



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) **EP 0 876 576 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
05.04.2000 Patentblatt 2000/14

(21) Anmeldenummer: **96900877.0**

(22) Anmeldetag: **26.01.1996**

(51) Int Cl.7: **F25B 9/00**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE96/00140

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 97/27437 (31.07.1997 Gazette 1997/33)

(54) **KOMPRESSIONSKÄLTEANLAGE**
COMPRESSOR REFRIGERATING PLANT
INSTALLATION FRIGORIFIQUE A COMPRESSION

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE ES FR GB IT

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
11.11.1998 Patentblatt 1998/46

(73) Patentinhaber: **KONVEKTA
AKTIENGESELLSCHAFT
34613 Schwalmstadt 2 (DE)**

(72) Erfinder:
• **KÖHLER, Jürgen
D-35039 Marburg (DE)**

• **SONNEKALB, Michael
D-34613 Schwalmstadt (DE)**

(74) Vertreter:
**LOUIS, PÖHLAU, LOHRENTZ & SEGETH
Postfach 3055
90014 Nürnberg (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
WO-A-94/14016

EP 0 876 576 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Kompressionskälteanlage mit einem Kompressor, einem Gaskühler, einer Expansionseinrichtung und einem Verdampfer, die in einem Kreislauf miteinander verbunden sind, in welchem ein Kältemittel enthalten ist.

[0002] Eine derartige Kompressionskälteanlage ist beispielsweise aus der WO 90/07683 bekannt. Diese bekannte Anlage ist als transkritische Anlage ausgebildet, d.h. sie ist transkritisch ausgelegt. Als Kältemittel kommt Kohlendioxyd zum Einsatz.

[0003] Eine Kompressionskälteanlage der eingangs genannten Art ist auch aus der WO 94/14016 bekannt. Auch diese bekannte Anlage arbeitet transkritisch mit Kohlendioxyd als Kältemittel.

[0004] Um bei diesen bekannten transkritischen Kompressionskälteanlagen eine maximale Kälteleistungszahl zu erzielen, wird dort der hochdruckseitige Kältemitteldruck in relativ engen Grenzen genau passend eingestellt. Das wird gemäß der oben erwähnten WO 94/14016 dadurch erzielt, daß der Füllgrad des Kältemittels, der definiert ist als der Quotient Kältemittelfüllung zu Gesamtvolumen der Anlage, in der Anlage auf einen Wert zwischen 0,55 und 0,70 kg/ltr. vorzugsweise auf 0,60 kg/ltr. eingestellt wird. Die kritische Dichte von Kohlendioxyd als Kältemittel beträgt 466 gr/ltr., d.h. bei dieser bekannten Anlage beträgt der Füllgrad des Kältemittels größenordnungsmäßig zwischen 120 und 150%, vorzugsweise größenordnungsmäßig 130% der kritischen Dichte. Infolge dieses Füllgrad-Bereiches ergibt sich bei der bekannten transkritischen Anlage gemäß WO 94/14016 ein Maximum der Kälteleistungszahl. Um diesen hohen Füllgrad des Kältemittels bei unterschiedlichen mittleren Außentemperaturen, bei welchen die Anlage zum Einsatz gelangt, optimal aufrechterhalten zu können, wird dort vorgeschlagen, die Kompressionskälteanlage mit einem zusätzlichen Kältemittelspeicher auszubilden. Der Speicher dient dort auch zur Aufnahme von überschüssigem Kohlendioxid bei Überschreiten eines bestimmten Ruhedruckes an der Niederdruckseite der Anlage z. B. bei Stillstand in heißer Umgebung. Der Ruhedruck bei einem Füllgrad $f = 0,60$ kg/ltr. beträgt bei z.B. 60°C , d.h. bei einem im Sonnenschein stehenden Fahrzeug bzw. heißem Motorraum, 155 bar.

[0005] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Kompressionskälteanlage der eingangs genannten Art zu schaffen, die vergleichsweise einfach ausgebildet ist und die in einem relativ großen Außentemperaturbereich problemlos anwendbar ist, ohne daß hierdurch die Kälteleistungszahl der Anlage wesentlich beeinträchtigt wird.

[0006] Diese Aufgabe wird bei einer Kompressionskälteanlage der eingangs genannten Art erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß der Füllgrad des Kältemittels zwischen 50 und 100% der kritischen Dichte des Kältemittels beträgt. Der Ruhedruck der erfindungsgemäßen

Anlage beträgt bei z.B. 60°C und einem Füllgrad $f = 0,3$ kg/ltr. nur ca. 105 bar entsprechend ungefähr 2/3 des Füllgrades bekannter Anlagen der eingangs genannten Art. Das bedeutet, daß infolge des reduzierten Druckes in vorteilhafter Weise z.B. Dichtungen an der Verdichtertwelle weniger beansprucht werden und somit einfacher dimensioniert sein können. Bevorzugt kommt als Kältemittel Kohlendioxyd zur Anwendung. Kohlendioxyd steht in vorteilhafterweise gleichsam als Abfall bei der Industrieproduktion und somit sehr preisgünstig zur Verfügung. An sich ist Kohlendioxyd als Kältemittel bereits seit der Wende des 19. zum 20. Jahrhundert bekannt.

[0007] Bei der erfindungsgemäßen Anlage beträgt der Füllgrad des Kohlendioxyd-Kältemittels vorzugsweise zwischen 0,25 und 0,45 kg Kohlendioxyd/ltr. Gesamtvolumen der Kreisprozessanlage. Der Füllgrad ist bei der erfindungsgemäßen Anlage eigentlich konstant. Der Füllgrad kann hierbei in Abhängigkeit von der mittleren Außentemperatur der klimatischen Region, in welcher die erfindungsgemäße Anlage zum Einsatz kommt, einstellbar sein. D.h., der Füllgrad kann mit zunehmender Außen- bzw. Umgebungstemperatur größer gewählt werden.

[0008] Vorzugsweise ist die erfindungsgemäße Kompressionskälteanlage transkritisch ausgebildet. Selbstverständlich kann die erfindungsgemäße Anlage auch subkritisch betrieben werden.

[0009] Weitere Einzelheiten, Merkmale und Vorteile ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung von in der Zeichnung schematisch angedeuteten Ausführungsbeispielen der erfindungsgemäßen Kompressionskälteanlage. Es zeigen:

Fig. 1 eine Diagrammdarstellung einer ersten Ausbildung der Kompressionskälteanlage,

Fig. 2 in einer Diagrammdarstellung den Zusammenhang zwischen der Kälteleistungszahl E und dem Druck auf der Hochdruckseite der Anlage gemäß Figur 1,

Fig. 3 einen Funktionszusammenhang zwischen dem Kältemittel-Füllgrad f und der Austrittstemperatur t_{aus} des Kältemittels am Ausgang des Gaskühlers der beispielsweise aus der eingangs zitierten WO 94/14016 bekannten Kompressionskälteanlage im Vergleich mit der erfindungsgemäßen Anlage, und

Fig. 4 in einer der Fig. 1 ähnlichen Schaltungsdiagramm-Darstellung eine zweite Ausführungsform der Kompressionskälteanlage mit einem Zwischenwärmetauscher.

[0010] Figur 1 zeigt in einer Schaltungsdiagrammdarstellung schematisch eine Ausbildung der Kompressionskälteanlage 10 mit einem Kompressor 12, einem mit

dem Kompressor 12 verbundenen Gaskühler 14 bzw. Verflüssiger, einer mit dem Gaskühler 14 verbundenen Expansionseinrichtung 16 und einem Verdampfer 18. Der Kompressor 12, der Gaskühler 14, die Expansionseinrichtung 16 und der Verdampfer 18 sind in einem Kreislauf miteinander verbunden. In dem Kreislauf ist ein Kältemittel enthalten, bei dem es sich vorzugsweise um Kohlendioxyd handelt.

[0011] Figur 2 verdeutlicht den Funktionszusammenhang zwischen der Kälteleistungszahl E der Anlage 10 in Abhängigkeit vom hochdruckseitigen Druck p am Kompressor 12 bzw. an der zum Kompressor 12 zugeordneten Eingangsseite des Gaskühlers 14. Das ist in Figur 1 durch den Pfeil 20 in Kombination mit dem Symbol p für den besagten Druck angedeutet. Aus Figur 2 ist ersichtlich, daß die Kälteleistungszahl ϵ bei einem bestimmten Druck p_0 ein Maximum ϵ_{max} besitzt. Das wird durch einen bestimmten Kältemittel-Füllgrad f erreicht, der - wie oben ausgeführt worden ist, gemäß WO 94/14016 zwischen 0,55 und 0,70 kg/ltr., vorzugsweise 0,60 kg/ltr. beträgt. Die Figur 2 verdeutlicht jedoch auch, daß die Kälteleistungszahl ϵ bei Drücken p größer p_0 nicht wesentlich unter den Maximalwert ϵ_{max} absinkt. Das macht sich die vorliegende Erfindung zunutze. Erfindungsgemäß wird der Füllgrad f wesentlich kleiner gewählt als oben zuletzt beschrieben worden ist. Das wird durch die Figur 3 verdeutlicht, in welcher der Füllgrad f über der Gaskühler-Austrittstemperatur t_{aus} verdeutlicht ist. Die Gaskühler-Austrittstemperatur, deren Meßstelle in Fig. 1 durch den Pfeil 21 in Verbindung mit der Bezeichnung t_{aus} verdeutlicht ist, liegt normalerweise größenordnungsmäßig 5 bis 15 K über der Umgebungstemperatur und ist von der Kompressor Drehzahl usw. abhängig. Wie aus Figur 3 ersichtlich ist, liegt der Kältemittel-Füllgrad f der erfindungsgemäßen Anlage 10 (sh. Figur 1) im Bereich zwischen 0,25 und 0,45 kg Kohlendioxyd/ltr. Gesamtvolumen der Anlage 10. Dieser erfindungsgemäße Füllgrad-Bereich ist in Figur 3 als schraffierte Fläche 22 verdeutlicht. Die Figur 3 verdeutlicht außerdem den Füllgrad-Bereich gemäß Kompressionskälteanlage, wie sie in der WO 94/14016 offenbart ist. Dieser zuletzt genannte Füllgrad-Bereich ist als querschraffierte Fläche 24 angedeutet. Es ist zu erkennen, daß die beiden Füllgrad-Bereiche 22, 24 miteinander keine Gemeinsamkeiten besitzen. Die Figur 3 verdeutlicht außerdem in einer Linie 26 den Funktionszusammenhang $f(t_{aus})$ des optimalen Hochdrucks p umgerechnet in einen optimalen Füllgrad f bzw. eine Bandbreite für den Füllgrad f . Die Linie 26 verdeutlicht, daß der Verlauf der Linie 26 oberhalb der kritischen Temperatur von 31°C sehr flach wird. Außerdem wird die zwischen zwei strichlierten Linien schraffiert verdeutlichte Bandbreite 27 für einen Kälteleistungszahl-Abfall von maximal 5% mit zunehmender Temperatur t_{aus} größer. Andere Auslegungspunkte führen zu ganz ähnlichen Kurven für optimalen Hochdruck und Füllgrad. Die jeweiligen Volumenaufteilungen in der Anlage 10 führen zu entsprechenden Verschiebungen des Niveaus des

Füllgradverlaufes, wobei die Steigungen jedoch ähnlich sind. Das Volumen der Druck- und der Saugleitung bewirkt eine Senkung des optimalen Füllgrades. Optimale Füllgrade unter 0,25 kg/ltr. sind sehr unwahrscheinlich. Ein interner, d.h. ein Zwischenwärmetauscher 28 zur Nachkühlung auf der Hochdruckseite und zur Überhitzung auf der Niederdruckseite, wie er in Fig. 4 schematisch dargestellt ist, führt zu höheren optimalen Füllgraden. Eine Vergrößerung des Volumens des Gaskühlers 14 hat denselben Effekt. Optimale Füllgrade f über 0,45 kg/ltr. sind ebenfalls sehr unwahrscheinlich.

[0012] Aus dem Verlauf des Füllgrads ist ersichtlich, daß der transkritische Kälteprozess gut mit einem konstanten Füllgrad bei nur relativ geringen energetischen Verlusten betrieben werden kann. Bei subkritischen Temperaturen, d.h. im normalen Kaltdampfprozess mit Verflüssigung auf der Hochdruckseite, verläuft der optimale Füllgrad steil und entsprechend wird der Toleranzbereich sehr eng, wie die Figur 3 verdeutlicht. Um diese auszugleichen, ist in herkömmlichen Kaltdampf-Kompressionskälteanlagen - wie eingangs erwähnt worden ist - ein Sammelgefäß vorgesehen.

[0013] Fig. 4 zeigt in einer schematischen Schaltdarstellung eine Kompressionskälteanlage 10 mit einem Kompressor 12, einem mit dem Kompressor verbundenen Gaskühler 14, einem Zwischenwärmetauscher 28, einer Expansionseinrichtung 16 und einem Verdampfer 18. Der Zwischenwärmetauscher 28 weist einen ersten Wärmetauscherstrang 30 und einen zweiten Wärmetauscherstrang 32 auf, die miteinander wärmetechnisch gekoppelt sind. Der erste Wärmetauscherstrang 30 ist zwischen dem Gaskühler 14 und der Expansionseinrichtung 16 angeschlossen. Der zweite Wärmetauscherstrang 32 ist zwischen dem Verdampfer 18 und dem Kompressor 12 angeschlossen.

Patentansprüche

1. Kompressionskälteanlage mit einem Kompressor (12), einem Gaskühler (14), einer Expansionseinrichtung (16) und einem Verdampfer (18), die in einem Kreislauf miteinander verbunden sind, in welchem ein Kältemittel enthalten ist, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Füllgrad (f) des Kältemittels zwischen 50% und 100% der kritischen Dichte des Kältemittels beträgt.
2. Anlage nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Kältemittel von Kohlendioxyd gebildet ist.
3. Anlage nach Anspruch 1 und 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Füllgrad (f) des Kohlendioxyd-Kältemittels zwischen 0,25 und 0,45 kg/ltr. beträgt.

4. Anlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Anlage transkritisch ausgebildet ist.
5. Anlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet** daß ein Zwischenwärmetauscher (28) mit einem ersten und einem damit wärmetechnisch gekoppelten zweiten Wärmetauscherstrang (30, 32) vorgesehen ist, wobei der erste Wärmetauscherstrang (30) mit dem Gaskühler (14) und der Expansionseinrichtung (16) und der zweite Wärmetauscherstrang (32) mit dem Verdampfer (18) und dem Kompressor (12) verbunden ist.

Claims

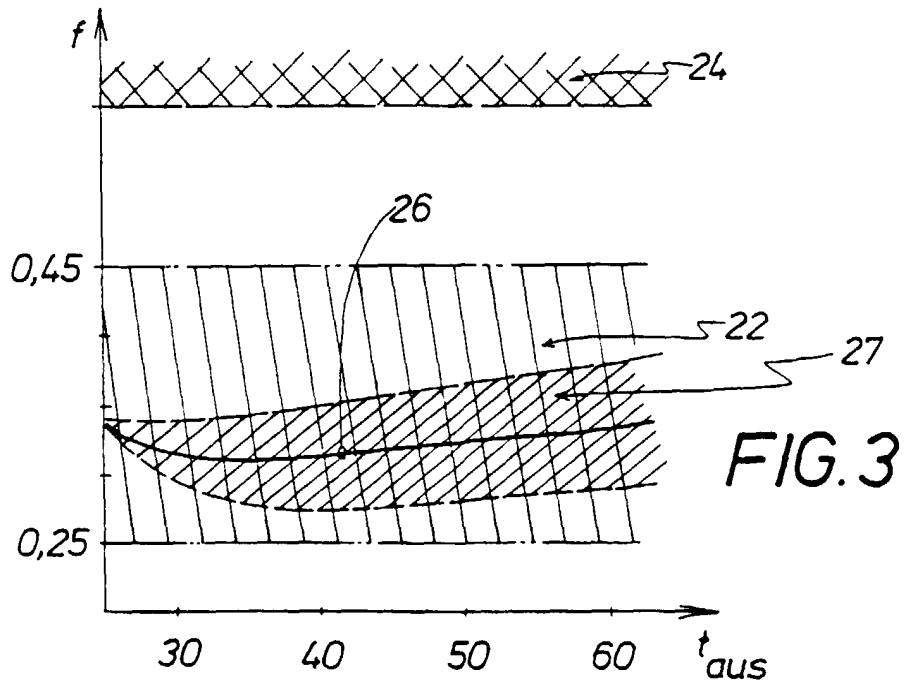
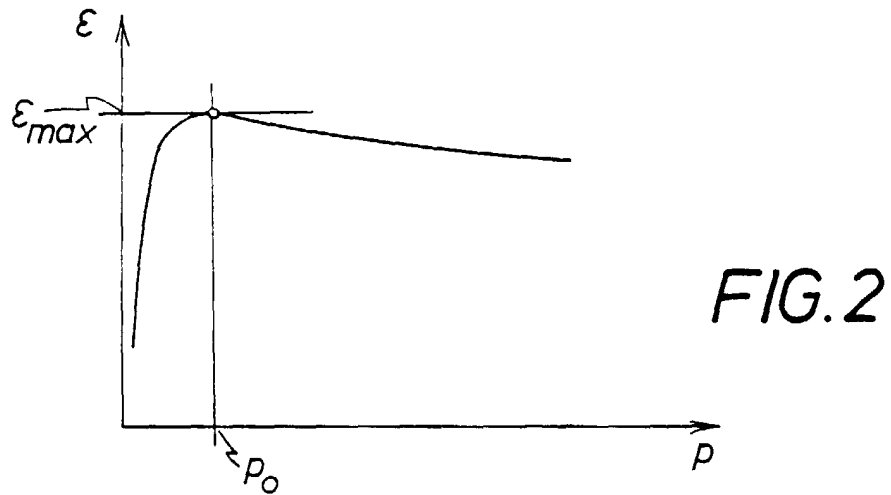
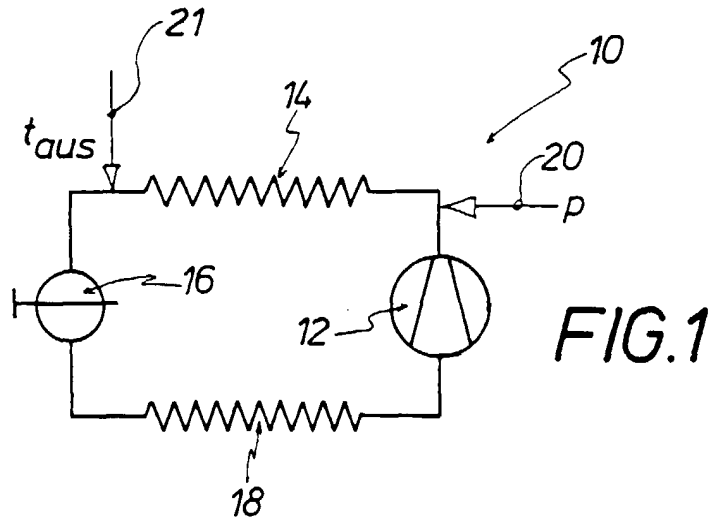
1. Compression refrigerating system with a compressor (12), a gas cooler (14), an expansion device (16) and an evaporator (18) which are connected to one another in a circuit containing a refrigerant, characterized in that the degree of filling (f) of the refrigerant is between 50% and 100% of the critical density of the refrigerant.
2. System according to Claim 1, characterized in that the refrigerant is formed by carbon dioxide.
3. System according to Claims 1 and 2, characterized in that the degree of filling (f) of the carbon dioxide refrigerant is between 0.25 and 0.45 kg/litre.
4. System according to one of the preceding claims, characterized in that the system is designed to be transcritical.
5. System according to one of the preceding claims, characterized in that an intermediate heat exchanger (28) with a first heat exchanger string (30) and with a second heat exchanger string (32) coupled thermally to the latter is provided, the first heat exchanger string (30) being connected to the gas cooler (14) and the expansion device (16), and the second heat exchanger string (32) being connected to the evaporator (18) and the compressor (12).

Revendications

1. Installation de réfrigération par compression, du type comprenant un compresseur (12), un réfrigérateur de gaz (14), un dispositif d'expansion (15) et un évaporateur (18) qui vont réunir les uns avec les autres suivant un circuit fermé, dans lequel est contenu un agent de réfrigération,

caractérisée en ce que le degré de remplissage (f) de l'agent de réfrigération représente entre 50% et 100% de la masse spécifique critique de l'agent de réfrigération.

2. Installation selon la revendication 1, caractérisée en ce que l'agent de réfrigération consiste en anhydride carbonique.
3. Installation selon les revendications 1 et 2, caractérisée en ce que le degré de remplissage (11) de l'anhydride carbonique-agent de réfrigération est compris entre 0,25 et 0,45 kg/l.
4. Installation selon l'une des revendications précédentes, caractérisée en ce que l'installation fonctionne en mode transcritique.
5. Installation selon l'une des revendications précédentes, caractérisée en ce qu'il est prévu un échangeur de chaleur intermédiaire (28) se composant d'un premier faisceau d'échange de chaleur et d'un second faisceau d'échange de chaleur associés thermiquement l'un à l'autre (30, 32), le premier faisceau d'échange de chaleur (30) étant relié au réfrigérateur de gaz (14) et au dispositif d'expansion (16), et le second faisceau d'échange de chaleur (32) étant relié à l'évaporateur (18) et au compresseur (12).



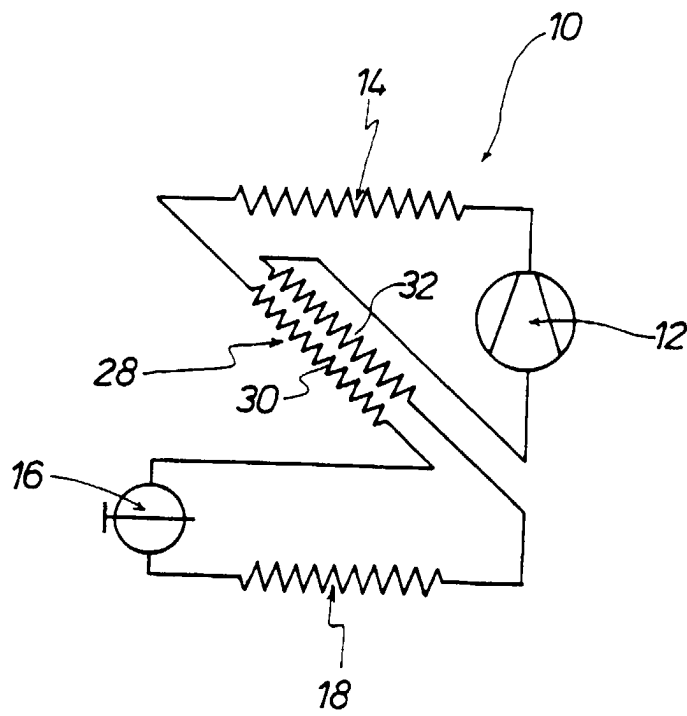


FIG. 4