

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 1 105 647 B9

(12)

KORRIGIERTE EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

Hinweis: Bibliographie entspricht dem neuesten Stand

(15) Korrekturinformation:

Korrigierte Fassung Nr. 1 (W1 B1)
Korrekturen, siehe Seite(n) 17-25

(51) Int Cl.:

F04B 27/04 ^(1968.09)

(48) Corrigendum ausgegeben am:

15.03.2006 Patentblatt 2006/11

(86) Internationale Anmeldenummer:

PCT/EP2000/003606

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:

19.10.2005 Patentblatt 2005/42

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:

WO 2000/065232 (02.11.2000 Gazette 2000/44)

(21) Anmeldenummer: **00927008.3**

(22) Anmeldetag: **20.04.2000**

(54) **KÄLTEMITTELVERDICHTERANLAGE**

COOLANT COMPRESSOR SYSTEM

DISPOSITIF COMPRESSEUR D'AGENT FRIGORIFIQUE

(84) Benannte Vertragsstaaten:

AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE

- **DITTRICH, Günter**
D-06803 Greppin (DE)
- **BAROWSKY, Helmut**
D-16562 Bergfelde (DE)
- **SANDKÖTTER, Wolfgang**
D-71083 Herrenberg (DE)

(30) Priorität: **22.04.1999 DE 19918161**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:

13.06.2001 Patentblatt 2001/24

(74) Vertreter: **Hoeger, Stellrecht & Partner**

Patentanwälte
Uhlandstrasse 14 c
70182 Stuttgart (DE)

(73) Patentinhaber: **Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH**
71065 Sindelfingen (DE)

(72) Erfinder:

- **POLLRIICH, Volker**
D-04435 Schkeuditz (DE)

(56) Entgegenhaltungen:

US-A- 1 716 049 **US-A- 2 178 662**
US-A- 2 427 638 **US-A- 2 454 600**
US-A- 2 572 711

EP 1 105 647 B9

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 Kältemittelverdichteranlage umfassend einen Antriebsmotor, einen vom Antriebsmotor angetriebenen Verdichter mit mehreren, V-förmig angeordneten Zylindern und mit einer Exzenter tragenden Verdichterwelle zum Antrieb von in den jeweiligen Zylindern arbeitenden Kolben.

[0002] Derartige Kältemittelverdichteranlagen sind aus dem Stand der Technik bekannt (siehe US 2 454 600) Bei diesen werden üblicherweise die Exzenter so ausgebildet, daß ein Exzenter zum Antrieb mehrere Zylinder dient, um eine einerseits kompakt bauende und kostengünstige Lösung zu erhalten.

[0003] Derartige Kältemittelverdichteranlagen haben jedoch den Nachteil eines unruhigen Laufes, wenn man von einem idealen V-Winkel von 360° geteilt durch die Zylinderzahl abweicht.

[0004] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Kältemittelverdichteranlage der gattungsgemäßen Art derart zu verbessern, daß eine möglichst große Laufruhe bei jedem gewünschten V-Winkel erreichbar ist.

[0005] Diese Aufgabe wird bei einer Kältemittelverdichteranlage der eingangs beschriebenen Art erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß die Zylinder in einem V-Winkel von kleiner als 90° angeordnet sind, daß die Verdichterwelle mit nur zwei Lagerabschnitten derselben in entsprechenden Verdichterwellenlagern gelagert ist, daß zwischen den Lagerabschnitten die Exzenter angeordnet sind und daß für jeden Kolben ein einzelner Exzenter vorgesehen ist, der im Abstand von den anderen einzelnen Exzenter für die jeweils anderen Kolben angeordnet ist.

[0006] Der Vorteil der erfindungsgemäßen Lösung liegt darin, daß durch die einzelne Anordnung der Exzenter deren Drehstellung relativ zueinander beliebig einstellbar ist und daß somit unabhängig von dem gewünschten V-Winkel eine große Laufruhe durch freie Wählbarkeit der Winkelstellung der einzelnen Exzenter relativ zueinander erreichbar ist.

[0007] Gleichzeitig ist jedoch der Vorteil der einfachen Bauart nach wie vor beibehalten, insbesondere die einfache Lagerung mit nur zwei Lagerabschnitten der Verdichterwelle.

[0008] Besonders günstig ist es, um einzelne, ungeteilte Pleuel auf den Exzentern montieren zu können, wenn die einzelnen Exzenter voneinander durch Zwischenstücke getrennt sind, welche in Richtung einer Drehachse eine mindestens einer Breite eines Pleuels entsprechende Länge aufweisen.

[0009] Durch derartige Zwischenstücke kann das Aufschieben der ungeteilten Pleuel wesentlich erleichtert werden, da damit nach jedem Exzenter im Bereich des Zwischenstücks eine Neuorientierung des Pleuels zum Aufschieben desselben auf das nächstfolgende Zwischenstück möglich ist.

[0010] Besonders günstig ist es dabei, wenn die Verdichterwelle zwischen zwei aufeinanderfolgenden Ex-

zentern Zwischenstücke mit einer Querschnittsform aufweist, welche sich in radialer Richtung zur Drehachse maximal bis zur nächstliegenden zweier Mantelflächen erstreckt, von denen die eine die Mantelfläche des einen Exzenter und die andere die Mantelfläche des anderen Exzenter der beiden aufeinanderfolgenden Exzenter ist.

[0011] Um eine optimale Schmierung zu erreichen, ist vorzugsweise vorgesehen, daß die Verdichterwelle einen zur Drehachse coaxialen Schmiermittelkanal aufweist, wobei vorzugsweise von dem Schmiermittelkanal im Bereich jedes Exzenter Querkanaäle zur Schmierung von Laufflächen der Exzenter abzweigen.

[0012] Vorzugsweise ist ebenfalls die Schmiermittelbohrung so ausgebildet, daß von dieser Querkanaäle zur Schmierung der Lagerabschnitte derselben abzweigen.

[0013] Hinsichtlich der vorgesehenen V-Winkel zwischen den Zylindern wurde bislang lediglich davon ausgegangen, daß dieser kleiner als 90° ist.

[0014] Besonders vorteilhaft ist es, wenn die V-förmig angeordneten Zylinder einen V-Winkel von weniger als 70° miteinander einschließen. Eine besonders schmale Bauform ist dann erreichbar, wenn die V-förmig angeordneten Zylinder einen V-Winkel von ungefähr 60° oder weniger miteinander einschließen.

[0015] Insbesondere ist bei all diesen Lösungen, bei denen der V-Winkel kleiner als 70° ist, ist vorgesehen, daß jeder der Exzenter gegenüber den anderen Exzenter bezüglich einer Drehachse der Verdichterwelle um einen Winkel verdreht angeordnet ist.

[0016] Eine besonders günstige Lösung sieht dabei vor, daß die Exzenter in Richtung der Drehachse der Verdichterwelle aufeinanderfolgend angeordnete Paare bilden, wobei die ein Paar bildenden Exzenter um einen Winkel von 360° geteilt durch die Zylinderzahl plus dem V-Winkel gegeneinander verdreht angeordnet sind und insbesondere jeder der Exzenter eines Paares einem von zwei in dem V-Winkel zueinander angeordneten Zylindern zugeordnet ist.

[0017] Diese Lösung hat den großen Vorteil, daß sie eine kompakte Bauweise bedingt, da jeweils aufeinanderfolgende Exzenter jeweils V-förmig zueinander angeordneten Zylindern zugeordnet sind und in der Lage sind, diese mit möglichst großer Laufruhe anzutreiben.

[0018] Besonders günstig ist es dabei, wenn die ersten Exzenter jedes der Paare und die zweiten Exzenter jedes der Paare jeweils gegeneinander um 180° gedreht angeordnet sind, so daß diese gegenläufig zueinander arbeiten.

[0019] Vorzugsweise ist bei all diesen Lösungen vorgesehen, daß bei allen Exzenter der Verdichterwelle jeweils zwei aufeinanderfolgende Exzenter jeweils zwei V-förmig zueinander angeordneten Zylindern zugeordnet sind, so daß aufeinanderfolgend angeordnete Exzenter alternierend auf unterschiedlichen Seiten angeordneten Zylindern zugeordnet sind.

[0020] Eine besonders vorteilhafte Lösung sieht dabei vor, daß der Verdichter mindestens vier Zylinder umfaßt

und daß die Verdichterwelle mindestens vier im Abstand voneinander angeordnete einzelne Exzenter umfaßt.

[0021] Hinsichtlich des Einsatzes der einzelnen Zylinder wurden bislang keine näheren Angaben gemacht. So sieht ein besonders günstiges Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Kältemittelverdichteranlage vor, daß der Verdichter eine mindestens einen Zylinder umfassende Niederdruckstufe und eine mindestens einen Zylinder umfassende Hochdruckstufe aufweist.

[0022] Vorzugsweise sind die Hochdruckstufe und die Niederdruckstufe so aufgeteilt, daß eine Reihe der V-förmig angeordneten Zylinder die Niederdruckstufe und die andere Reihe der Zylinder die Hochdruckstufe bildet.

[0023] Hinsichtlich der Zylindervolumina der Niederdruckstufe und der Hochdruckstufe wurden bislang keinerlei Angaben gemacht. So könnten beispielsweise die Zylindervolumina gleich groß sein und es bestünde die Möglichkeit, aufgrund der unterschiedlichen Exzentrizität die Volumina von Hochdruckstufe und Niederdruckstufe anzupassen.

[0024] Als besonders günstig hat es sich jedoch erwiesen, wenn die Exzentrizität der Exzenter bezüglich der Drehachse gleich ist und wenn die Summe der Zylindervolumina der Niederdruckstufe größer ist als die Summe der Zylindervolumina der Zylinder der Hochdruckstufe, so daß über die Summe der Zylindervolumina eine Anpassung von Hochdruckstufe und Niederdruckstufe erfolgt.

[0025] Ein besonders günstiges Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Lösung sieht vor, daß die Niederdruckstufe leistungsreduzierbar, insbesondere hinsichtlich ihrer Verdichterwirkung abschaltbar ist. Dies ist insbesondere dann vorteilhaft, wenn eine Leistungsregelung der erfindungsgemäßen Kältemittelverdichteranlage erwünscht ist und insbesondere bei niedriger Kälteleistung die an sich nicht notwendige Niederdruckstufe entweder in ihrer Leistung reduziert oder hinsichtlich ihrer Verdichterwirkung abgeschaltet werden kann, um die Leistungsaufnahme des Verdichters zu reduzieren.

[0026] Eine derartige Abschaltung der Niederdruckstufe ist auf unterschiedlichste Art und Weise realisierbar. Beispielsweise wäre es denkbar, die Niederdruckstufe verdichtungsfrei arbeiten zu lassen, das heißt, so, daß keinerlei Verdichtung des Kältemittels mehr stattfindet.

[0027] Eine andere Möglichkeit wäre die, eine Umwegleitung zur Niederdruckstufe zu öffnen.

[0028] Eine besonders günstige Lösung sieht vor, daß saugseitig der Niederdruckstufe ein Leistungssteuerventil angeordnet ist und daß zwischen einem Niederdruckanschluß des Verdichters und einer Saugseite der Hochdruckstufe ein Ventil angeordnet ist, welches bei aktivem Leistungssteuerventil öffnet.

[0029] Ein derartiges Ventil kann beispielsweise aktiv angesteuert werden.

[0030] Eine besonders einfache Lösung sieht jedoch vor, daß das Ventil zwischen dem Niederdruckanschluß des Verdichters und der Saugseite der Hochdruckstufe

ein Rückschlagventil ist, welches bei aktivem Leistungssteuerventil abhängig von der auftretenden Druckdifferenz selbsttätig öffnet, so daß eine gezielte Ansteuerung dieses Ventils zwischen der Niederdruckseite des Verdichters und der Saugseite der Hochdruckstufe nicht notwendig ist und entfallen kann.

[0031] Darüber hinaus hat ein Rückschlagventil den Vorteil, daß dieses selbsttätig dann öffnet, wenn der Druck saugseitig der Hochdruckstufe gleich oder niedriger ist als der Druck am Niederdruckausschluß, so daß keinerlei zusätzliche Maßnahmen zur exakten Steuerung dieses Ventils bei derartigen Druckverhältnissen erforderlich ist.

[0032] Hinsichtlich der Kühlung des Antriebsmotors wurden im Zusammenhang mit der bisherigen Erläuterung der einzelnen Ausführungsbeispiele keine näheren Angaben gemacht.

[0033] So wäre es beispielsweise denkbar, den Antriebsmotor durch die Umgebungsluft oder durch das Sauggas zu kühlen.

[0034] Ein besonders vorteilhaftes Ausführungsbeispiel sieht vor, daß der Antriebsmotor des Verdichters von dem von der Niederdruckstufe zur Hochdruckstufe strömenden Kältemittel durchströmt und dadurch gekühlt ist.

[0035] Dabei besteht die Möglichkeit, im Fall eines Abschaltens der Niederdruckstufe das vom Niederdruckanschluß zur Saugseite des Hochdruckanschlusses unmittelbar strömende Kältemittel nicht durch den Antriebsmotor zu führen, da in diesem Fall davon ausgegangen werden kann, daß der Leistungsbedarf des Antriebsmotors ohnehin so niedrig ist, daß die im Antriebsmotor anfallende Abwärme durch die Umgebung oder durch die Kopplung des Innenraums über das nicht durch den Innenraum zwangsgeführte Kältemittel abgeführt werden kann.

[0036] Eine besonders günstige Lösung, die auf alle Fälle eine ausreichende Kühlung des Antriebsmotors sicherstellt sieht vor, daß der Antriebsmotor des Verdichters von dem in die Hochdruckstufe eintretenden Kältemittel durchströmt ist, das heißt, daß im wesentlichen das Kältemittel, das in die Hochdruckstufe eintritt, auch den Antriebsmotor durchströmt und somit stets eine ausreichende Kühlung des Antriebsmotors sicherstellt.

[0037] Um als Antriebsmotor einen Drehstrommotor vorsehen zu können, ist vorzugsweise vorgesehen, daß die an dem Antriebsmotor ein Umrichter angeordnet ist, wobei vorzugsweise der Umrichter so an dem Antriebsmotor angeordnet ist, daß dessen Leistungsbauteile thermisch mit einem Gehäuse des Antriebsmotors gekoppelt sind.

[0038] Eine derartige Kopplung mit dem Gehäuse des Antriebsmotors läßt sich in einfacher Weise dadurch erreichen, daß die Leistungsbauteile entweder mit einem Zwischenstück gekoppelt oder unmittelbar an dem Gehäuse des Antriebsmotors angeordnet sind.

[0039] Um eine ausreichende Wärmeabfuhr zu gewährleisten ist insbesondere bei einem durch das Kälte-

mittel gekühlten Antriebsmotor, vorgesehen, daß ein mit den Leistungsbauteilen des Umrichters thermisch gekoppelter Gehäuseteil in thermischem Kontakt mit dem Kältemittel, vorzugsweise mit dem den Antriebsmotor durchströmenden Kältemittelstrom, steht. Damit ist eine effektive Ankopplung der in den Leistungsbauteilen des Umrichters anfallenden Wärmemenge an das Kältemittel und somit eine effiziente Abfuhr desselben gewährleistet.

[0040] Eine besonders vorteilhafte Anordnung des Umrichters, insbesondere im Hinblick auf eine kompakte und schmale Bauform der erfindungsgemäßen Kältemittelverdichteranlage sieht vor, daß der Umrichter auf einer dem Verdichter gegenüberliegenden Seite des Gehäuses des Antriebsmotors angeordnet ist.

[0041] Besonders vorteilhaft läßt sich eine erfindungsgemäß arbeitende Kältemittelverdichteranlage, insbesondere im Hinblick auf den Energieverbrauch, dann betreiben, wenn der Antriebsmotor drehzahlregelt ist, wobei vorzugsweise eine Drehzahlregelung des Antriebsmotors unter Berücksichtigung der benötigten Kühlleistung erfolgt.

[0042] Beispielsweise ist zur Drehzahlregelung des Antriebsmotors eine Steuerung vorgesehen, welche die Drehzahl des Antriebsmotors entsprechend der erforderlichen Kühlleistung steuert.

[0043] Besonders vorteilhaft läßt sich die erfindungsgemäße Steuerung, welche die Drehzahl des Antriebsmotor steuert, zur Regelung der Temperatur eines mit der erfindungsgemäßen Kältemittelverdichteranlage zu kühlenden Mediums einsetzen, wobei die Steuerung die Temperatur des zu kühlenden Mediums erfaßt und entsprechend die Drehzahl regelt.

[0044] Eine besonders präzise Regelung der Temperatur des zu kühlenden Mediums erfolgt dann, wenn die Steuerung den Antriebsmotor laufunterbrechungsfrei betreibt und die gesamte Temperaturregelung ausschließlich über die Drehzahl und gegebenenfalls Abschaltung der Niederdruckstufe erfolgt.

[0045] Lediglich im Fall einer minimalen Kühlleistung der erfindungsgemäßen Kältemittelverdichteranlage, welche weniger als 5 % der maximalen Kühlleistung beträgt, erfolgt eine zeitweilige Laufunterbrechung des Antriebsmotors bei der Regelung der Temperatur des zu kühlenden Mediums, da in diesem Fall der Wärmeeintrag in das zu kühlende Medium derart gering ist, daß eine präzise Regelung auch bei zeitweiliger Laufunterbrechung des Antriebsmotors möglich ist.

[0046] Besonders zweckmäßig ist es außerdem, wenn die Steuerung die Drehzahl des Antriebsmotors entsprechend einer Umgebungstemperatur steuert.

[0047] Ferner sieht eine weitere vorteilhafte Weiterbildung der erfindungsgemäßen Kältemittelverdichteranlage vor, daß eine Steuerung vorgesehen ist, welche bei Unterschreiten einer festlegbaren Kühlleistung die Niederdruckstufe abschaltet. Damit ist insbesondere in einfacher Weise die Möglichkeit geschaffen, die vom Antriebsmotor für den Betrieb des Verdichters zu erbringen-

de Leistung zusätzlich in den Fällen zu reduzieren, in denen eine so geringe Kühlleistung gefordert wird, daß sie allein mit der Hochdruckstufe des Verdichters erbracht werden kann.

[0048] Vorzugsweise erfolgt dies ebenfalls in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur. Eine besonders günstige Lösung sieht vor, daß die Steuerung für die Drehzahl des Antriebsmotors und das Abschalten der Niederdruckstufe dieselbe ist.

[0049] Im Zusammenhang mit der bisherigen Beschreibung der erfindungsgemäßen Kältemittelverdichteranlage wurde noch nicht näher darauf eingegangen, wie diese betrieben werden soll. So sieht ein vorteilhaftes Ausführungsbeispiel vor, daß der Kältemittelverdichteranlage ein Flüssigkeitsunterkühler zugeordnet ist.

[0050] Um die Bauform der Kältemittelverdichteranlage ebenfalls möglichst kompakt zu halten, ist vorzugsweise vorgesehen, daß der Flüssigkeitsunterkühler auf einer dem Antriebsmotor gegenüberliegenden Seite des Verdichters angeordnet ist.

[0051] Der Flüssigkeitsunterkühler ist vorzugsweise so ausgebildet, daß er flüssiges Kältemittel zur Flüssigkeitsunterkühlung verdampft und dieses verdampfte Kältemittel in das zur Hochdruckstufe strömende Kältemittel eintritt.

[0052] Um eine optimale Kühlung des Antriebsmotors zu erreichen, ist dabei vorzugsweise vorgesehen, daß das vom Flüssigkeitsunterkühler verdampfte Kältemittel auf seinem Weg zur Hochdruckstufe den Antriebsmotor durchströmt.

[0053] Vorzugsweise wird dabei das verdampfte Kältemittel dem Mitteldruckkanal vor Durchströmen des Antriebsmotors zugeführt.

[0054] Eine besonders hinsichtlich der ausreichenden Kühlung des Antriebsmotors vorteilhafte Lösung sieht dabei vor, daß der Flüssigkeitsunterkühler entsprechend einer Temperatur des Antriebsmotors steuerbar ist. Vorzugsweise erfolgt dabei die Erfassung der Temperatur des Antriebsmotors über eine Erfassung der Temperatur des Gehäuses des Antriebsmotors.

[0055] Eine besonders günstige Lösung insbesondere zur effizienten Kühlung des Umrichters sieht vor, daß der Flüssigkeitsunterkühler entsprechend der Temperatur des den Umrichter tragenden Teils des Gehäuses des Antriebsmotors steuerbar ist.

[0056] Um jedoch zu verhindern, daß sich im Bereich des Antriebsmotors Kondenswasser bildet, ist vorzugsweise vorgesehen, daß der Flüssigkeitsunterkühler so gesteuert ist, daß er eine minimale Temperatur des den Umrichter tragenden Teils des Gehäuses aufrechterhält, wobei die minimale Temperatur des den Umrichter tragenden Teils des Gehäuses so zu wählen ist, daß keinerlei Kondensation von Feuchtigkeit aus der Umgebungsluft erfolgen kann.

[0057] Beispielsweise ist dabei vorgesehen, daß die Steuerung des Flüssigkeitsunterkühlers dergestalt erfolgt, daß der den Umrichter tragende Teil des Gehäuses auf einer Temperatur von mindestens 10° Celsius, vor-

zugsweise mindestens 20° Celsius verbleibt.

[0058] Ferner ist vorzugsweise vorgesehen, daß der Flüssigkeitsunterkühler so gesteuert ist, daß die Maximaltemperatur des den Umrichter tragenden Teils des Gehäuses eine festgelegte Temperatur nicht überschreitet. Diese festgelegte Temperatur liegt bei ungefähr 60° Celsius, vorzugsweise ungefähr 50° Celsius.

[0059] Weitere Merkmale und Vorteile der Erfindung sind Gegenstand der nachfolgenden Beschreibung sowie der zeichnerischen Darstellung eines Ausführungsbeispiels.

[0060] In der Zeichnung zeigen:

Fig. 1 eine perspektivische Ansicht einer erfindungsgemäßen Kältemittelverdichteranlage;

Fig. 2 einen Längsschnitt durch die erfindungsgemäße Kältemittelverdichteranlage;

Fig. 3 eine Draufsicht auf eine Verdichterwelle in Richtung des Pfeils A in Fig. 4;

Fig. 4 einer teilweise aufgebrochene Seitenansicht der Verdichterwelle der erfindungsgemäßen Kältemittelverdichteranlage;

Fig. 5 einen Schnitt längs Linie 5-5 in Fig. 4;

Fig. 6 einen Schnitt längs Linie 6-6 in Fig. 4;

Fig. 7 einen Schnitt längs Linie 7-7 in Fig. 4;

Fig. 8 einen Schnitt längs Linie 8-8 in Fig. 4;

Fig. 9 einen Schnitt längs Linie 9-9 in Fig. 4;

Fig. 10 einen Schnitt längs Linie 10-10 in Fig. 2;

Fig. 11 einen Schnitt längs Linie 11-11 in Fig. 2;

Fig. 12 einen Schnitt längs Linie 12-12 in Fig. 2;

Fig. 13 einen Schnitt längs Linie 13-13 in Fig. 13

Fig. 14 einen Schnitt durch die gesamte Kältemittelverdichteranlage längs Linie 14-14 in Fig. 10;

Fig. 15 eine schematische Darstellung eines Einbaus der erfindungsgemäßen Kältemittelverdichteranlage in eine Kälteanlage;

Fig. 16 ein Funktionsschema einer Abschaltung einer Niederdruckstufe bei der erfindungsgemäßen Kältemittelverdichteranlage.

[0061] Ein Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Kältemittelverdichteranlage, dargestellt in Fig. 1, umfaßt ein als Ganzes mit 10 bezeichnetes Anlagenge-

häuse, welches sich in einer Längsrichtung 12 erstreckt und an einer ersten, quer zur Längsrichtung 12 verlaufenden Stirnseite 14 einen Umrichter 16 trägt, während an einer der Stirnseite 14 gegenüberliegenden Stirnseite 18 ein als Ganzes mit 20 bezeichneter Flüssigkeitsunterkühler angeordnet ist.

[0062] Wie in Fig. 2 dargestellt, ist in dem Anlagengehäuse 10 in einem Motorgehäuseabschnitt 22 ein als Ganzes mit 24 bezeichneter Antriebsmotor angeordnet, welcher einen im Motorgehäuseabschnitt 22 angeordneten Stator 26 und einen vom Stator 26 umschlossenen Rotor 28 aufweist, der um eine Drehachse 30 drehbar ist. Dabei sitzt der Rotor 28 auf einem Wellenabschnitt 32 einer als Ganzes mit 34 bezeichneten Verdichterwelle.

[0063] Ferner umfaßt das Anlagengehäuse 10 noch einen Verdichtergehäuseabschnitt 38 eines als Ganzes mit 40 bezeichneten Verdichters für das Kältemittel.

[0064] Der Verdichtergehäuseabschnitt 38 erstreckt sich dabei von der Stirnseite 18 des Anlagengehäuses 10 bis zu einer Trennwand 42, welche den Verdichtergehäuseabschnitt 38 von dem Motorgehäuseabschnitt 22 trennt.

[0065] In der Trennwand 42 ist ein als Ganzes mit 44 bezeichnetes Verdichterwellenlager angeordnet, welche die Welle 34 in einem ersten Lagerabschnitt 46 lagert, welcher auf einer dem Verdichter 40 zugewandten Seite den Rotor 28 tragenden Wellenabschnitts 32 angeordnet ist.

[0066] Ferner ist nahe der Stirnseite 18 in einem Lagerschild 48 des Anlagengehäuses 10 ein zweites Verdichterwellenlager 50 angeordnet, in welchem die Welle 34 mit einem zweiten Lagerabschnitt 52 drehbar gelagert ist.

[0067] Somit trägt die Verdichterwelle 34 den Rotor 28 auf ihrem über den ersten Lagerabschnitt 46 auf einer dem zweiten Lagerabschnitt 52 gegenüberliegenden Seite frei überstehenden Wellenabschnitt 32, so daß die Verdichterwelle 34 in einfacher Weise mit nur zwei Lagerabschnitten 46, 52 gelagert ist.

[0068] Zwischen dem ersten Lagerabschnitt 46 und dem zweiten Lagerabschnitt 52 liegt ein als Ganzes mit 54 bezeichneter Exzenterabschnitt der Verdichterwelle 34, welcher sich durch den Verdichtergehäuseabschnitt 38 erstreckt und vier Exzenter 60₁, 60₂, 60₃ und 60₄ trägt, die ausgehend von dem zweiten Lagerabschnitt 52 in Richtung des ersten Lagerabschnitts 46 längs der Drehachse 30 aufeinanderfolgend und mit Abständen zueinander angeordnet sind.

[0069] Die Exzenter 60₁ bis 60₄ sind dabei als ungefähr scheibenförmige Körper mit einer kreiszylindrischen Mantelfläche 62₁ bis 62₄ ausgebildet, welche exzentrisch zur Drehachse 30 der Verdichterwelle angeordnet sind und jeweils die Lauffläche für diese umschließende Pleuel 64₁ bis 64₄ bilden.

[0070] Vorzugsweise sind die Zylindermantelflächen 62₁ bis 62₄ der Exzenter 60₁ bis 60₄ so angeordnet, daß eine Mittelachse 66₁ der Zylindermantelfläche 62₁ in ei-

ner Ebene 68₁ liegt, welche durch die Mittelachse 66₁ und die Drehachse 30 verläuft.

[0071] Eine Ebene 68₂, in welcher eine Mittelachse 66₂ der Zylindermantelfläche 62₂ liegt und welche außerdem durch die Drehachse 30 verläuft, ist gegenüber der Ebene 68₁ um einen Winkel von 150° gedreht.

[0072] Ferner liegt die Mittelachse 66₃ der Zylindermantelfläche 62₃ des Exzenter 60₃ in einer Ebene 68₃, welche gegenüber der Ebene 68₁ um 180° gedreht ist, das heißt, daß die Mittelachsen 66₁ und 68₃ der Exzenter 60₁ und 60₃ auf exakt einander gegenüberliegenden Seiten der Drehachse 30 angeordnet sind.

[0073] Ferner liegt eine Mittelachse 66₄ der Zylindermantelfläche 62₄ des Exzenter 60₄ in einer Ebene 68₄, welche gegenüber der Ebene 68₁ um 330° gedreht ist, das heißt gegenüber der Ebene 68₂ um 180° und gegenüber der Ebene 68₃ um 150° gedreht ist.

[0074] Somit liegen die Mittelachsen 66₄ und 66₂ einander bezüglich der Drehachse 30 exakt gegenüber.

[0075] Damit bilden die Exzenter 60₁ und 60₂ sowie die Exzenter 60₃ und 60₄ jeweils ein Paar, bei dem die beiden Exzenter relativ zueinander um einen Winkel von 150° bezüglich der Drehachse 30 gedreht angeordnet sind und außerdem sind die jeweils ersten Exzenter 60₁ und 60₃ der beiden Paare und die jeweils zweiten Exzenter 60₂ und 60₄ der beiden Paare jeweils einander bezüglich der Drehachse 30 gegenüberliegend angeordnet.

[0076] Die Verdichterwelle 34 umfaßt außerdem wie in Fig. 2 und Fig. 4 dargestellt, einen diese durchsetzenden Schmiermittelkanal 70, welcher von einer der Stirnseite 18 zugewandte Eintrittsöffnung 72 koaxial zur Drehachse 30 durch die ganze Verdichterwelle 34 hindurchverläuft und im Bereich des ersten Lagerabschnitts 46 abgeschlossen ist. Ferner zweigt von diesem Schmiermittelkanal im Bereich des ersten Lagerabschnitts 52 ein Querkanal 74 ab, welcher im Bereich des ersten Lagerabschnitts 52 austritt, um diesen zu schmieren. Außerdem sind jeweils im Bereich der Exzenter 60₁ bis 60₄ Querkanäle 76₁ bis 76₄ vorgesehen, welche jeweils in die entsprechende Mantelfläche 62₁ bis 62₄ in einem der Drehachse nächstliegenden Bereich 78₁ bis 78₄ münden und Schmieröl austreten lassen.

[0077] Schließlich sind im Bereich des ersten Lagerabschnitts 46 zwei Querkanäle 80 und 82 vorgesehen, welche zur Schmierung desselben beitragen.

[0078] Um die einzelnen Pleuel 64₁ bis 64₄ auf den einzelnen Exzentern 60₁ bis 60₄ montieren zu können, ist zwischen dem Lagerabschnitt 52 und dem Exzenter 60₁ ein Zwischenbereich 90 vorgesehen, welcher, wie in Fig. 5 dargestellt, einen Querschnitt aufweist, dessen erster Außenkonturbereich 92₁ sich in radialer Richtung zur Drehachse 30 maximal bis zu der Zylindermantelfläche 96 des zweiten Lagerabschnitts 52 erstreckt, während ein zweiter Außenkonturbereich 94₁ des Querschnitts sich in radialer Richtung zur Drehachse 30 maximal bis zu der Zylindermantelfläche 62₁ des ersten Exzenter 60₁ erstreckt.

[0079] Ferner liegt zwischen dem ersten Exzenter 60₁ und dem zweiten Exzenter 60₂ ein Zwischenstück 98 (Fig. 4 und 6), welches sich in Richtung der Drehachse 30 über eine Länge erstreckt, welche mindestens einer Breite der Pleuel 64 in dieser Richtung entspricht. Ferner hat das Zwischenstück 98 einen Querschnitt, dessen erster Außenkonturbereich 92₂ sich in radialer Richtung zur Drehachse 30 maximal bis zur Zylindermantelfläche 62₁ des ersten Exzenter 60₁ erstreckt und dessen zweiter Außenkonturbereich 94₂ sich in radialer Richtung zur Drehachse 30 maximal bis zu der Zylindermantelfläche 62₂ des zweiten Exzenter 60₂ erstreckt.

[0080] Damit ist ein mit seinem Auge über den ersten Exzenter 60₁ geschobenes Pleuel weiter in Richtung des zweiten Exzenter 60₂ so weit verschiebbar, daß das Auge das Zwischenstück 98 umgibt und dann quer zur Drehachse 30 so weit verschiebbar, daß das Auge durch weitere Verschiebung in Richtung der Drehachse 30 über den zweiten Exzenter 60₂ verschiebbar ist.

[0081] In gleicher Weise ist zwischen dem zweiten Exzenter 60₂ und dem dritten Exzenter 60₃ ein Zwischenstück 100 vorgesehen (Fig. 4 und 7), dessen erster Außenkonturbereich 92₃ sich in radialer Richtung zur Drehachse 30 maximal bis zu der Zylindermantelfläche 62₂ des zweiten Exzenter 60₂ erstreckt und dessen zweiter Außenkonturbereich 94₃ sich in radialer Richtung zur Drehachse 30 maximal bis zur Zylindermantelfläche 62₃ des dritten Exzenter erstreckt. Ferner hat das Zwischenstück 100 noch einen dritten Außenkonturbereich 95₃, welcher beispielsweise eine radiale Erstreckung zur Drehachse 30 bis zur Mantelfläche 96 aufweist.

[0082] Zwischen dem dritten Exzenter 60₃ und dem vierten Exzenter 60₄ ist ein weiteres Zwischenstück 102 vorgesehen (Fig. 4 und 8), welches einen ersten Außenkonturbereich 92₄ aufweist, welcher in radialer Richtung zur Drehachse 30 maximal bis zur Zylindermantelfläche 62₃ des dritten Exzenter 60₃ reicht und ein zweiter Außenkonturbereich 94₄, welcher in radialer Richtung zur Drehachse 30 maximal bis zur Zylinderfläche 62₄ des vierten Exzenter 60₄ reicht.

[0083] Dabei erstrecken sich vorzugsweise alle Zwischenstücke 98, 100, 102 in Richtung der Drehachse 30 über eine Länge, welche einer Breite der Pleuel 64, in Richtung der Drehachse 30 gesehen, entspricht, so daß eine Montage der Pleuel 64 mit ihren Augen 50 auf den Exzentern 60 erfolgen kann, wie vorstehend im Zusammenhang mit dem ersten und zweiten Exzenter 60₁, 60₂ beschrieben.

[0084] Ferner ist, wie in Fig. 9 dargestellt, noch zwischen dem vierten Exzenter 60₄ und dem ersten Lagerabschnitt 46 ein Zwischenbereich 104 vorgesehen, welcher sich in radialer Richtung zur Drehachse 30 in einem ersten Außenkonturbereich 92₅ maximal bis zur Zylindermantelfläche 60₄ erstreckt und mit einem zweiten Außenkonturbereich 94₅ maximal bis zu einer Zylindermantelfläche 106 des ersten Lagerabschnitts 46.

[0085] Wie in den Fig. 10 bis 13 dargestellt, sind mit den Exzentern 60 der Verdichterwelle 34 zwei Reihen

von Zylindern antreibbar, nämlich mit den Exzentern 60₁ und 60₃ eine erste Reihe 110 von Zylindern 112 und 114, in denen durch die Pleuel 64₁ und 64₃ bewegbare Kolben 116 und 118 angeordnet sind, und mit den Exzentern 60₂ und 60₄ eine zweite Reihe 120 von Zylindern 122 und 124, in denen durch die Pleuel 64₂ und 64₄ bewegbare Kolben 126 und 128 angeordnet sind.

[0086] Dabei bildet die erste Reihe 110 mit den Zylindern 112 und 114 eine Hochdruckstufe des mehrstufig ausgebildeten Verdichters 40 und die zweite Reihe 120 mit den Zylindern 122 und 124 eine Niederdruckstufe des mehrstufig ausgebildeten Verdichters 40.

[0087] Vorzugsweise haben die Zylinder 112 und 114 der Hochdruckstufe einen kleineren Querschnitt als die Zylinder 122 und 124 der Niederdruckstufe, während der Hub aufgrund des Einsatzes identisch ausgebildeter Exzenter 60₁ bis 60₄ in allen Zylindern 112 und 114 sowie 122 und 124 derselbe ist.

[0088] Wie in den Fig. 10 bis 13 dargestellt, ist die erste Reihe 110 der Zylinder 112 und 114 symmetrisch zu einer durch die Drehachse 30 hindurchverlaufende Ebene 130 angeordnet, während die zweite Reihe 120 mit den Zylindern 122 und 124 symmetrisch zu einer durch die Drehachse 30 hindurchverlaufenden Ebene 132 liegen und beide Ebenen 130 und 132 einen V-Winkel α von 60° miteinander einschließen.

[0089] Ferner ist in den Fig. 10 und 12 dargestellt, daß die Exzenter 60₁ und 60₃ so angeordnet sind, daß die Kolben 116 und 118 sich mit einem Winkelversatz von genau 180° zueinander bewegen und außerdem sind die Exzenter 60₂ und 60₄ so angeordnet, daß sich die Kolben 126 und 128 ebenfalls um einen Winkel von 180° versetzt zueinander bewegen, wobei in Fig. 11 der Kolben 126 im unteren Totpunkt steht und in Fig. 13 der Kolben 128 im oberen Totpunkt, während andererseits die beiden Kolben 116 und 118 genau zwischen dem oberen Totpunkt und dem unteren Totpunkt stehen. Das heißt, daß die Kolben 116 und 118 der Reihe 110 sich genau um 90° winkelvesetzt zu den Kolben 126 und 128 der Reihe 120 bewegen.

[0090] Eine derartige Anordnung der Kolben 116, 118, 126, 128 und der Exzenter 60 an der Verdichterwelle 34 läßt einen äußerst vibrationsarmen Lauf des Verdichters 40 zu.

[0091] Wie in Fig. 14 dargestellt, ist das Anlagengehäuse 10 so ausgebildet, daß an diesem als Kältemittel-einlaß ein Niederdruckanschluß 140 angeordnet ist, durch welchen Kältemittel in einen in dem Anlagengehäuse vorgesehenen Niederdruckkanal 142 einströmt, der zu den beiden Zylindern 122 und 124 der die Niederdruckstufe bildenden Reihe 120 führt, wobei über einen in Fig. 11 und 13 dargestellten gemeinsamen Zylinderkopfdeckel 144 das auf Niederdruck befindliche Kältemittel in die Zylinder 122 und 124 eintreten kann.

[0092] Ferner tritt aus den Zylindern 122 und 124 auf Mitteldruck verdichtetes Kältemittel in einen Mitteldruckkanal 146 aus, der von dem Zylinderkopfdeckel 144 in das Anlagengehäuse 10 übergeht und zwar im Bereich

nahe der Trennwand 42, wobei von dem Mitteldruckkanal 146 dann das auf Mitteldruck verdichtete Kältemittel in einen Innenraum 148 des Antriebsmotors 24 einströmt und dort eine die Stirnseite 14 bildende Stirnwand 150 anströmt und diese temperiert. Die Stirnwand 150 ist in thermischem Kontakt mit dem Umrichter 16 und dient somit zur Kühlung des Umrichters 16, insbesondere von elektrischen Leistungsanteilen desselben. Von der Stirnwand 150 strömt das auf Mitteldruck befindliche Kältemittel weiter in einen Einströmkanal 152, welcher zu den Zylindern 112 und 114 der die Hochdruckstufe bildenden Reihe 110 führt. In dieser erfolgt ein Verdichten des Kältemittels auf Hochdruck, welches dann in einen Hochdruckkanal 154 des Anlagengehäuses 10 eintritt und durch diesen zu einem Hochdruckanschluß 160 strömt.

[0093] Vorzugsweise wird die erfindungsgemäße Kältemittelverdichteranlage in einer in bekannter Weise aufgebauten Kälteanlage eingesetzt, wie in Fig. 15 dargestellt. Dabei führt vom Hochdruckanschluß 160 eine Leitung 162 zu einem als Ganzes mit 164 bezeichneten Kondensator. Von diesem strömt flüssiges Kältemittel in einer Leitung 176 zu einem Sammler 168 für das flüssige Kältemittel. Aus dem Sammler 168 strömt flüssiges Kältemittel über eine Leitung 170 zu dem Flüssigkeitskühler 120, wobei der Hauptteil des flüssigen Kältemittels den Flüssigkeitsunterkühler 20 durchströmt und über eine Leitung 172 zu einem Expansionsventil 174 für einen Verdampfer 176 strömt. Nach Durchströmen des Verdampfers 176 strömt das verdampfte Kältemittel über eine Leitung 178 zu dem Niederdruckanschluß 140 der erfindungsgemäßen Kältemittelverdichteranlage.

[0094] Vor dem Flüssigkeitsunterkühler 20 wird aus der Leitung 170 ein kleiner Teil des flüssigen Kältemittels abgezweigt und über eine Leitung 180 zu einem Einspritzventil 182 geführt, wobei vor dem Einspritzventil 182 ein von einer Steuerung 186 ansteuerbares Magnetventil 184 angeordnet ist.

[0095] Das Einspritzventil 182 stellt ein Expansionsventil für den Flüssigkeitskühler 120 dar, welches über eine Leitung 188 flüssiges Kältemittel dem Flüssigkeitsunterkühler 20 zuführt, das in diesem verdampft und den Strom des flüssigen Kältemittels von der Leitung 170 in die Leitung 172 unterkühlt, so daß in der Leitung 172 unterkühltes flüssiges Kältemittel zum Expansionsventil 174 strömt. Das verdampfte Kältemittel aus dem Flüssigkeitsunterkühler 20 wird über eine Leitung 190 zu einem in Fig. 14 und 15 dargestellten Mitteldruckanschluß 192 geführt, über welchen es in den Mitteldruckkanal 146 eintritt und mit dem von der Niederdruckstufe 120 kommenden und auf Mitteldruck verdichteten Kältemittel gemeinsam durch den Innenraum 148 des Antriebsmotors 24 strömt und dann in die Hochdruckstufe 110 eintritt.

[0096] Die Steuerung 186 detektiert ferner über einen am Motorgehäuseabschnitt 22 des Anlagengehäuses 10 angeordneten Temperaturfühler 194 dessen Temperatur und steuert das Magnetventil 184 so, daß der Motorgehäuseabschnitt 22, insbesondere die Stirnwand 150, beispielsweise auf einer Temperatur um Bereich von un-

gefähr 30° bis ungefähr 50° Celsius gehalten wird und somit verhindert wird, daß Luftfeuchtigkeit im Bereich des Umrichters 16 kondensiert. Dieser Temperaturbereich wird außerdem so gewählt, daß das jeweilige Kältemittel eine geeignete Überhitzung vor Eintritt in die Hochdruckstufe 110 aufweist.

[0097] Darüber hinaus ist noch eine Steuerung 200 vorgesehen, welche über den Umrichter 16 den Antriebsmotor 24 hinsichtlich seiner Drehzahl ansteuert und die Leistung des Antriebsmotors 24 entsprechend einer durch einen Temperatursensor gemessenen Temperatur am Verdampfer 176 so steuert, daß am Verdampfer 176 die gewünschte Kühlleistung zur Verfügung steht. Vorzugsweise erfolgt die Messung der Temperatur am Verdampfer 176 durch Temperatursensoren 202a und 202b, die in einem den Verdampfer 176 durchsetzenden mittels eines Gebläses 204 umgewälzten Luftstrom 206 angeordnet sind, um die Temperatur des Luftstroms 206 vor dem Verdampfer 176 - Temperatursensor 202a - und hinter dem Verdampfer 176 - Temperatursensor 202b - erfassen.

[0098] Eine besonders vorteilhafte Ausbildung der Steuerung 200 sieht vor, daß diese dazu dient, die Temperatur des Luftstroms 206, welcher beispielsweise in einem zu kühlendem Raum mittels des Gebläses 204 zwangsumgewälzt ist, sehr präzise auf eine bestimmte Temperatur zu regeln, beispielsweise mit einer Regengenauigkeit von 0,5°.

[0099] In diesem Fall ist vorgesehen, daß die Steuerung 200 die erfindungsgemäße Kälteverdichteranlage in dem Regelbereich oberhalb einer minimalen Kühlleistung unterbrechungsfrei betreibt, das heißt nicht wie beim Stand der Technik, nach ausreichend starker Kühlung die Kältemittelverdichteranlage abschaltet und wartet bis die Temperatur wieder ansteigt, um wieder einzuschalten, sondern durch Änderung der Drehzahl des Antriebsmotors die Kühlleistung entsprechend der Temperatur des Luftstroms 206 erhöht oder reduziert. Damit ist die Möglichkeit geschaffen, innerhalb eines Regelbereichs von 20:1 lediglich durch Drehzahlvariation die Temperatur des Luftstroms 206 exakt zu regeln, wobei die gewünschte Temperatur, auf welche geregelt ist, frei wählbar ist.

[0100] Lediglich im Fall einer minimalen Kühlleistung, welche beispielsweise weniger als 5 % der maximalen Kühlleistung der Kältemittelverdichteranlage beträgt, erfolgt ein temporäres Abschalten der Kältemittelverdichteranlage durch die Steuerung 200, da in einem derartigen Fall der externe Eintrag von Wärme in den Luftstrom 206 so gering ist, daß die Erwärmung desselben mit einer sehr großen Trägheit erfolgt, so daß selbst bei temporärem Abschalten der Kältemittelverdichteranlage die vorgegebene Regelgenauigkeit eingehalten werden kann.

[0101] Vorzugsweise ist die Steuerung 200 mit der Steuerung 186 noch zusätzlich gekoppelt.

[0102] Um die erfindungsgemäße Kältemittelverdichteranlage mit möglichst wenig Antriebsenergie betreiben zu können, ist ferner, wie in Fig. 16 dargestellt, die Mög-

lichkeit einer Abschaltung der Niederdruckstufe 120 mit den Zylindern 122 und 124 hinsichtlich ihrer Verdichtwirkung vorgesehen. Hierzu ist nach dem Niederdruckanschluß 140 eine Abzweigung 210 im Niederdruckkanal 142 vorgesehen, wobei mit der Abzweigung 210 ein Rückschlagventil 212 verbunden ist, das in der Lage ist, den Niederdruckkanal 142 mit dem Mitteldruckkanal 146 zu verbinden, wenn der Druck im Mitteldruckkanal 146 unter dem Druck im Niederdruckkanal 142 liegt. Ferner ist im Niederdruckkanal 142 noch ein Leistungsregelventil 214 vorgesehen, welches in der Lage ist, das Einstromen von gasförmigem Kältemittel über den Niederdruckkanal 142 in die Niederdruckstufe 120 zu drosseln oder zu blockieren. Damit ist die Möglichkeit gegeben, die Verdichterleistung der Niederdruckstufe 120 so weit zu erniedrigen, daß der Druck in dem Mitteldruckkanal 146 so weit abfällt, daß Kältemittel über die Abzweigung 210 aus dem Niederdruckkanal 142 über das Rückschlagventil 112 in den Mitteldruckkanal 146 einströmt, den Innenraum 148 des Antriebsmotors 24 durchströmt und dann in die Hochdruckstufe 110 mit den Zylindern 112 und 114 eintritt, um in dieser auf Hochdruck verdichtet zu werden, wobei das unter Hochdruck stehende Kältemittel über den Hochdruckkanal 154 zum Hochdruckanschluß 160 strömt.

[0103] Ist somit nur eine geringe Kühlleistung an dem Verdampfer 202 erforderlich, so kann die Steuerung 200 durch Abschalten der Niederdruckstufe 120 den vom Antriebsmotor 24 erforderlichen Leistungsbedarf dadurch reduzieren, daß lediglich noch die Hochdruckstufe 110 arbeitet und das Kältemittel auf einen niedrigeren Druck verdichtet, der für die in diesem Fall notwendige Kühlleistung ausreichend ist. Dadurch wird gleichzeitig der Antriebsmotor 24 weniger belastet und nimmt somit auch weniger Leistung auf.

[0104] Wird dagegen wieder eine hohe Kühlleistung am Verdampfer 202 gefordert, so wird dies durch den Temperatursensor 202 von der Steuerung 200 erkannt und die Steuerung ist wieder in der Lage durch Zuschalten der Niederdruckstufe 120 die Kühlleistung zu steigern.

[0105] In allen Fällen ist bei dieser Lösung jedoch sichergestellt, daß stets das Kältemittel den Innenraum 148 durchströmt und somit die Stirnwand 150 und mit dieser auch den Umrichter 16 in ausreichendem Maße kühlt.

[0106] Die Abschaltung der Niederdruckstufe 120 durch die Steuerung 186 in Kommunikation mit der Steuerung 200 ermöglicht eine besonders vorteilhafte exakte Regelung der Temperatur des Luftstroms 206, da im Fall einer Reduzierung der Kühlleistung zunächst bei arbeitender Niederdruckstufe 120 die Drehzahl des Antriebsmotors 24 durch die Steuerung 200 reduziert wird. Die Abschaltung der Niederdruckstufe 120 hat nun den Vorteil, daß die Drehzahl des Antriebsmotors 24 durch die Steuerung 200 nicht beliebig niedrig gefahren werden muß, sondern daß nach Abschaltung der Niederdruckstufe 120 der Antriebsmotor 24 wieder mit höherer Dreh-

zahl betrieben werden kann, um den durch das Abschalten der Niederdruckstufe 120 eintretenden Abfall der Verdichterleistung zu kompensieren. Bei einer weiteren Reduzierung kann dann die Drehzahl des Antriebsmotors 24 wieder von dem höheren Niveau abgesenkt werden. [0107] Umgekehrt erfolgt bei von niedrigstem Niveau aus ansteigender Kühlleistung zunächst ein Betreiben der Kältemittelverdichteranlage lediglich mit der Hochdruckstufe 110 und abgeschalteter Niederdruckstufe 120 mit ansteigender Drehzahl des Antriebsmotors 24. Bei über ein Einschaltniveau der Niederdruckstufe 120 weiter steigender Kühlleistung erfolgt dann das Zuschalten der Niederdruckstufe 120 und wiederum eine Drehzahlreduzierung des Antriebsmotors auf ein niedriges Niveau, da nunmehr beide Stufen 110 und 120 der Kältemittelverdichteranlage arbeiten, und ab diesem Punkt ist wiederum mit einer weiteren Steigerung der Drehzahl eine Steigerung der Kühlleistung möglich.

Patentansprüche

1. Kältemittelverdichteranlage umfassend einen Antriebsmotor (24), einen vom Antriebsmotor (24) angetriebenen Verdichter mit mehreren, V-förmig angeordneten Zylindern (112, 114, 122, 124), wobei die Zylinder (112, 114, 122, 124) in einem V-Winkel von kleiner als 90° angeordnet sind, und mit einer Exzenter (60) tragenden Verdichterwelle (30), die mit nur zwei Lagerabschnitten (46, 52) derselben in entsprechenden Verdichterwellenlagern (44, 50) gelagert ist, wobei die Exzenter (60) zwischen den Lagerabschnitten (46, 52) angeordnet sind, zum Antrieb von in den jeweiligen Zylindern arbeitenden Kolben (116, 118, 126, 128), **dadurch gekennzeichnet, daß** für jeden Kolben (116, 118, 126, 128) ein einzelner Exzenter (60) vorgesehen ist, der im Abstand von den anderen einzelnen Exzentern (60) für die jeweils anderen Kolben (118, 126, 128, 116) angeordnet ist.
2. Kältemittelverdichteranlage nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** die einzelnen Exzenter (60) voneinander durch Zwischenstücke (98, 100, 102) getrennt sind, welche in Richtung einer Drehachse (30) eine mindestens einer Breite eines Pleuels (64) entsprechende Länge aufweisen.
3. Kältemittelverdichteranlage nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Verdichterwelle zwischen zwei aufeinanderfolgenden Exzentern (60) Zwischenstücke (98, 100, 102) mit einer Querschnittsform aufweist, welche sich in radialer Richtung zur Drehachse (30) maximal bis zur nächstliegenden zweier Mantelflächen (62) erstreckt, von denen die eine die Mantelfläche (62) des einen Exzenter (60) und die andere die Mantelfläche (62) des anderen Exzenter (60) der beiden aufeinanderfol-

genden Exzenter (60) ist.

4. Kältemittelverdichteranlage nach einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Verdichterwelle (34) einen zur Drehachse (30) coaxialen Schmiermittelkanal (70) aufweist.
5. Kältemittelverdichteranlage nach einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** die V-förmig angeordneten Zylinder (112, 114, 122, 124) einen V-Winkel von weniger als 70° miteinander einschließen.
6. Kältemittelverdichteranlage nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, daß** die V-förmig angeordneten Zylinder (112, 114, 122, 124) einen V-Winkel von ungefähr 60° miteinander einschließen.
7. Kältemittelverdichteranlage nach einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** jeder der Exzenter (60) gegenüber den anderen Exzentern (60) bezüglich einer Drehachse (30) der Verdichterwelle (34) um einen Winkel verdreht angeordnet ist.
8. Kältemittelverdichteranlage nach einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Exzenter (60) in Richtung der Drehachse (30) der Verdichterwelle (34) aufeinanderfolgend angeordnete Paare (60₁, 60₂; 60₃, 60₄) bilden, wobei die jeweils ein Paar bildenden Exzenter (60) um einen Winkel von 360° geteilt durch die Zylinderzahl plus dem V-Winkel gegeneinander verdreht angeordnet sind.
9. Kältemittelverdichteranlage nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, daß** die ersten Exzenter (60₁; 60₃) jedes der Paare und die zweiten Exzenter (60₂; 60₄) jedes der Paare jeweils gegeneinander um 180° gedreht angeordnet sind.
10. Kältemittelverdichteranlage nach einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Verdichter (40) mindestens vier Zylinder (112, 114, 122, 124) umfaßt und daß die Verdichterwelle (34) mindestens vier im Abstand voneinander angeordnete einzelne Exzenter (60) umfaßt.
11. Kältemittelverdichteranlage nach einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Verdichter (40) eine mindestens einen Zylinder (122, 124) umfassende Niederdruckstufe (120) und eine mindestens einen Zylinder (112, 114) umfassende Hochdruckstufe (110) aufweist.
12. Kältemittelverdichteranlage nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet, daß** eine Reihe (120) der V-förmig angeordneten Zylinder (112, 114, 122, 124)

die Niederdruckstufe (120) und die andere Reihe (110) der Zylinder (112, 114, 122, 124) die Hochdruckstufe (110) bildet.

13. Kältemittelverdichteranlage nach einem der Ansprüche 11 oder 12, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Summe der Zylindervolumina der Zylinder (122, 124) der Niederdruckstufe (120) größer ist als die Summe der Zylindervolumina der Zylinder (112, 114) der Hochdruckstufe (110). 5
14. Kältemittelverdichteranlage nach einem der Ansprüche 11 bis 13, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Niederdruckstufe (120) leistungsreduzierbar ist. 10
15. Kältemittelverdichteranlage nach einem der Ansprüche 11 bis 14, **dadurch gekennzeichnet, daß** saugseitig der Niederdruckstufe (120) ein Leistungssteuerventil (214) angeordnet ist und daß zwischen einem Niederdruckanschluß (140) des Verdichters (40) und einer Saugseite (152) der Hochdruckstufe (110) ein Ventil (212) angeordnet ist, welches bei aktivem Leistungssteuerventil (214) öffnet. 20
16. Kältemittelverdichteranlage nach Anspruch 15, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Ventil ein Rückschlagventil (212) ist, welches bei aktivem Leistungssteuerventil (214) in Abhängigkeit von der auftretenden Druckdifferenz selbsttätig öffnet. 25
17. Kältemittelverdichteranlage nach einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Antriebsmotor (24) des Verdichters (40) von dem von der Niederdruckstufe (120) zur Hochdruckstufe (110) strömenden Kältemittel durchströmt ist. 30
18. Kältemittelverdichteranlage nach Anspruch 17, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Antriebsmotor (24) des Verdichters (40) von dem in die Hochdruckstufe (110) eintretenden Kältemittel durchströmt ist. 35
19. Kältemittelverdichteranlage nach einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** an dem Antriebsmotor (24) ein Umrichter (16) angeordnet ist, dessen elektrische Leistungsbauteile thermisch mit einem Gehäuse (22) des Antriebsmotors (24) gekoppelt sind. 40
20. Kältemittelverdichteranlage nach Anspruch 19, **dadurch gekennzeichnet, daß** ein mit den Leistungsbauteilen des Umrichters (16) thermisch gekoppelter Gehäuseteil (150) in thermischem Kontakt mit dem Kältemittel steht. 45
21. Kältemittelverdichteranlage nach Anspruch 19 oder 20, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Umrichter (16) auf einer dem Verdichter (40) gegenüberliegenden Seite des Gehäuses (22) des Antriebsmotors 50

(24) angeordnet ist.

22. Kältemittelverdichteranlage nach einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Antriebsmotor (24) drehzahlregelt ist.
23. Kältemittelverdichteranlage nach Anspruch 22, **dadurch gekennzeichnet, daß** eine Steuerung (200) vorgesehen ist, welche die Drehzahl des Antriebsmotors (24) entsprechend der erforderlichen Kühlleistung steuert.
24. Kältemittelverdichteranlage nach Anspruch 23, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Steuerung (200) eine Temperatur eines zu kühlenden Mediums (206) regelt.
25. Kältemittelverdichteranlage nach Anspruch 24, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Steuerung (200) in einem Bereich oberhalb einer minimalen Kühlleistung die Temperatur des zu kühlenden Mediums (206) durch laufunterbrechungsfreien drehzahlgesteuerten Betrieb des Antriebsmotors (24) regelt.
26. Kältemittelverdichteranlage nach einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Steuerung (200) die Drehzahl des Antriebsmotors (24) entsprechend einer Umgebungstemperatur steuert.
27. Kältemittelverdichteranlage nach einem der Ansprüche 14 bis 26, **dadurch gekennzeichnet, daß** eine Steuerung (200) vorgesehen ist, welche bei Unterschreiten einer festlegbaren Kühlleistung die Niederdruckstufe (120) abschaltet.
28. Kältemittelverdichteranlage nach einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** dieser ein Flüssigkeitsunterkühler (20) zugeordnet ist.
29. Kältemittelverdichteranlage nach Anspruch 28, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Flüssigkeitsunterkühler (20) auf einer dem Antriebsmotor (24) gegenüberliegenden Seite des Verdichters (40) angeordnet ist.
30. Kältemittelverdichteranlage nach Anspruch 28 oder 29, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Flüssigkeitsunterkühler (20) flüssiges Kältemittel verdampft und daß dieses verdampfte Kältemittel in das zur Hochdruckstufe (110) strömende Kältemittel eintritt.
31. Kältemittelverdichteranlage nach Anspruch 30, **dadurch gekennzeichnet, daß** das verdampfte Kältemittel auf seinem Weg zur Hochdruckstufe (110) den Antriebsmotor (24) durchströmt.

32. Kältemittelverdichteranlage nach Anspruch 31, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Flüssigkeitsunterkühler (20) entsprechend einer Temperatur des Antriebsmotors (24) steuerbar ist.

33. Kältemittelverdichteranlage nach Anspruch 31 oder 32, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Flüssigkeitsunterkühler (20) entsprechend der Temperatur des den Umrichter (16) tragenden Teils des Gehäuses (22) des Antriebsmotors (24) steuerbar ist.

34. Kältemittelverdichteranlage nach Anspruch 32 oder 33, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Flüssigkeitsunterkühler (20) so gesteuert ist, daß er eine minimale Temperatur des den Umrichter (16) tragenden Teils des Gehäuses (22) aufrecht erhält.

Claims

1. Refrigerant compressor apparatus comprising a drive motor (24), a compressor driven by the drive motor (24) and having several cylinders (112, 114, 122, 124) arranged in a V shape, wherein the cylinders (112, 114, 122, 124) are arranged at a V angle of less than 90°, and a compressor shaft (34) bearing eccentrics (60), said compressor shaft being mounted with only two bearing sections (46, 52) thereof in corresponding compressor shaft bearings (44, 50), wherein the eccentrics (60) are arranged between the bearing sections (46, 52), for driving pistons (116, 118, 126, 128) operating in the respective cylinders, **characterized in that** a separate eccentric (60) is provided for each piston (116, 118, 126, 128), said eccentric being arranged at a distance from the other, individual eccentrics (60) for the respectively other pistons (118, 126, 128, 116).
2. Refrigerant compressor apparatus as defined in claim 1, **characterized in that** the individual eccentrics (60) are separated from one another by intermediate elements (98, 100, 102) having a length corresponding at least to a width of a piston rod (64) in the direction of an axis of rotation (30).
3. Refrigerant compressor apparatus as defined in claim 2, **characterized in that** the compressor shaft has between two consecutive eccentrics (60) intermediate elements (98, 100, 102) with a cross-sectional shape extending in a radial direction in relation to the axis of rotation (30) at the most as far as the closest one of two shell surfaces (62), one of said surfaces being the shell surface (62) of the one eccentric (60) and the other the shell surface (62) of the other eccentric (60) of the two consecutive eccentrics (60).

4. Refrigerant compressor apparatus as defined in any one of the preceding claims, **characterized in that** the compressor shaft (34) has a lubricant channel (70) coaxial to the axis of rotation (30).

5. Refrigerant compressor apparatus as defined in any one of the preceding claims, **characterized in that** the cylinders (112, 114; 122, 124) arranged in a V shape form with one another a V angle of less than 70°.

6. Refrigerant compressor apparatus as defined in claim 5, **characterized in that** the cylinders (112, 114, 122, 124) arranged in a V shape form with one another a V angle of approximately 60°.

7. Refrigerant compressor apparatus as defined in any one of the preceding claims, **characterized in that** each of the eccentrics (60) is arranged in relation to the other eccentrics (60) so as to be turned through an angle with respect to an axis of rotation (30) of the compressor shaft (34).

8. Refrigerant compressor apparatus as defined in any one of the preceding claims, **characterized in that** the eccentrics (60) form pairs (60₁, 60₂; 60₃, 60₄) arranged so as to follow one another in the direction of the axis of rotation (30) of the compressor shaft (34), wherein the eccentrics (60) forming a respective pair are arranged so as to be turned in relation to one another through an angle of 360° divided by the number of cylinders plus the V angle.

9. Refrigerant compressor apparatus as defined in claim 8, **characterized in that** the first eccentrics (60₁; 60₃) of each of the pairs and the second eccentrics (60₂; 60₄) of each of the pairs are arranged so as to be respectively turned through 180° in relation to one another.

10. Refrigerant compressor apparatus as defined in any one of the preceding claims, **characterized in that** the compressor (40) comprises at least four cylinders (112, 114, 122, 124) and that the compressor shaft (34) comprises at least four separate eccentrics (60) arranged at a distance from one another.

11. Refrigerant compressor apparatus as defined in any one of the preceding claims, **characterized in that** the compressor (40) has a low pressure stage (120) comprising at least one cylinder (122, 124) and a high pressure stage (110) comprising at least one cylinder (112, 114).

12. Refrigerant compressor apparatus as defined in claim 11, **characterized in that** one row (120) of the cylinders (112, 114, 122, 124) arranged in a V shape forms the low pressure stage (120) and the other

row (110) of the cylinders (112, 114, 122, 124) the high pressure stage (110).

13. Refrigerant compressor apparatus as defined in one of claims 11 or 12, **characterized in that** the sum of the cylinder volumes of the cylinders (122, 124) of the low pressure stage (120) is greater than the sum of the cylinder volumes of the cylinders (112, 114) of the high pressure stage (110).
14. Refrigerant compressor apparatus as defined in any one of claims 11 to 13, **characterized in that** the low pressure stage (120) is reducible in capacity.
15. Refrigerant compressor apparatus as defined in any one of claims 11 to 14, **characterized in that** a capacity regulation valve (214) is arranged on the suction side of the low pressure stage (120) and that a valve (212) is arranged between a low pressure connection (140) of the compressor (40) and a suction side (152) of the high pressure stage (110) and opens when the capacity regulation valve (214) is active.
16. Refrigerant compressor apparatus as defined in claim 15, **characterized in that** the valve is a check valve (212) opening automatically when the capacity regulation valve (214) is active as a function of the resulting difference in pressure.
17. Refrigerant compressor apparatus as defined in any one of the preceding claims, **characterized in that** the drive motor (24) of the compressor (40) has the refrigerant flowing from the low pressure stage (120) to the high pressure stage (110) flowing through it.
18. Refrigerant compressor apparatus as defined in claim 17, **characterized in that** the drive motor (24) of the compressor (40) has the refrigerant entering the high pressure stage (110) flowing through it.
19. Refrigerant compressor apparatus as defined in any one of the preceding claims, **characterized in that** a converter (16) is arranged on the drive motor (24), the electrical power components of said converter being thermally coupled to a housing (22) of the drive motor (24).
20. Refrigerant compressor apparatus as defined in claim 19, **characterized in that** a housing part (150) thermally coupled to the power components of the converter (16) is in thermal contact with the refrigerant.
21. Refrigerant compressor apparatus as defined in claim 19 or 20, **characterized in that** the converter (16) is arranged on a side of the housing (22) of the drive motor (24)

located opposite the compressor (40).

22. Refrigerant compressor apparatus as defined in any one of the preceding claims, **characterized in that** the drive motor (24) is speed controlled.
23. Refrigerant compressor apparatus as defined in claim 22, **characterized in that** a control (200) is provided for controlling the speed of the drive motor (24) in accordance with the required cooling capacity.
24. Refrigerant compressor apparatus as defined in claim 23, **characterized in that** the control (200) regulates a temperature of a medium (206) to be cooled.
25. Refrigerant compressor apparatus as defined in claim 24, **characterized in that** the control (200) regulates the temperature of the medium (206) to be cooled in a range above a minimum cooling capacity as a result of speed-controlled operation of the drive motor (24) free from running interruptions.
26. Refrigerant compressor apparatus as defined in any one of the preceding claims, **characterized in that** the control (200) controls the speed of the drive motor (24) in accordance with ambient temperature.
27. Refrigerant compressor apparatus as defined in any one of claims 14 to 26, **characterized in that** a control (200) is provided for switching off the low pressure stage (120) when the cooling capacity falls below a predeterminable level.
28. Refrigerant compressor apparatus as defined in any one of the preceding claims, **characterized in that** a liquid subcooler (20) is associated with it.
29. Refrigerant compressor apparatus as defined in claim 28, **characterized in that** the liquid subcooler (20) is arranged on a side of the compressor (40) located opposite the drive motor (24).
30. Refrigerant compressor apparatus as defined in claim 28 or 29, **characterized in that** the liquid subcooler (20) vaporizes liquid refrigerant and that this vaporized refrigerant enters the refrigerant flowing to the high pressure stage (110).
31. Refrigerant compressor apparatus as defined in claim 30, **characterized in that** the vaporized refrigerant flows through the drive motor (24) on its way to the high pressure stage (110).
32. Refrigerant compressor apparatus as defined in claim 31, **characterized in that** the liquid subcooler (20) is controllable in accordance with a temperature

of the drive motor (24).

33. Refrigerant compressor apparatus as defined in claim 31 or 32,
characterized in that the liquid subcooler (20) is controllable in accordance with the temperature of the part of the housing (22) of the drive motor (24) bearing the converter (16).
34. Refrigerant compressor apparatus as defined in claim 32 or 33,
characterized in that the liquid subcooler (20) is controlled such that it maintains a minimum temperature of the part of the housing (22) bearing the converter (16).

Revendications

1. Installation de compresseur frigorifique comprenant un moteur d'entraînement (24), un compresseur entraîné par le moteur d'entraînement (24) avec plusieurs cylindres (112, 114, 122; 124) disposés en V, les cylindres (112, 114, 122, 124) étant disposés dans un angle en V inférieur à 90°, et avec un arbre de compresseur (34) portant des excentriques (60), qui est logé avec seulement deux parties de palier (46, 52) de cet arbre dans des paliers appropriés d'arbre de compresseur (44, 50), les excentriques (60) étant disposés entre les parties de palier (46, 52), pour l'entraînement des pistons (116, 118, 126, 128) travaillant dans les cylindres respectifs, **caractérisée en ce que** pour chaque piston (116, 118, 126, 128) il est prévu un excentrique (60) individuel qui est disposé à distance des autres excentriques (60) individuels pour les autres pistons (118, 126, 128, 116) respectifs.
2. Installation de compresseur frigorifique selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** les excentriques (60) individuels sont séparés les uns des autres par des pièces intermédiaires (98, 100, 102), qui présentent en direction d'un axe de rotation (30) une longueur correspondant au moins à une largeur d'une bielle (64).
3. Installation de compresseur frigorifique selon la revendication 2, **caractérisée en ce que** l'arbre de compresseur présente entre deux excentriques (60) successifs des pièces intermédiaires (98, 100, 102) avec une forme de section qui s'étend dans le sens radial à l'axe de rotation (30) au maximum jusqu'à la prochaine surface d'enveloppe de deux surfaces d'enveloppe (62), dont l'une est la surface d'enveloppe (62) d'un excentrique (60) et l'autre la surface d'enveloppe (62) de l'autre excentrique (60) des deux excentriques (60) successifs.

4. Installation de compresseur frigorifique selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** l'arbre de compresseur (34) présente un conduit à lubrifiant (70) coaxial par rapport à l'axe de rotation (30).
5. Installation de compresseur frigorifique selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** les cylindres (112, 114, 122, 124) disposés en V forment entre eux un angle en V inférieur à 70°.
6. Installation de compresseur frigorifique selon la revendication 5, **caractérisée en ce que** les cylindres (112, 114, 122, 124) disposés en V forment entre eux un angle en V d'environ 60°.
7. Installation de compresseur frigorifique selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** chacun des excentriques (60) est disposé en face des autres excentriques (60) tournés d'un angle par rapport à un axe de rotation (30) de l'arbre de compresseur (34).
8. Installation de compresseur frigorifique selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** les excentriques (60) forment des paires (60₁, 60₂ ; 60₃, 60₄) disposés de façon successive en direction de l'axe de rotation (30) de l'arbre de compresseur (34), les excentriques (60) formant respectivement une paire étant disposés tournés les uns par rapport aux autres d'un angle de 360° divisé par le nombre de cylindres plus l'angle en V.
9. Installation de compresseur frigorifique selon la revendication 8, **caractérisée en ce que** les premiers excentriques (60₁ ; 60₃) de chacune des paires et les seconds excentriques (60₂, 60₄) de chacune des paires sont disposés tournés respectivement de 180° les uns par rapport aux autres.
10. Installation de compresseur frigorifique selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** le compresseur (40) comprend au moins quatre cylindres (112, 114, 122, 124) et **en ce que** l'arbre de compresseur (34) comprend au moins quatre excentriques (60) individuels disposés à distance les uns des autres.
11. Installation de compresseur frigorifique selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** le compresseur (40) présente un étage de basse pression (120) comprenant au moins un cylindre (122, 124) et un étage de haute pression (110) comprenant au moins un cylindre (112, 114).
12. Installation de compresseur frigorifique selon la re-

vendication 11, **caractérisée en ce qu'**une rangée (120) des cylindres (112, 114, 122, 124) disposés en V forme l'étage de basse pression (120) et l'autre rangée (110) des cylindres (112, 114, 122, 124) l'étage de haute pression (110).

13. Installation de compresseur frigorifique selon l'une quelconque des revendications 11 ou 12, **caractérisée en ce que** la somme des volumes des cylindres (122, 124) de l'étage de basse pression (120) est supérieure à la somme des volumes des cylindres (112, 114) de l'étage de haute pression (110).
14. Installation de compresseur frigorifique selon l'une quelconque des revendications 11 à 13, **caractérisée en ce que** l'étage de basse pression (120) peut être réduit au niveau de la puissance.
15. Installation de compresseur frigorifique selon l'une quelconque des revendications 11 à 14, **caractérisée en ce qu'**une vanne de commande de puissance (214) est disposée côté aspiration de l'étage de basse pression (120) et **en ce qu'**une vanne (212), qui s'ouvre lorsque la vanne de commande de puissance (214) est active, est disposée entre un raccordement de basse pression (140) du compresseur (40) et un côté aspiration (152) de l'étage de haute pression (110).
16. Installation de compresseur frigorifique selon la revendication 15, **caractérisée en ce que** la vanne est une vanne anti-retour (212) qui s'ouvre automatiquement dans le cas d'une vanne de commande de puissance (214) active en fonction de la différence de pression qui apparaît.
17. Installation de compresseur frigorifique selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** le moteur d'entraînement (24) du compresseur (40) est traversé par le réfrigérant circulant de l'étage de basse pression (120) à l'étage de haute pression (110).
18. Installation de compresseur frigorifique selon la revendication 17, **caractérisée en ce que** le moteur d'entraînement (24) du compresseur (40) est traversé par le réfrigérant entrant dans l'étage de haute pression (110).
19. Installation de compresseur frigorifique selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** sur le moteur d'entraînement (24) est disposé un convertisseur (16), dont les composants de puissance électriques sont couplés thermiquement avec un boîtier (22) du moteur d'entraînement (24).
20. Installation de compresseur frigorifique selon la re-

vendication 19, **caractérisée en ce qu'**une partie de boîtier (150) couplée thermiquement avec les composants de puissance du convertisseur (16) est en contact thermique avec le réfrigérant.

21. Installation de compresseur frigorifique selon la revendication 19 ou 20, **caractérisée en ce que** le convertisseur (16) est disposé sur un côté du boîtier (22) du moteur d'entraînement (24), le côté faisant face au compresseur (40).
22. Installation de compresseur frigorifique selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** le moteur d'entraînement (24) est régulé par la vitesse de rotation.
23. Installation de compresseur frigorifique selon la revendication 22, **caractérisée en ce qu'il** est prévu une commande (200), qui commande la vitesse de rotation du moteur d'entraînement (24) en fonction de la puissance frigorifique nécessaire.
24. Installation de compresseur frigorifique selon la revendication 23, **caractérisée en ce que** la commande (200) régule une température d'un fluide (206) à refroidir.
25. Installation de compresseur frigorifique selon la revendication 24, **caractérisée en ce que** la commande (200) régule, dans une plage située au-dessus d'une puissance frigorifique minimale, la température du fluide (206) à refroidir par l'exploitation commandée par la vitesse de rotation sans interruption de fonctionnement du moteur d'entraînement (24).
26. Installation de compresseur frigorifique selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** la commande (200) commande la vitesse de rotation du moteur d'entraînement (24) en fonction d'une température ambiante.
27. Installation de compresseur frigorifique selon l'une quelconque des revendications 14 à 26, **caractérisée en ce qu'il** est prévu une commande (200) qui déconnecte l'étage de basse pression (120) en cas de dépassement d'une puissance frigorifique définissable.
28. Installation de compresseur frigorifique selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce qu'**un surrefroidisseur de liquide (20) est attribué à cette installation.
29. Installation de compresseur frigorifique selon la revendication 28, **caractérisée en ce que** le surrefroidisseur de liquide (20) est disposé sur un côté du compresseur (40), le côté faisant face au moteur d'entraînement (24).

30. Installation de compresseur frigorifique selon la revendication 28 ou 29, **caractérisée en ce que** le surrefroidisseur de liquide (20) volatilise du réfrigérant liquide et **en ce que** ce réfrigérant volatilisé entre dans le réfrigérant circulant vers l'étage de haute pression (110). 5
31. Installation de compresseur frigorifique selon la revendication 30, **caractérisée en ce que** le réfrigérant volatilisé traverse le moteur d'entraînement (24) sur son chemin vers l'étage de haute pression (110). 10
32. Installation de compresseur frigorifique selon la revendication 31, **caractérisée en ce que** le surrefroidisseur de liquide (20) peut être commandé en fonction d'une température du moteur d'entraînement (24). 15
33. Installation de compresseur frigorifique selon la revendication 31 ou 32, **caractérisée en ce que** le surrefroidisseur de liquide (20) peut être commandé en fonction de la température de la partie du boîtier (22) du moteur d'entraînement (24), la partie portant le convertisseur (16). 20
34. Installation de compresseur frigorifique selon la revendication 32 ou 33, **caractérisée en ce que** le surrefroidisseur de liquide (20) est commandé de telle sorte qu'il maintient une température minimale de la partie du boîtier (22), la partie portant le convertisseur (16). 25 30

35

40

45

50

55

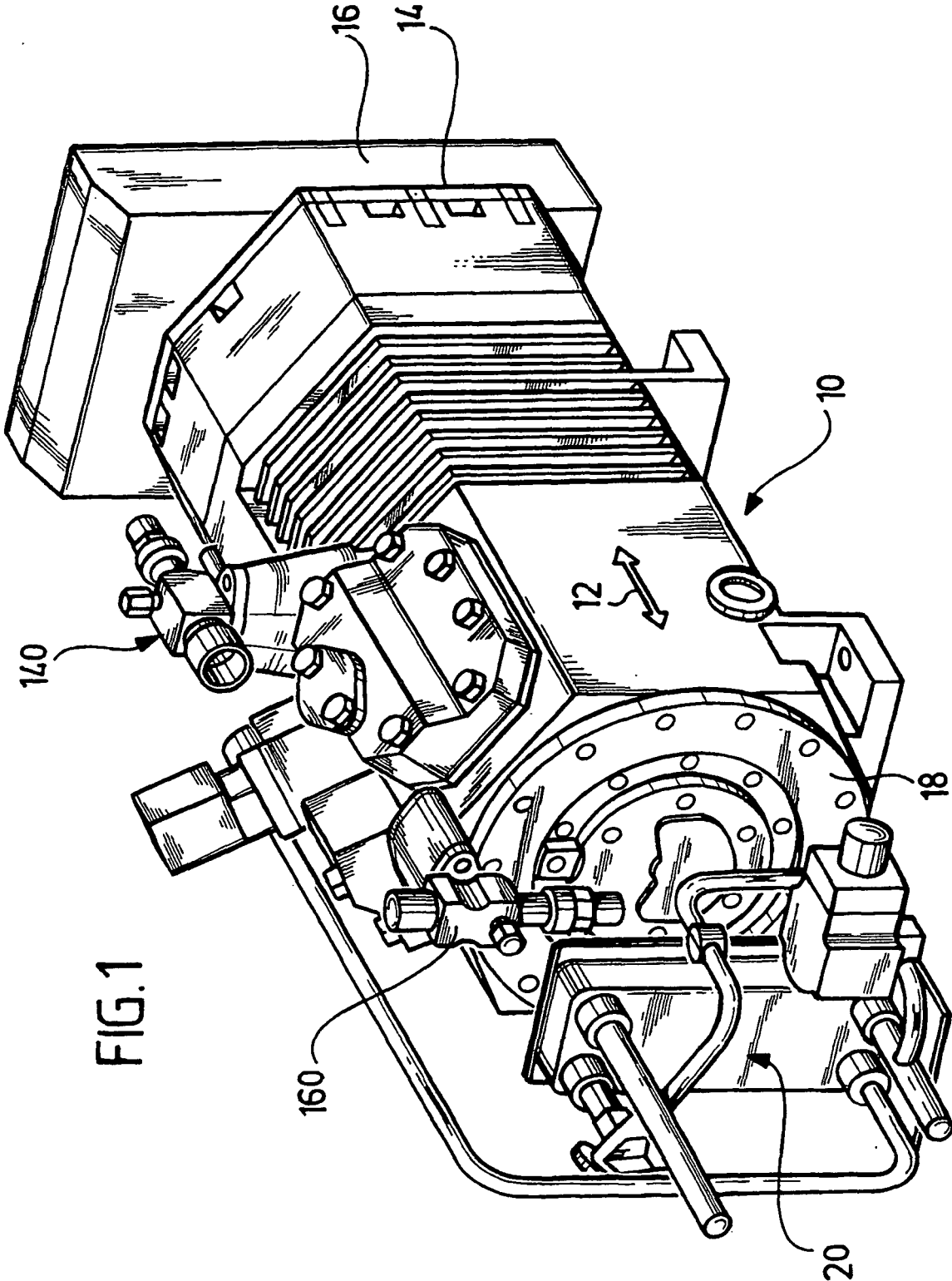
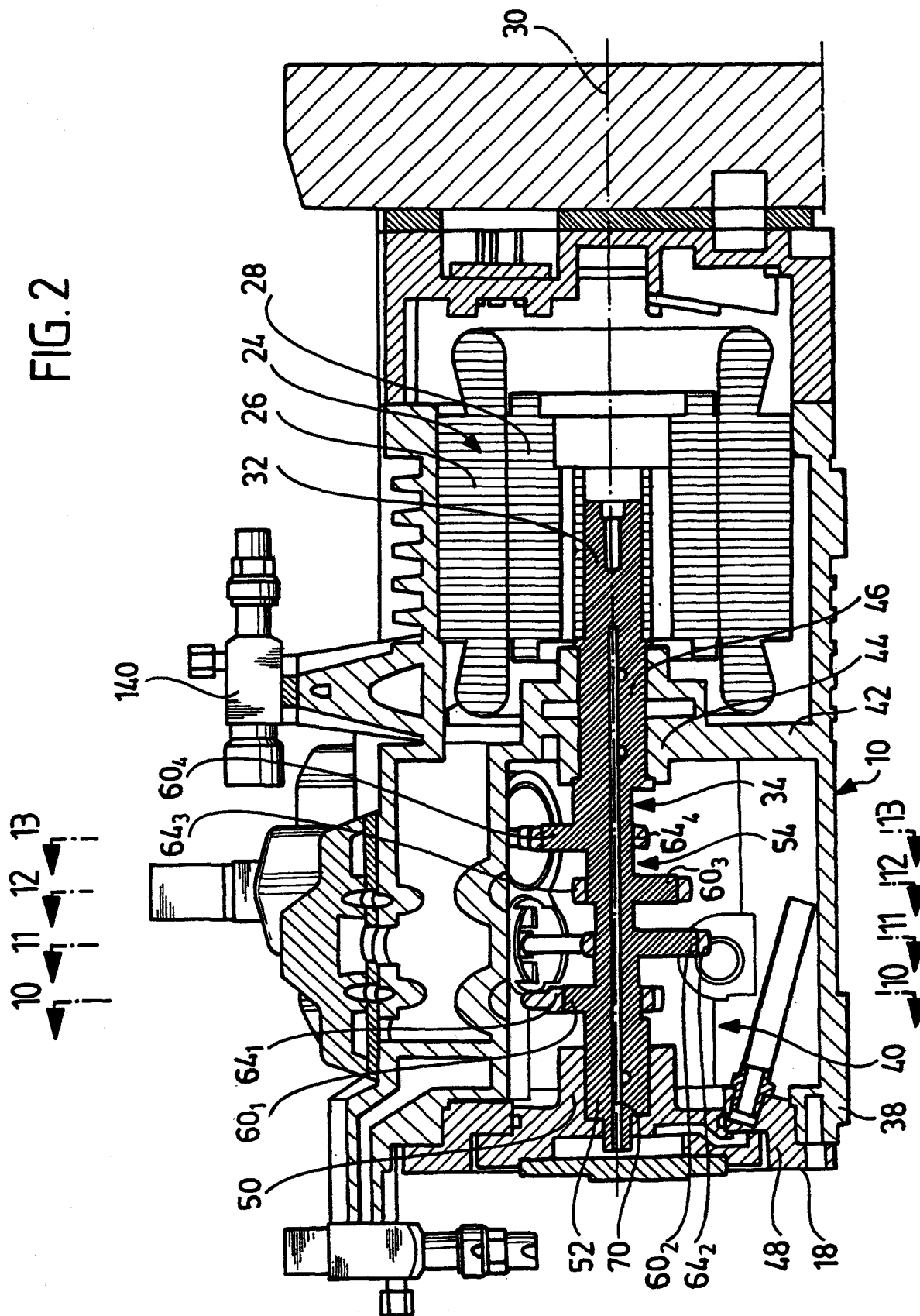


FIG. 1

FIG. 2



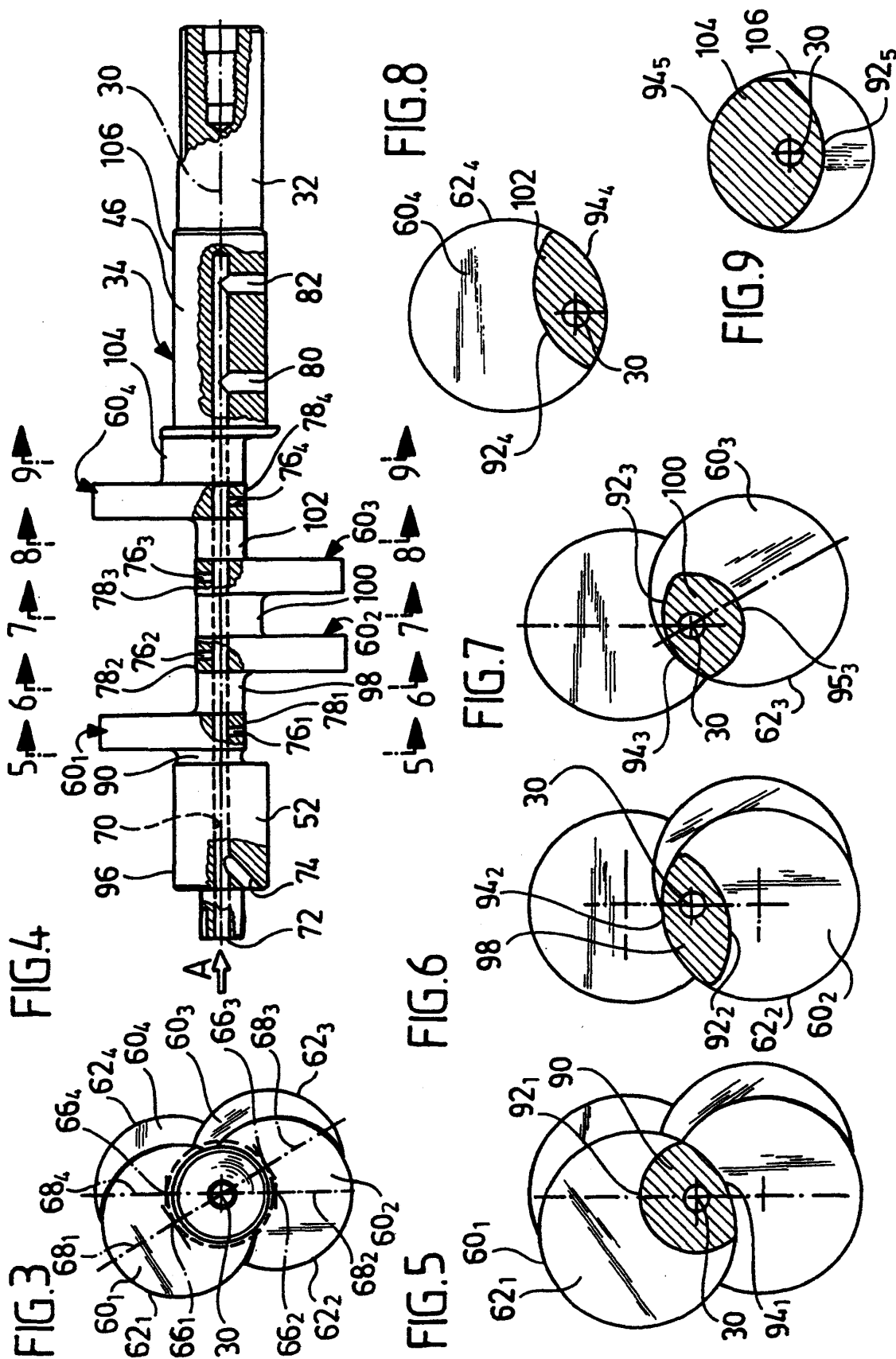


FIG.11

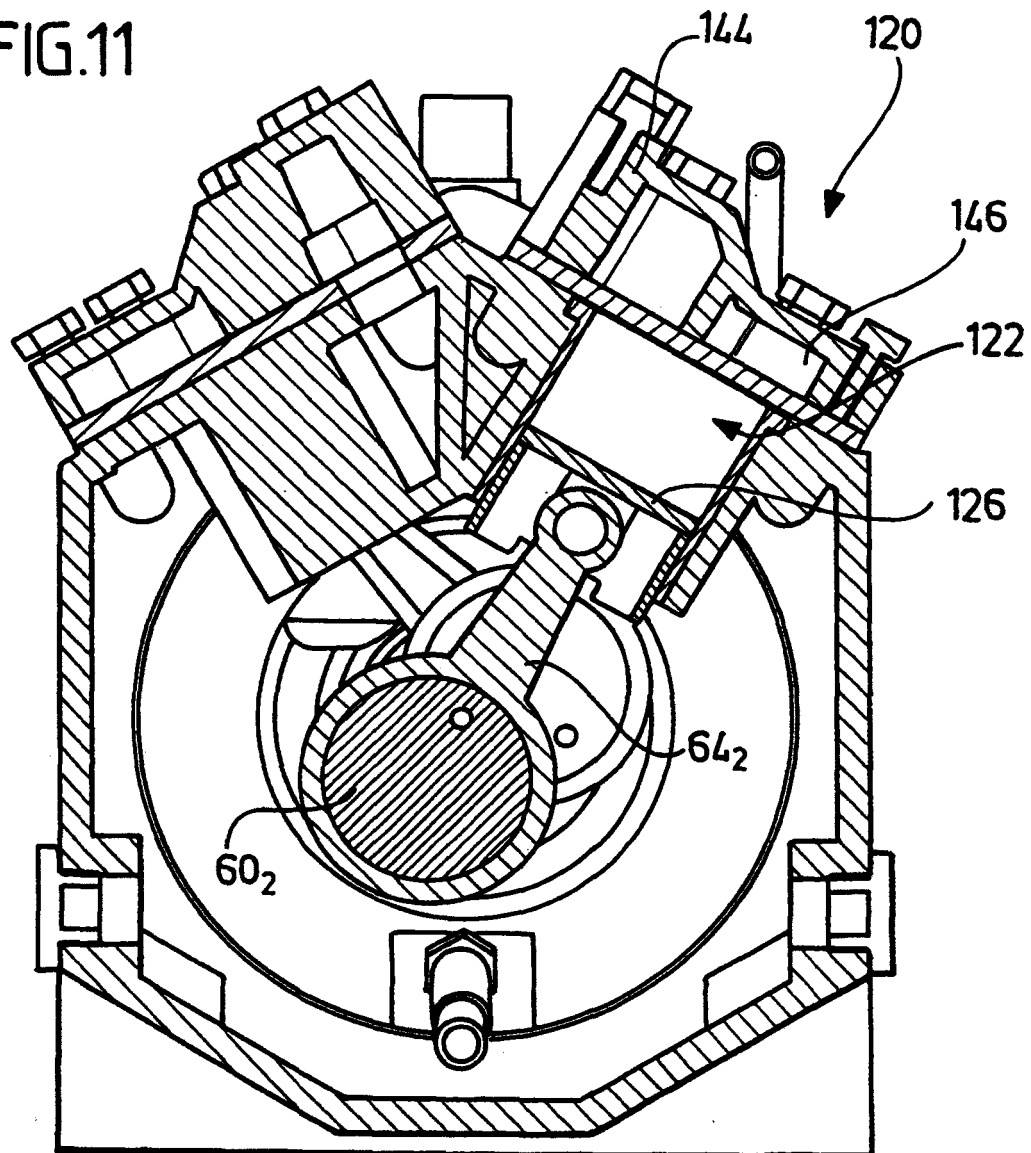


FIG.12

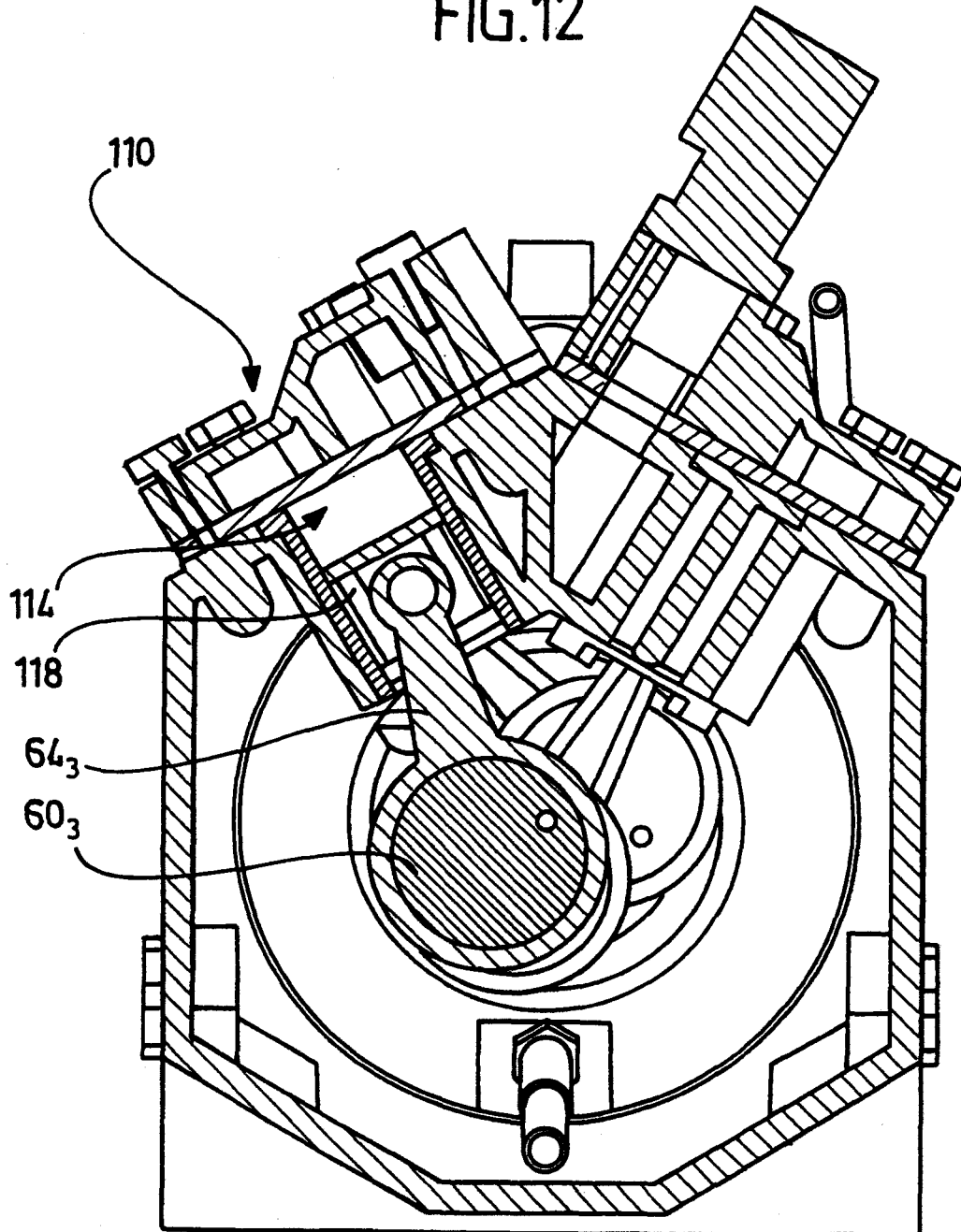


FIG.13

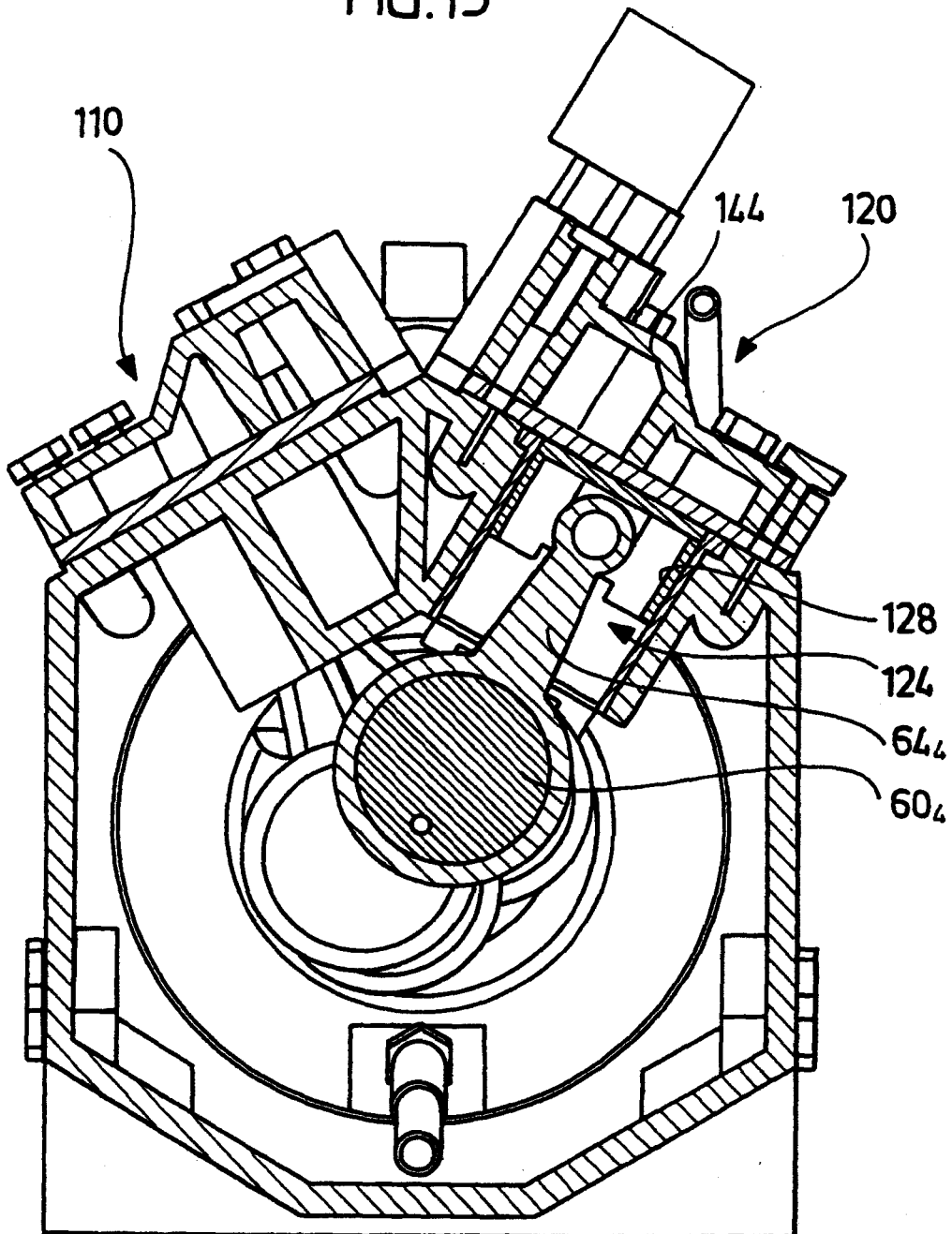


FIG.14

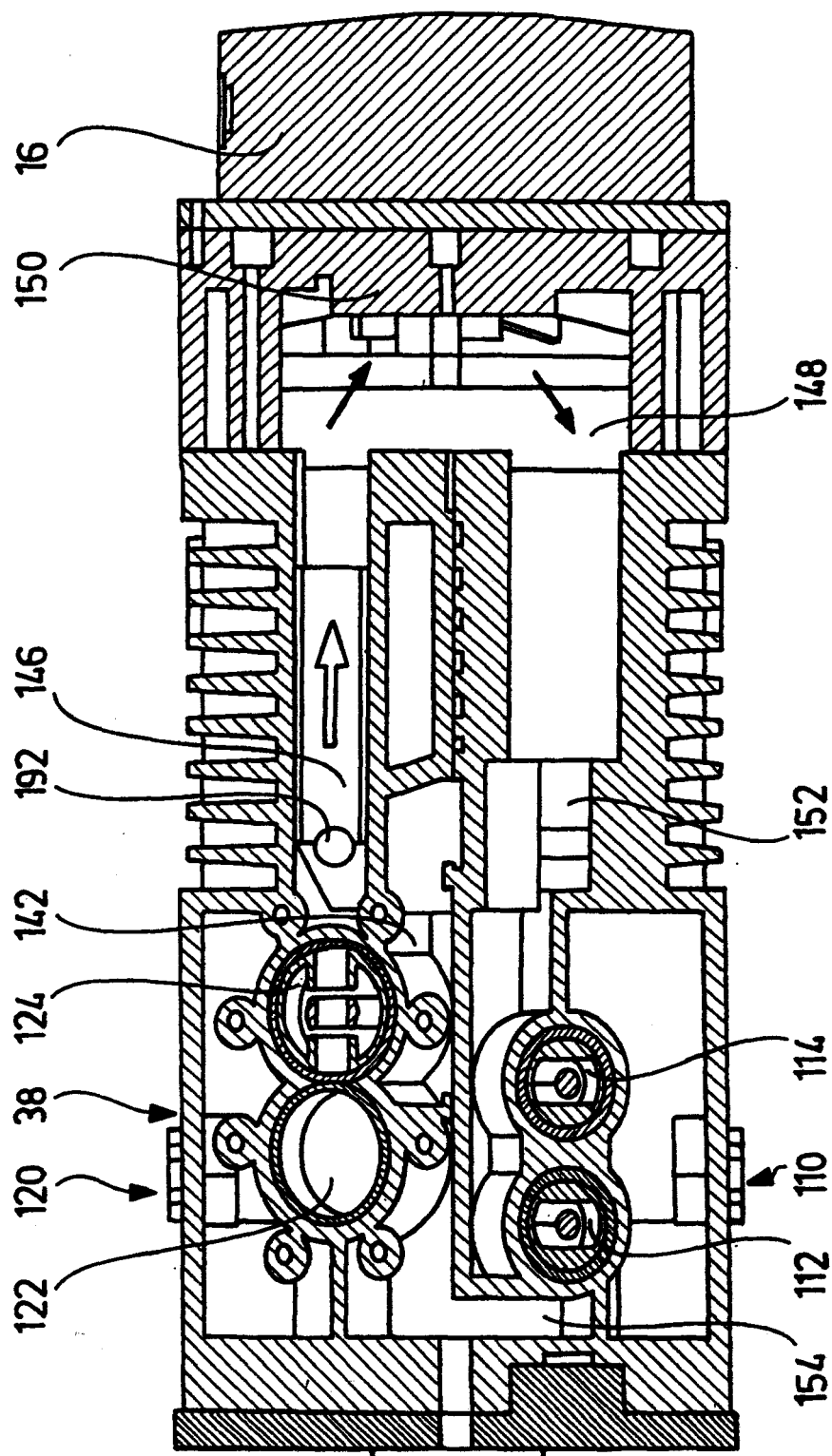


FIG.15

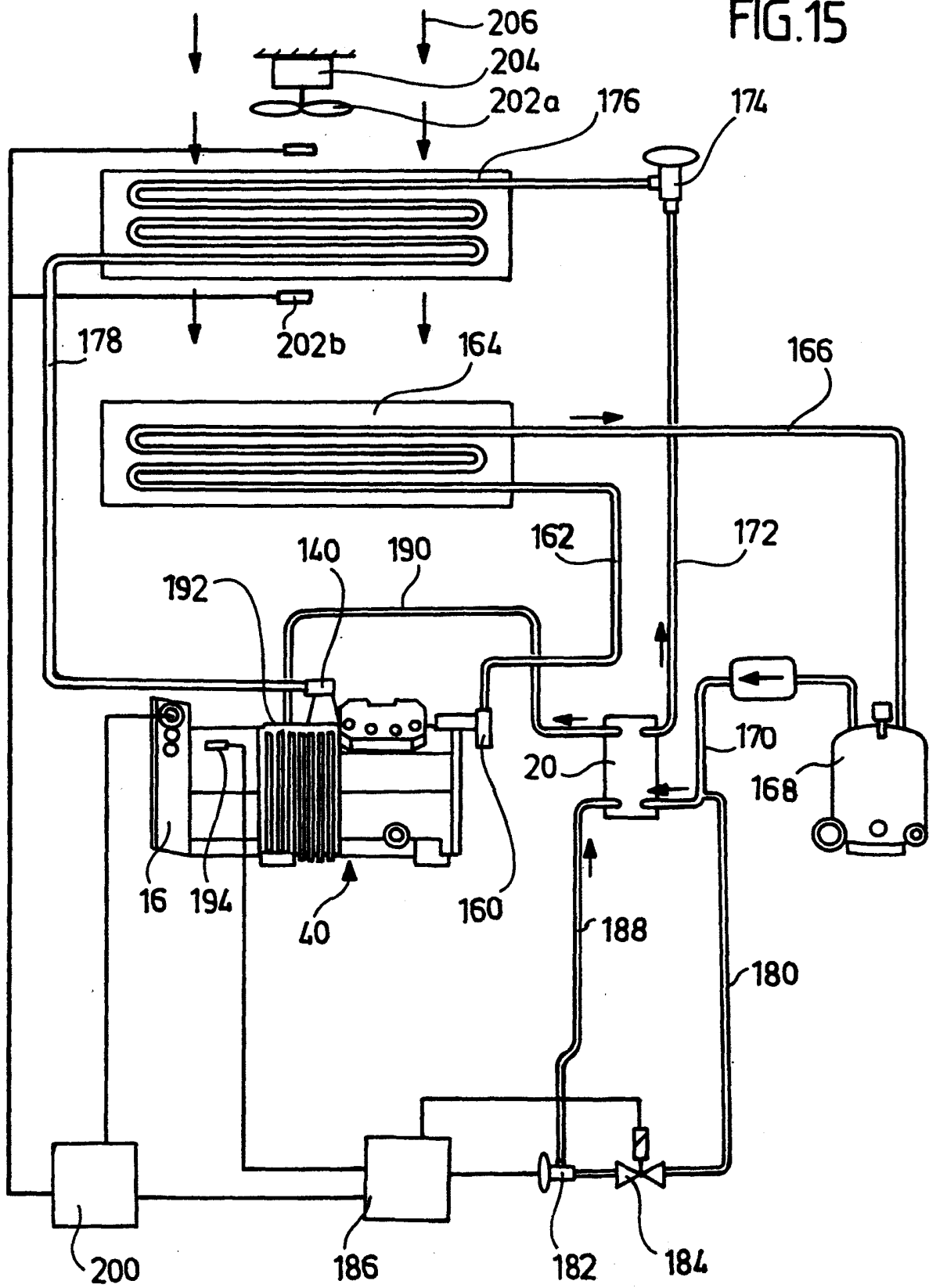


FIG. 16

