wärmepumpen an Leistungszahlen $\xi_t = 9,187$ für Kälte und $\xi_t = 10,089$ für Wärme anzunähern, aber die Lösung der Probleme zum Beispiel bei

Sole/Wasser, wegen der erforderlichen Größe der Bodenfläche und bei Wasser/Wasser wegen der Aggressivität des Grundwassers und der Grundwassertiefe ist sehr kompliziert. Außerdem sind die Anlagenkosten wie Wärmepumpen, Brunnenanlagen, Erdkollektorenanlagen, Soleanlagen enorm hoch und eine Rentabilität heutzutage noch ziemlich schwierig.

Höhere tatsächliche Leistungszahlen (ξ_t) sind auch mit geringerer Inanspruchnahme von Ventilatoren erreichbar. Auf jeden Fall sind mit Einsatz der Anlagenteile wie Kompressoren, Verdampfer, Kondensatoren, Expansionsventile, die sehr nahe oder exakt den berechneten Werten entsprechen, und durch zweckmäßige Montage hohe tatsächliche Leistungszahlen erzielbar.

Das bedeutet, daß die Hersteller ihre Produkte den Erfordernissen anpassen müssen und nicht umgekehrt. Nur so kann auf dem Energiesektor ein großer Markt auf- und ausgebaut werden, wozu wir angesichts der Energieknappheit und weltwirtschaftlichen Lage gezwungen sind und noch mehr gezwungen werden. Außer Atomenergie (begrenzter Uranbestand auf der Welt) kommen sämtliche Energien aus der Sonne, die wir optimal und wirtschaftlich nutzbar machen müssen.

Kälteanlagen bei Betrieben wie Schlachthöfe, Fleischereien, Lebensmittelfabriken, Molkereien usw., die gleichzeitig viel Warmwasser verbrauchen, können durch Warmwassererzeugung mittels eines zweiten Kondensators sehr wirtschaftlich und energiesparend betrieben werden. Dies wird schon bei manchen Anlagen praktiziert.

III. Vergleichsprozeß, einstufig, mit Unterkühlung

Wird das Kältemittel am Austritt des Verflüssigers unter seine Siedetemperatur abgekühlt, so wird bei gleichbleibender Verdichterleistung die Kälte- bzw. Wärmeleistung vergrößert. Die Grenzen der Unterkühlung liegen in der Temperatur der Kühlmittel für den Verflüssiger. Unter diesem Gesichtspunkt und zur Übersicht werden die Beispiele Nr. 1, Seite 7, Beispiel Nr. 2, Seite 9, nochmal bearbeitet.

1) Beispiel Nr. 1 (Seite 7) : Es ist eine einstufige Kompressionskälteanlage für eine Leistung von 11,3 kW (40620 kJ) zu projektieren. Als Kältemittel wird R 22 (Chlordifluormethan CHCl F_2) verwendet.

Kälteleistung 11,3 kW (40620 kJ) $[Q_0]$

Verdampfertemperatur + 2 ° C (t_0)

Verflüssigertemperatur + 55 ° C (t) Temp. nach adiabatischer
Verdichtung

Temperatur nach der Unterkühlung + 50 ° C (t_u)

Gemäß Dampftafel für R 22 ist :

- a) Verdampfendruck $p_o = 5,3179$ bar bei $t_o = + 2^\circ \text{C}$
 b) Verflüssigerdruck $p = 21,73$ bar bei $t_o = + 55^\circ \text{C}$ Temp.nach
adiabat.
Verdichtung
 c) Druck nach der Unterkühlung $p_u = 19,398$ bar bei $t_u = + 50^\circ \text{C}$

(p_u ist der kritische Druck, der nicht erreicht werden darf, da die Flüssigkeit wieder zu Dampf übergehen würde.)

Enthalpie Austritt Verflüssiger $h_1 = 902,70$ kJ/kg

" nach der Unterkühlung $h_u = 895,864$ " "

" Eintritt Verdampfer $h_2 = 895,864$ " "

" Austritt " $h_3 = 1037,338$ " "

" " Verdichter $h_4 = 1047,4715$ " "

spez. Volumen Saugseite Verdichter $v_3 = 0,04364$ m³/kg

Die Leistungsziffer des theoretischen Prozess beträgt:

$$\varepsilon_{th} = \frac{q_o}{w_t} = \frac{h_3 - h_2}{h_4 - h_3} = \frac{1037,338 - 895,864}{1047,4715 - 1037,338} = \frac{141,474}{10,1335} = 13,96$$

Als Gütegrad für den Verdichter wird angenommen $\eta_g = 0,90$

Richtwerte für $\eta_g = 0,80$ bis $0,94$ je nach Größe des Kompressors

Dampftemperatur nach polytropischer Verdichtung

$$\frac{T_o}{T} = \left(\frac{p_o}{p} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad n = 1,1774$$

$$t_u \approx 61,11^\circ \text{C}$$

Diese entspricht der Annahme $\eta_g = 0,90$.

Damit bestimmt sich die Enthalpiezunahme durch die polytrope Verdichtung

$$\Delta h_{pol} = \frac{h_4 - h_3}{\eta_g} = \frac{1047,4715 - 1037,338}{0,90} = 11,259 \text{ kJ/kg}$$

Die Enthalpie nach der polytropen Verdichtung beträgt :

$$h_{4 \text{ pol}} = h_3 + \Delta h_{pol} = 1037,338 + 11,259 = 1048,597 \text{ kJ/kg}$$

Die Leistungszahl des wirklichen Prozesses beträgt dann

$$\epsilon_k = \frac{h_3 - h_2}{h_{4\text{pol}} - h_3} = \frac{1037,338 - 895,864}{1048,597 - 1037,338} = \frac{141,474}{11,259} = 12,565$$

Damit ist wieder $\eta_g = \frac{\epsilon_k}{\epsilon_{\text{th}}} = \frac{12,565}{13,96} = 0,90$

Die spezifische Kälteleistung beträgt

$$K_k = \epsilon_k \cdot 860 = 12,565 \cdot 3595 = 45171 \text{ kJ/kW}$$

Indizierte Verdichterleistung

$$P_i = \frac{Q_o}{K_k} = \frac{40620}{45171} \approx 0,90 \text{ kW}$$

Effektive Verdichterleistung :

$$P_e = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{0,90}{0,85} \approx \underline{\underline{1,06 \text{ kW}}}$$

η_m = Mechanischer Wirkungsgrad, Richtwerte für

$\eta_m = 0,80$ bis $0,90$ je nach Größe des Kompressors.

Volumetrische Verdichterleistung nach Gl.

$$q_v = \frac{q_o}{v_3} = \frac{h_3 - h_2}{v_3} = \frac{1037,338 - 895,864}{0,04364} \approx 3242 \text{ kJ/m}^3$$

Ansaugvolumen des Verdichters :

Hubvolumen wie Seite 8

$$V_{ko} = \frac{Q_o}{q_v} = \frac{40620}{3242} = 12,529 \text{ m}^3/\text{h} \quad V = \frac{12 \cdot 529000}{180 \cdot 000} \hat{=} 69,61 \text{ cm}^3$$

Kondensatorleistung :

$$Q = m_k \cdot q \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \text{ kJ/h}$$

m_k = Kältemittel nach Gleichung :

$$m_k = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{40620}{h_3 - h_2} = \frac{40620}{1037,338 - 895,864} \approx 287,12 \text{ kg/h}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Damit ist } Q &= 287,12 \cdot (h_{4\text{pol}} - h_u) \\
 &= 287,12 \cdot (1048,597 - 895,864) \\
 &= 287,12 \cdot 152,733 = 43853 \text{ kJ/h}
 \end{aligned}$$

Tatsächliche Leistungsziffer des Kälteanlage :

$$\mathcal{E}_e = \frac{Q_o}{P_e} = \frac{11,3}{1,06} \approx 10,66$$

Wenn die Anlage wie auf Seite 12 erwähnt und berechnet mit einem luftgekühlten Kondensator betrieben wird, beträgt dann die tatsächliche Leistungsziffer :

$$\mathcal{E}_t = \frac{Q_o}{P_e + P_m} = \frac{11,3}{1,06 + 0,42} = \frac{11,3}{1,48} \approx 7,635$$

Bei den auf der Seite 14 erwähnten Energierückgewinnungsmaßnahmen sogar bis $\mathcal{E}_t \approx 9,5$

2) Beispiel Nr.2 (Seite 9) :

Es ist eine einstufige Kompressionswärmepumpenanlage für eine von 11,3 kW (40620 kJ) zu projektieren. Als Kältemittel ist R_{22} (Chlordifluormethan CHClF_2) zu verwenden.

Wärmeleistung : 11,3 kW (40620 kJ) [Q]

Verdampfertemperatur + 2 °C (t_o)

Verflüssigertemperatur + 55 °C (t) Temp.nach adiabat.Ver-
dichtung

Temperatur nach der Unterkühlung + 50 °C (t_u)

Gemäß Dampftafel für R_{22} ist :

Enthalpie Austritt Verflüssiger $h_1 = 902,70$ kJ/kg

" nach der Unterkühlung $h_u = 895,864$ " "

" Eintritt Verdampfer $h_2 = 895,864$ " "

" Austritt " $h_3 = 1037,338$ " "

" " Verdichter $h_4 = 1047,4715$ " "

spez. Volumen Saugseite Verdichter $v_3 = 0,04364 \text{ m}^3/\text{kg}$

Die Dampfdrucke sind wie in 1) erwähnt . .

Die Leistungsziffer des theoretische Prozesses beträgt

$$\epsilon_{th} = \frac{q}{w_t} = \frac{h_4 - h_u}{h_4 - h_3} = \frac{1047,4715 - 895,864}{1047,4715 - 1037,338} = \frac{151,6075}{101,335} = 14,96$$

Als Gütegrad für den Verdichter wird angenommen $\eta_g = 0,90$.

Richtwerte für $\eta_g = 0,80$ bis $0,94$ je nach Größe des Kompressors.

Dampftemperatur nach polytropischer Verdichtung

$$\frac{T_o}{T} = \left(\frac{p_o}{p} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad n = 1,1774$$

$$t_{\ddot{u}} \approx 61,11^\circ \text{C}$$

Dieses entspricht der Annahme $\eta_g = 0,90$.

Damit bestimmt sich die Enthalpiezunahme durch die polytrope Verdichtung :

$$\Delta h_{pol} = \frac{h_4 - h_3}{\eta_g} = \frac{1047,4715 - 1037,338}{0,90} = 11,259 \text{ kJ/kg}$$

Die Enthalpie nach der polytropen Verdichtung beträgt :

$$h_{4pol} = h_3 + \Delta h_{pol} = 1037,338 + 11,259 = 1048,597 \text{ kJ/kg}$$

Die Leistungszahl des wirklichen Prozesses beträgt dann

$$\epsilon_k = \frac{h_{4pol} - h_u}{h_{4pol} - h_3} = \frac{1048,597 - 895,864}{1048,597 - 1037,338} = \frac{152,733}{11,259} \approx 13,565$$

$$\text{Damit ist } \epsilon = \frac{\epsilon_k}{\epsilon_{th}} = \frac{13,565}{14,96} = 0,906$$

Die spezifische Wärmeleistung beträgt

$$K_w = \epsilon_k \cdot 860 = 13,565 \cdot 3595 = 48766 \text{ kJ/kW}$$

Indizierte Verdichterleistung

$$P_1 = \frac{Q}{K_w} = \frac{40620}{48766} \approx 0,833 \text{ kW}$$

Effektive Verdichterleistung :

$$P_e = \frac{P_1}{\eta_m} = \frac{0,833}{0,85} \approx \underline{\underline{0,98 \text{ kW}}}$$

η_m = Mechanischer Wirkungsgrad , Richtwerte für $\eta_m = 0,80$
je nach Größe des Kompressors. bis 0,90

Volumetrische Verdichterleistung

$$q_v = \frac{q_{pol}}{v_3} = \frac{h_{4pol} - h_u}{v_3} = \frac{1048,597 - 895,864}{0,04364} = \frac{152,733}{0,04364} = 3499,84 \text{ kJ/m}^3$$

Ansaugvolumen des Verdichters :

$$v_o = \frac{Q}{q_v} = \frac{40620}{3499,84} \approx 11,606 \text{ m}^3/\text{h} \quad \text{Hubvolumen wie Seite 8}$$

$$V = \frac{11\,606\,000}{180\,000} = 64,48 \text{ cm}^3$$

Damit ist die Auslegung des Kompressors möglich .

Die Wärmemittelmenge bestimmt sich zu

$$m_w = \frac{Q}{q_{pol}} = \frac{40620}{1048,597 - 895,864} = \frac{40620}{152,733} = 265,95 \text{ kg/h}$$

Damit ist die Auslegung der Verdampferleistung möglich :

$$\begin{aligned} Q_o &= m_w \cdot q_o \cdot (h_3 - h_u) \\ &= 265,95 \cdot (1037,338 - 895,864) \\ &= 265,95 \cdot 141,474 \\ &= 37625 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

Tatsächliche Leistungsziffer der Wärmepumpenanlage :

$$\varepsilon_e = \frac{Q}{P_e} = \frac{11,3}{0,98} = 11,53$$

Wenn die Anlage, wie auf Seite 13 erwähnt und berechnet, mit einem luftgekühlten Verdampfer betrieben wird, beträgt die tatsächliche Leistungsziffer :

$$\varepsilon_t = \frac{Q}{P_e + P_m} = \frac{11,3}{0,98 + 0,81} = \frac{11,3}{1,79} \approx 6,32$$

Bei den auf der Seite 14 erwähnten Energierückgewinnungsmaßnahmen sogar bis $\varepsilon_t \approx 7,9$.

Eintauchen des Kompressors in Heiz- bzw. Kühlwasser würde eine weitere Leistungsverbesserung bringen. Es wird heute schon bei manchen Anlagen praktiziert.

Auf jeden Fall ist genau zu überprüfen, inwieweit sich eine Leistungsverbesserungsmaßnahme bei den Anlagen und investitionsmäßig lohnt, d.h. ob Verdampfer und Kondensatoren mittels Luft gekühlt oder erwärmt, per Ventilatoren oder ohne Ventilatoren betrieben werden sollen.

Hierbei werden die Absorptionskälte- oder Wärmeanlagen nicht mehr erwähnt. Die Überprüfung der bisherigen Vergleichsprozesse läßt sehr klar erkennen, daß der Einsatz von Absorptionsanlagen nur dann wirtschaftlich sein kann, wenn tatsächlich sehr billige Energie zur Verfügung steht. Dieses ist leider heute und in Zukunft nicht mehr der Fall. Deshalb sind die Angaben der Hersteller sehr genau und sorgfältig zu überprüfen, insbesondere sind die Betriebsenergiekosten wie Strom, Gas, Wasser usw. und die Herstellungskosten der Anlage genau zu prüfen.

IV. Vergleichsprozess

- 1) Beispiel Nr. 1 (Seite 7), R 22, Kälteanlage nach Vergleichsprozess, einstufig:

Tatsächliche Leistungsziffer der Kälteanlage:

$$\epsilon_e = \frac{Q_o}{P_e} = \frac{11,3}{1,12} = 10,089$$

Der Kondensator soll mittels eines Grundwassers gekühlt werden.

Wassertemperatur $t_W = 10^\circ\text{C}$, Erwärmung $\Delta t_W = 4^\circ\text{K}$

1 m³ Wasser hat $c_{pm} \hat{=} 1000 \text{ kcal}/^\circ\text{K} \approx 4180 \text{ kJ}/^\circ\text{K}$

1 m³ Wasser nimmt bei $\Delta t_W = 4^\circ\text{K}$

$$Q_W = \Delta t_W \cdot 4180 = 4 \times 4180 = 16720 \text{ kJ/m}^3$$

$$\text{Wassermenge } V_W = \frac{Q}{Q_W} = \frac{44020}{16720} = 2,64 \text{ m}^3/\text{h}$$

Stromaufnahme der Umwälzpumpe Fab. Wilo, Typ RS 30/80 V bei $V_W = 2,64 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\Delta p_{\text{ext}} = 50000 \text{ Pascal}$

(5000 mm WS ist ein extrem hochgetriebener Wert, 3000 mm ist in der Praxis mehr als reichlich)

$$P_1 = 0,195 \text{ kW max} \quad \text{lt. Wilo}$$

Tatsächliche Leistungsziffer der Kälteanlage beträgt dann:

$$\epsilon_t = \frac{Q_o}{P_e + P_1} = \frac{11,3}{1,12 + 0,195} = \frac{11,3}{1,315} \approx 8,593$$

- 2) Beispiel Nr. 2 (Seite 9), R 22, Wärmepumpenanlage
~~Luft~~ ^{Wasser} / Wasser nach Vergleichsprozess, einstufig:

Tatsächliche Leistungsziffer der Wärmepumpenanlage

$$\epsilon_e = \frac{Q}{P_e} = \frac{11,3}{1,03} = 10,97$$

Der Verdampfer soll mittels einer Umwälzpumpe Fabr. Wilo, Typ RS 30/80 V mit Wärme aus dem Grundwasser versorgt werden, ^{Wasser} Lufttemperatur $t_W = +10^\circ\text{C}$, ^{Wasser} Luftkühlung $\Delta t_W = 4^\circ\text{K}$

1 m³ Wasser hat $c_{pm} \hat{=} 1000 \text{ kcal/}^\circ\text{K} \approx 4180 \text{ kJ/}^\circ\text{K}$
 bei $\Delta_{tw} = 4^\circ\text{K}$ hat 1 m³ Wasser = $4180 \cdot 4 = 16720 \text{ kJ/m}^3$

$$\text{Luftmenge } V_L = \frac{Q_o}{Q_W} = \frac{37486}{16720} \approx 2,24 \text{ m}^3/\text{h}$$

Stromaufnahme der Umwälzpumpe bei $V_W = 2,24 \text{ m}^3/\text{h}$
 und $\Delta_p \text{ ext} = 40000 \text{ Pascal}$

$P_1 = 0,125 \text{ kW}$ lt. Wilo (s. techn. Angaben)

Tatsächliche Leistungsziffer der Wärmepumpenanlage beträgt dann:

$$\epsilon_t = \frac{Q}{P_e + P_M} = \frac{11,3}{1,03 + 0,125} = \frac{11,3}{1,155} \approx 9,784$$

3) Beispiel Nr. 1 (Seite 15) :

Tatsächliche Leistungsziffer der Kälteanlage:

$$\epsilon_e = \frac{Q_o}{P_e} = \frac{11,3}{1,06} \approx 10,66$$

Wenn die Anlage wie auf der Seite 21 erwähnt und berechnet mit einem wassergekühlten Kondensator betrieben wird, beträgt die tatsächliche Leistungsziffer dann:

$$\epsilon_t = \frac{Q_o}{P_e + P_m} = \frac{11,3}{1,06 + 0,195} \approx 9,0$$

4) Beispiel Nr. 2 (Seite 18) :

Tatsächliche Leistungsziffer der Wärmepumpenanlage:

$$\epsilon_e = \frac{Q}{P_e} = \frac{11,3}{0,98} = 11,53$$

Wenn die Anlage, wie auf Seite 21 erwähnt und berechnet, mit einem wassergekühlten Verdampfer betrieben wird, beträgt die tatsächliche Leistungsziffer dann:

$$\epsilon_t = \frac{Q}{P_e + P_m} = \frac{11,3}{0,98 + 0,125} = \frac{11,3}{1,105} \approx 10,226$$

Zusammenstellung der Leistungsziffern der kältetechnischen Anlagen

Anlagenart	Seite	Verdampfer Temp.	Kondensator Temp.	politrope Temp.	theor. Leist. Ziffer $\mathcal{E}_{th}$	indizierte Leist. Ziffer $\mathcal{E}_i$
1) Kompressions- kälteanlage R 22 I 1)	7	+ 2 °C	+ 55°C	+ 60,9°C	13,286	-
2) Wärmepumpen- anlage R 22 I 2)	9	+ 2 °C	+ 55°C	+ 60,9°C	14,286	-
3) Anlage II 1)	12	+ 2 °C	+ 55°C	+ 60,9°C	13,286	-
4) Anlage II 2)	13	+ 2 °C	+ 55°C	+ 60,9°C	14,286	-
5) Anlage III 1) m. Unterkühlung	15	+ 2 °C	+ 55/50°C	+ 60,9°C	13,96	-
6) Anlage III 2) m. Unterkühlung	18	+ 2 °C	+ 55/50°C	+ 60,9°C	14,96	-
7) Anlage IV 1)	21	+ 2 °C	+ 55°C	+ 60,9°C	13,286	-
8) Anlage IV 2)	21	+ 2 °C	+ 55°C	+ 60,9°C	14,286	-
9) Anlage IV 3)	22	+ 2 °C	+ 55/50°C	+ 60,9°C	13,96	-
10) Anlage IV 4)	22	+ 2 °C	+ 55/50°C	+ 60,9°C	14,96	-

Fortsetzung der Zusammenfassung vom Seite 23

Anlage s.S.23	Effekt. Leist.Ziffer ϵ_e	Kühl- bzw. Heizmittel	tatsächl. Leist.Ziffer ϵ_t	Leistungsziffer d.wirkl.Prozesses ϵ_k	Erläute- rung
1) I 1)	-	-	-	11,958	a)
2) I 2)	-	-	-	12,958	b)
3) II 1)	10,089	Luft + 38/+50°C	7,34	11,958	a)
4) II 2)	10,97	Luft +5/+ 2°C $\varphi = 80 \%$	6,14	12,958	b)
5) III 1)	10,66	Luft + 38/+50°C	7,635	12,565	a)
6) III 2)	11,53	Luft +5/+ 2°C $\varphi = 80 \%$	6,32	13,565	b)
7) IV 1)	10,089	Wasser + 10/+14°C	8,593	11,958	c)
8) IV 2)	10,97	Wasser + 10/+ 6°C	9,784	12,958	d)
9) IV 3)	10,66	Wasser + 10/+14°C	9,0	12,565	c)
10) IV 4)	11,53	Wasser + 10/+ 6°C	10,226	13,565	d)

Erläuterungen für (a, b, c, d) auf Seite 24 :

b) Tatsächliche Leistungsziffern beziehen sich auf wirtschaftlich und technisch vertretbare Außentemperatur von $+5^{\circ}\text{C}$ und $\Delta T = 3^{\circ}\text{K}$.

Bei zunehmender Temperatur können sie sich bis 3% steigern. Diese Höchstgrenze von 3% ist vom physikalischen Charakter des Kältemittels R 22 bestimmt.

a) verhält sich ungefähr gleichermaßen, jedoch mit abnehmender Außentemperatur.

c) Sollte es möglich sein, daß das Wasser ohne Hilfsenergie auf dem natürlichen Wege transportiert werden kann, ist

$$\xi_t \leq \xi_e$$

das heißt : $8,593 \longrightarrow 10,089$
oder $9,0 \longrightarrow 10,66$

bei d) $\xi_t \leq \xi_e$

$9,784 \longrightarrow 10,97$
oder $10,226 \longrightarrow 11,53$

bei a) $\xi_t \leq \xi_e$ (z.B. Haus-Kühlschrank)
 $7,635 \longrightarrow 10,66$

bei b) $\xi_t \leq \xi_e$ (z.B. kleines Zimmerheiz- und Kühlgerät)
 $6,32 \longrightarrow 11,53$

Unter Bezug auf die Fig. 3b und 4b ergibt sich für das Kälte/Wärmemittel R 22 und für einen Wirkungsgrad η_G von 0,9 folgendes :

1. Druckverlust im Kondensator $\Delta p_{\max} = 900 \text{ mbar}$

5 2. Druckverlust im Verdampfer $\Delta p_{\max} = 300 \text{ mbar}$

$\Delta p_{\max}$ errechnet sich aus dem gewählten Kältemittel (hier R 22) und dessen Dampf- p - h -Diagramm, sowie aus dem gewählten η_G (im gewählten Beispiel $\eta_G = 0,90$). Für ein gewähltes η_G ergeben sich bestimmte von η_G abhängige Werte für $\Delta p_{\max}$ des Kondensators und des Verdampfers sowie auch für P_i , P_e und das Hubvolumen des Verdichters, die sich gegenseitig bedingen.

Durch die in den Ansprüchen 12 und 13 sowie der Figuren-
15 beschreibung angegebenen Auslegungsregeln ergeben sich für die Kältetechnik und Wärmetechnik völlig neue, optimal den theoretischen und praktischen Verhältnissen angepaßte Verdichter, Verdampfer und Kondensatoren, wodurch wesentlich verbesserte Leistungszahlen für kältetechnische und wärmetechnische Anlagen
20 erzielbar sind. Durch die Erfindung kann insbesondere auch die Solarenergie wesentlich besser und zu wirtschaftlichen Bedingungen ausgenutzt werden. Es ergeben sich Verbesserungen der Leistungsziffern von 350 - 500 % gegenüber bisherigen Vorrichtungen, ohne Erhöhung der Herstellungskosten, die teilweise
25 sogar noch gesenkt werden können.

LEINE & KÖNIG

PATENTANWÄLTE

Süleyman Kayhan Akdogan

Dipl.-Ing. Sigurd Leine · Dipl.-Phys. Dr. Norbert König
Burckhardtstraße 1 Telefon (0511) 62 30 05
D-3000 Hannover 1

Unser Zeichen

Datum

778/2EP 19. November 1987

A n s p r ü c h e

1. Kältetechnische Anlage, wie Kälteanlage oder Wärmepumpen-
anlage, mit einem Verdampfer, einem Verdichter, einem Ver-
flüssiger und einem Expansionsventil, die durch Rohrleitungen
miteinander verbunden sind und von einem Arbeitsmedium durch-
flossen werden, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
daß bei einer Kälteanlage in Strömungsrichtung des Arbeits-
mediums gesehen das Expansionsventil^(Entspannungsventil) (16) unmittelbar vor
dem Verdampfer (10) bzw. dem Verdampferraum (18) (Kühlraum)
und der Verdichter (12) unmittelbar hinter dem Verdampfer
(10) bzw. dem Verdampferraum (18) angeordnet ist.
2. Anlage nach Anspruch 1, d a d u r c h g e k e n n -
z e i c h n e t , daß in Strömungsrichtung vor dem Expan-
sionsventil (16) ein von der Arbeitsweise des Verdichters
(12) gesteuertes Magnetventil (20) angeordnet ist, das bei
Betrieb des Verdichters geöffnet und sonst geschlossen ist.
3. Anlage nach Anspruch 2, d a d u r c h g e k e n n -
z e i c h n e t , daß vor dem Magnetventil (20) ein Regel-
ventil (22) und zwischen dem Expansionsventil (16) und dem
Verdampfer (10) bzw. dem Verdampferraum (18) und zwischen
dem Verdampfer (10) bzw. dem Verdampferraum (18) und dem
Verdichter (12) jeweils ein Schauglas (24 bzw. 26) ange-
ordnet sind.

4. Anlage nach Anspruch 1 , d a d u r c h g e k e n n -
z e i c h n e t , daß die Zuleitung vom Verflüssiger (14)
zum Verdampfer (10) nicht wärmeisoliert ist.
5. Kältetechnische Anlage, wie Kälteanlage oder Wärmepumpen-
5 anlage, mit einem Verdampfer, einem Verdichter, einem Ver-
flüssiger und einem Expansionsventil, die durch Rohrleitungen
miteinander verbunden sind und von einem Arbeitsmedium durch-
flossen werden, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
daß bei einer Wärmepumpenanlage in Strömungsrichtung des Ar-
beitsmediums gesehen das Expansionsventil^(Entspannungsventil) (36) unmittelbar
10 hinter dem Verflüssiger (34) bzw. dem Verflüssigerraum (34')
und der Verdichter (32) unmittelbar vor dem Verflüssiger
(34) bzw. dem Verflüssigerraum (34') angeordnet ist.
6. Anlage nach Anspruch 5, d a d u r c h g e k e n n -
15 z e i c h n e t , daß in Strömungsrichtung unmittelbar vor
dem Verdampfer (30) bzw. dem Verdampferraum (30') ein von
der Arbeitsweise des Verdichters (32) gesteuertes Magnet-
ventil (42) angeordnet ist, das bei Betrieb des Verdichters
geöffnet und sonst geschlossen ist.
- 20 7. Anlage nach Anspruch 6, d a d u r c h g e k e n n -
z e i c h n e t , daß in Strömungsrichtung vor dem Magnet-
ventil (42) ein Regelventil (40) und vor dem Regelventil
sowie in Strömungsrichtung gesehen hinter dem
Verdampfer (30) bzw. dem Verdampferraum (30') jeweils ein
25 Schauglas (38 bzw. 44) vorgesehen sind.
8. Anlage nach Anspruch 5, d a d u r c h g e k e n n -
z e i c h n e t , daß die Leitung zwischen Expansionsventil
(36) und Verdampfer (30) keine Wärmeisolierung aufweist.

9. Anlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Expansionsventil (16, 36) ein druckgesteuertes Ventil ist.

5 10. Anlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Regelventil (22, 40) ein elektronischer Mengenregler ist.

11. Anlage nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Expansionsventil und der Verdichter 10 wärmemäßig isoliert sind.

12. Kälteanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Verdichter, der Kondensator und der Verdampfer in Abhängigkeit vom jeweils gewählten Kältemittel nach folgenden Auslegungs- 15 kriterien hergestellt werden :

Effektive Verdichterleistung P_e [kW] :

$$P_e = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{Q_o}{K_k \cdot \eta_m} = \frac{Q_o}{\eta_m \cdot \epsilon_k} = \frac{Q_o}{\eta_m} \cdot \frac{h_{4pol} - h_3}{(h_3 - h_2)} \text{ [kW]}$$

P_i = indizierte Verdichterleistung [kW]

η_m = mechanischer Wirkungsgrad

20 Q_o = Kälteleistung [kJ]

K_k = spezifische Kälteleistung [kJ / kW]

ϵ_k = Leistungszahl des wirklichen Carnot'schen Kreisprozesses

$h_{4pol} = h_3 + \frac{\Delta h_{pol}}{\eta_g} = \text{Enthalpie nach polytroper Verdichtung [kJ/kg]}$
mit $\Delta h_{pol} = \frac{h_4 - h_3}{\eta_g}$ [kJ / kg] als polytrope Verdichtung

h_2 = Enthalpie bei Eintritt in den Verdampfer [kJ/kg]

h_4 = Enthalpie nach Austritt aus dem Verdichter [kJ/kg]
nach adiabatischer Verdichtung

h_3 = Enthalpie nach Austritt aus dem Verdampfer [kJ/kg]

$\eta_G = \frac{\mathcal{E}_k}{\mathcal{E}_{th}}$ = zu erreichender Wirkungsgrad z.B. 0,90, wobei

$$5 \quad \mathcal{E}_{th} = \frac{q_o}{W_t} = \frac{h_3 - h_2}{h_4 - h_3} = \text{Leistungsziffer des theoretischen Prozesses}$$

mit $W_t = q - q_o$ = Arbeitsaufwand

Verdichter-Ansaugvolumen V_{ko} [m³/h] :

$$V_{ko} = \frac{Q_o}{q_v} = \frac{Q_o \cdot v_3}{q_o} = Q_o \cdot \frac{v_3}{h_3 - h_2} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

q_v = volum. Verdichterleistung [kJ/m³]

$$10 \quad v_3 = \text{spezifisches Volumen auf der Saugseite des Verdichters} [\text{m}^3/\text{kg}]$$

q_o = zugeführte Wärme [kJ/kg]

q = abgeführte Wärme [kJ/kg]

Verdichter-Hubvolumen V [cm³]

$$V = \frac{V_{ko}}{U/\text{min}} \quad [\text{cm}^3]$$

$$15 \quad \text{Kondensatorleistung } Q \quad [\text{kJ/h}] :$$

$$Q = m_k \cdot q = \frac{Q_o}{q_o} \cdot q \quad [\text{kJ/h}]$$

$$\text{mit } m_k = \text{Kalkmittelmenge} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{Q_o}{h_3 - h_2}$$

q = abgeführte Wärme

Verdampfer leistung ist gleich Q_o an der jeweiligen Kühl-
lastberechnung (wird als bekannt vorausgesetzt).

13. Wärmepumpenanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
5 d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß der Verdichter,
der Verdampfer und der Kondensator in Abhängigkeit vom jeweils
gewählten Wärmemittel nach folgenden Auslegungskriterien her-
gestellt werden :

Effektive Verdichterleistung P_e [kW] :

$$10 \quad P_e = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{Q}{K_w \cdot \eta_m} = \frac{Q}{\eta_m \cdot \epsilon_k} = \frac{Q}{\eta_m} \cdot \frac{h_{4pol} - h_3}{(h_{4pol} - h_1)} \quad [kW]$$

P_i = indizierte Verdichterleistung [kW]

η_m = mechanischer Wirkungsgrad

Q = Wärmeleistung [kJ]

K_w = spezifische Wärmeleistung [kJ/kW]

- 15 ϵ_k = Leistungszahl des wirklichen Carnot'schen Kreisprozesses

$h_{4pol} = h_3 + \Delta h_{pol}$ = Entropie nach polytroper Verdichtung [kJ/kg]
mit $\Delta h_{pol} = \frac{h_4 - h_3}{\eta_g}$ [kJ/kg] als polytrope Verdichtung

h_3 = Enthalpie nach Austritt aus dem Verdampfer [kJ/kg]

h_1 = Enthalpie nach Austritt aus dem Verflüssiger [kJ/kg]

- 20 h_4 = Enthalpie nach Austritt aus dem Verdichter [kJ/kg]
nach adiabatischer Verdichtung

$\eta_g = \frac{\epsilon_k}{\epsilon_{th}}$ = zu erreichender Wirkungsgrad z.B. 0,90, wobei

$$\varepsilon_{th} = \frac{q}{W_t} = \frac{h_4 - h_1}{h_4 - h_3} = \text{Leistungsziffer des theoretischen}$$

Prozesses mit $W_t = q - q_o = \text{Arbeitsaufwand}$

$$q_o = \text{zugeführte Wärme} \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$q = \text{abgeführte Wärme} \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$5 \quad \text{Verdichter-Ansaugvolumen } v_{ko} \quad [\text{m}^3/\text{h}] :$$

$$v_{ko} = \frac{Q}{q_v} = \frac{Q \cdot v_3}{q_{pol}} = \frac{Q \cdot v_3}{h_{4pol} - h_1} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

$$q_v = \text{volum. Verdichterleistung} \quad [\text{kJ/m}^3]$$

$$v_3 = \text{spezifisches Volumen auf der Saugseite des Verdichters} \quad [\text{m}^3/\text{kg}]$$

$$\text{Verdichter-Hubvolumen } v \quad [\text{cm}^3] :$$

$$10 \quad v = \frac{v_{ko}}{U/\text{min.}} \quad [\text{cm}^3]$$

$$\text{Verdampferleistung } Q_o \quad [\text{kJ/h}] :$$

$$Q_o = m_w \cdot q_o = m_w (h_3 - h_2) \quad [\text{kJ/h}]$$

Kondensatorleistung ist gleich dem Q aus der jeweiligen Wärmebedarfsberechnung (wird als bekannt vorausgesetzt).

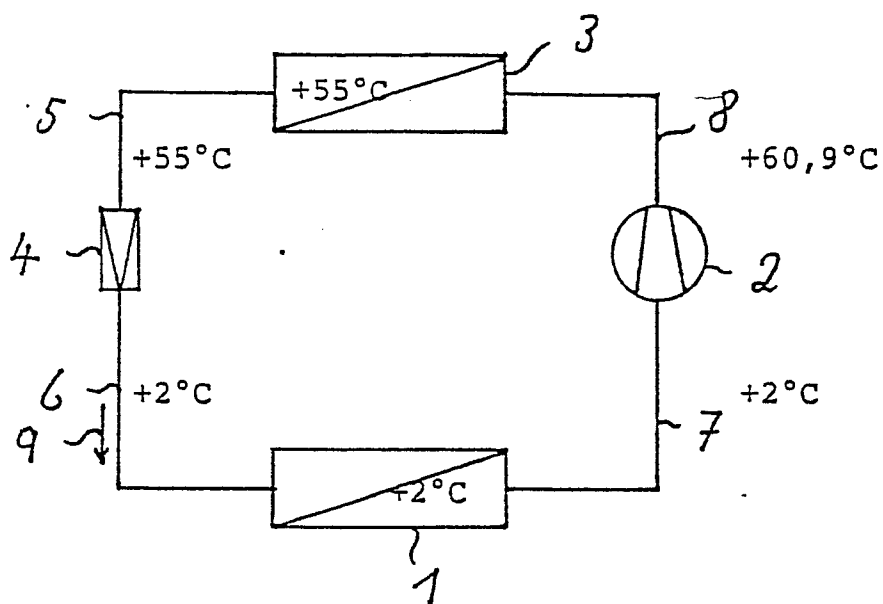


Fig. 1

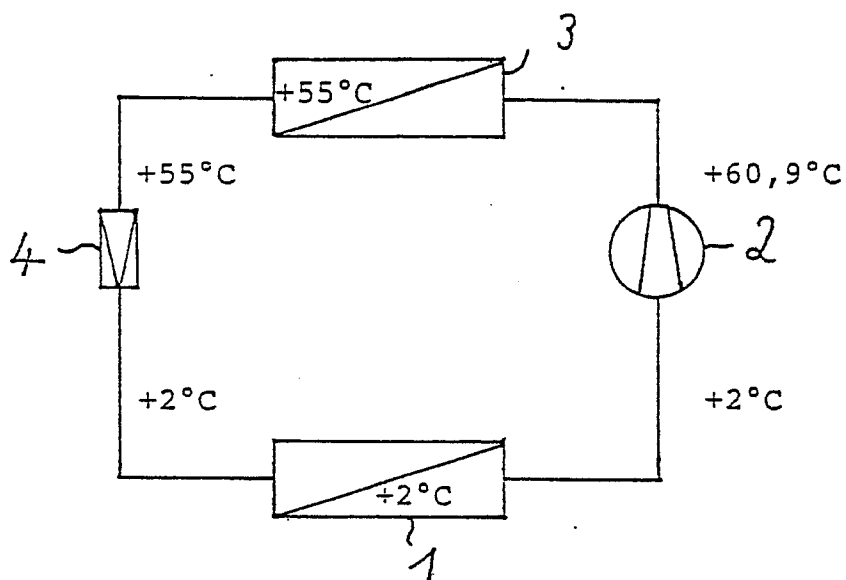
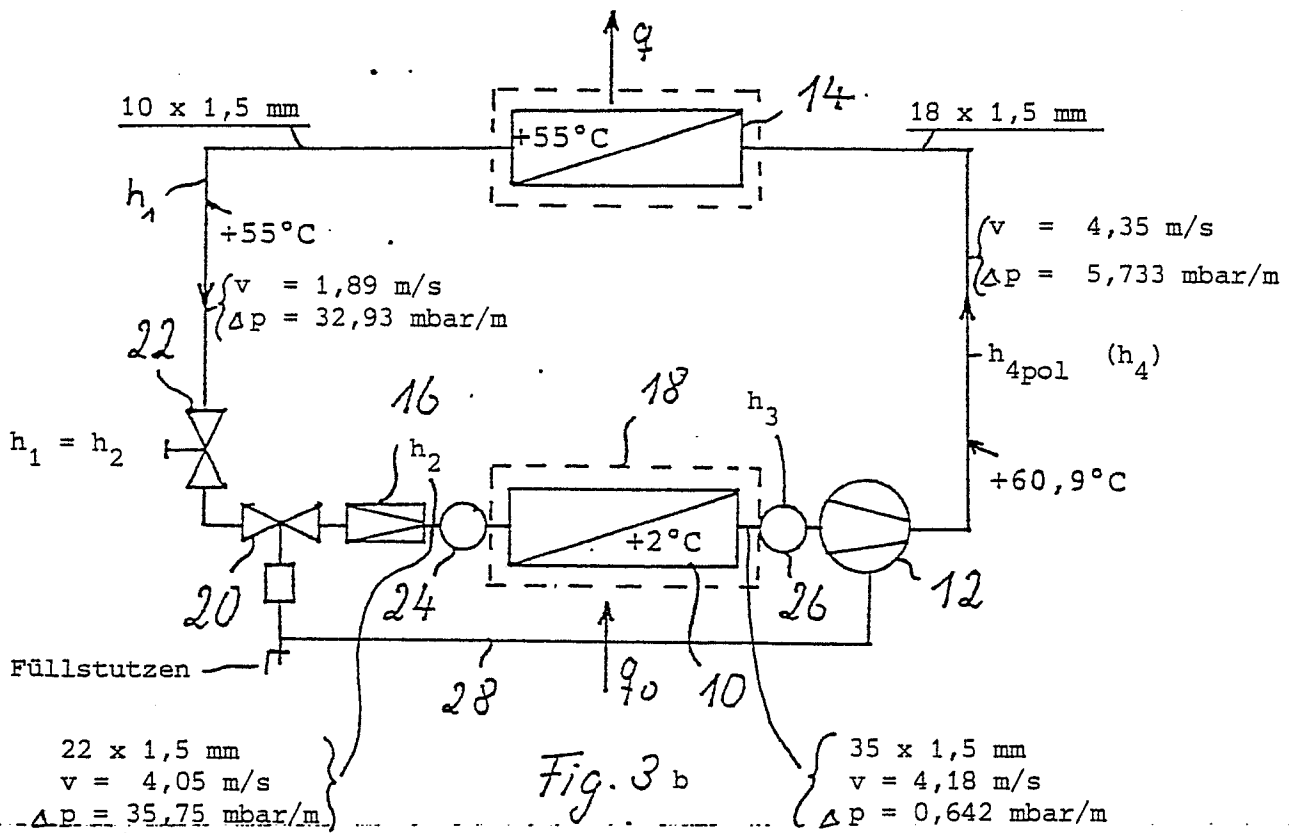
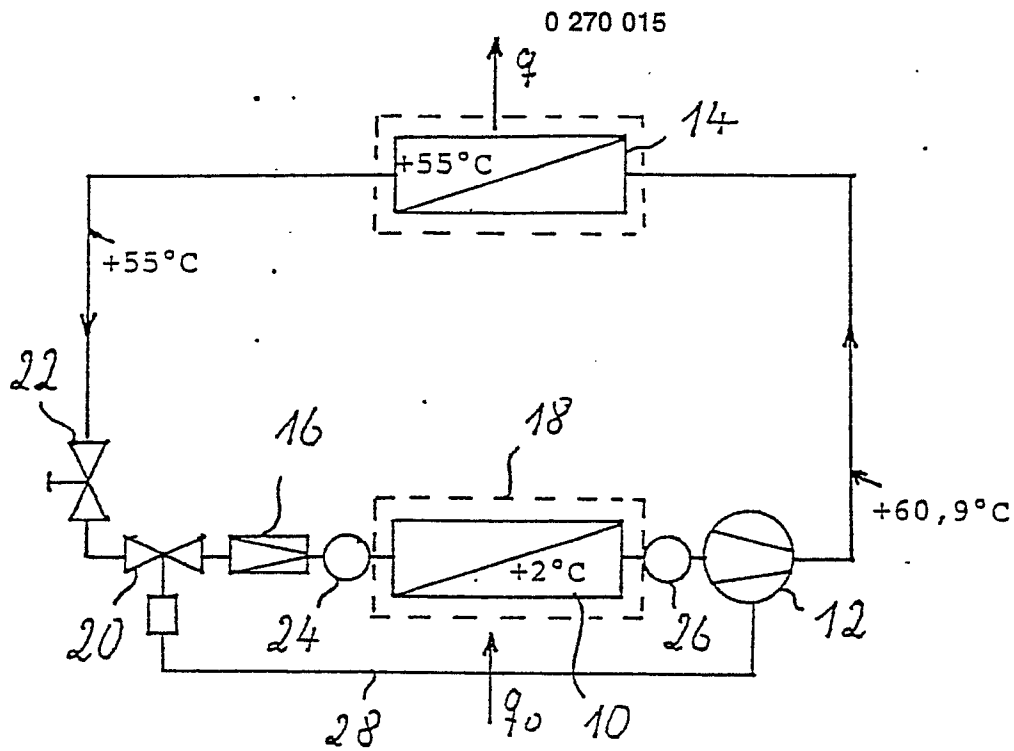


Fig. 2



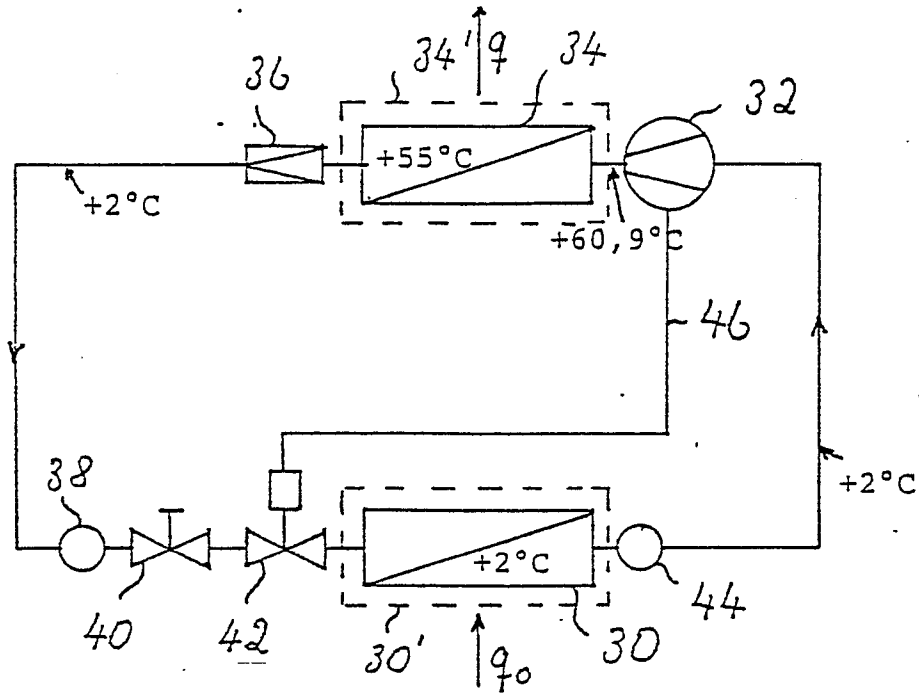


Fig. 4a

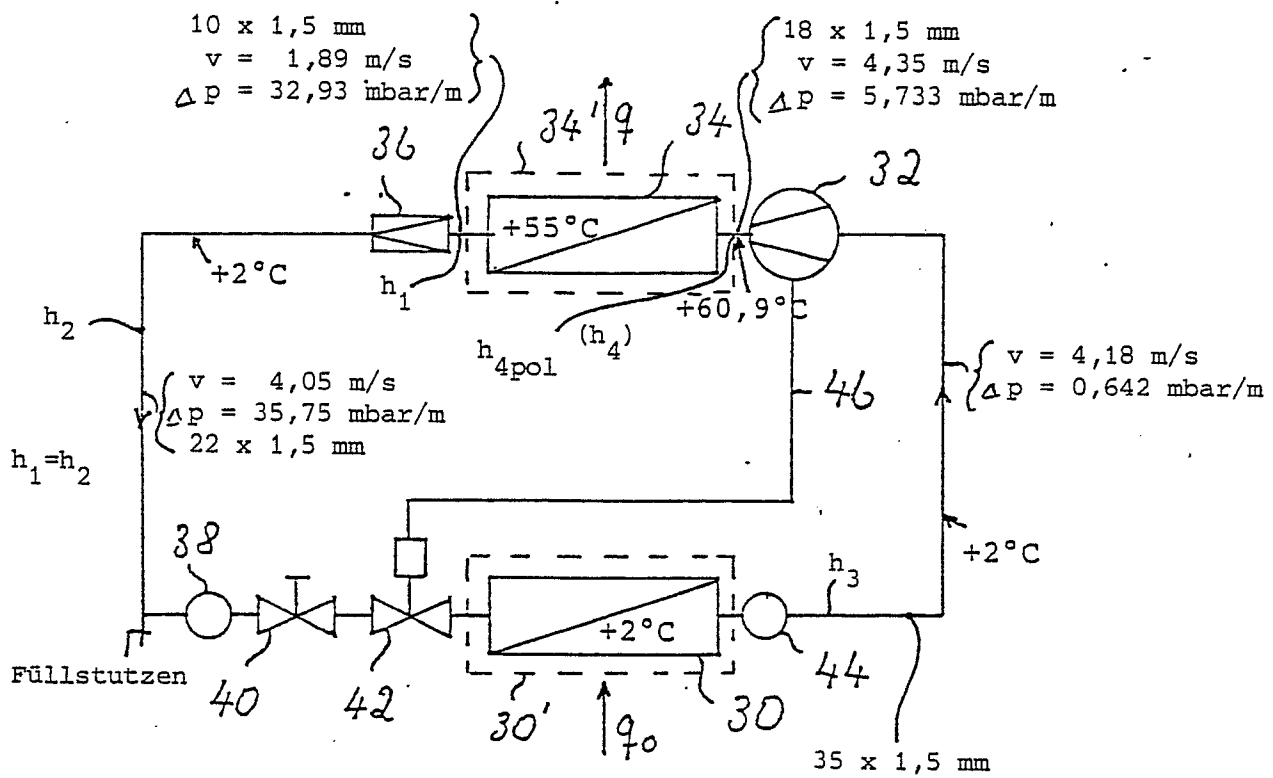


Fig. 4b