

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5005579号
(P5005579)

(45) 発行日 平成24年8月22日(2012.8.22)

(24) 登録日 平成24年6月1日(2012.6.1)

(51) Int.Cl.	F I
FO4C 18/356 (2006.01)	FO4C 18/356 V
FO4C 23/00 (2006.01)	FO4C 18/356 R
	FO4C 23/00 F

請求項の数 5 (全 14 頁)

(21) 出願番号	特願2008-46344 (P2008-46344)	(73) 特許権者	505461072 東芝キャリア株式会社 東京都港区高輪三丁目23番17号
(22) 出願日	平成20年2月27日(2008.2.27)	(74) 代理人	100108855 弁理士 蔵田 昌俊
(65) 公開番号	特開2009-203861 (P2009-203861A)	(74) 代理人	100091351 弁理士 河野 哲
(43) 公開日	平成21年9月10日(2009.9.10)	(74) 代理人	100088683 弁理士 中村 誠
審査請求日	平成22年10月8日(2010.10.8)	(74) 代理人	100109830 弁理士 福原 淑弘
		(74) 代理人	100075672 弁理士 峰 隆司
		(74) 代理人	100095441 弁理士 白根 俊郎

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 密閉型圧縮機および冷凍サイクル装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

冷媒を気液分離するアキュムレータと吸込み通路を介して連通する密閉ケースと、この密閉ケース内に收容される電動機部および、この電動機部と連結される複数の圧縮機構部とから構成され、

少なくとも一つの上記圧縮機構部は、

上記吸込み通路を介してアキュムレータで気液分離された低圧冷媒が吸込まれるとともに、ローラを偏心回転自在に收容するシリンダ室を備えたシリンダと、

このシリンダに設けられ、先端部が上記ローラの周面に当接して、ローラの回転方向に沿ってシリンダ室を二分し、シリンダ室における圧縮運転を可能とするブレードとを具備し、

他の少なくとも一つの圧縮機構部は、

上記吸込み通路を介してアキュムレータで気液分離された低圧冷媒が吸込まれるとともに、ローラを偏心回転自在に收容するシリンダ室を備えたシリンダと、

このシリンダに設けられ、先端部が上記ローラの周面に当接して、ローラの回転方向に沿ってシリンダ室を二分し、シリンダ室における圧縮運転を可能とするブレードと、

上記アキュムレータから吸込み通路を介して低圧の冷媒ガスを導くとともに、上記ブレードの先端部をローラの周面から離間保持し、このシリンダ室における圧縮運転を休止する休筒運転を可能とする休筒機構とを具備し、

上記アキュムレータよりも下流側において、前記休筒機構を備えた圧縮機構部と、休

筒機構を備えていない圧縮機構部との、吸込み通路同士を連通する連通路を設けたことを特徴とする密閉型圧縮機。

【請求項 2】

上記連通路は、この通路面積を、上記吸込み通路の通路面積よりも小さく形成したことを特徴とする請求項 1 に記載の密閉型圧縮機。

【請求項 3】

上記連通路は、上記少なくとも一つの圧縮機構部が休筒運転をなすときに開放され、全ての圧縮機構部で圧縮運転を行う通常運転時なすときに閉止するよう制御される開閉弁を備えたことを特徴とする請求項 1 および請求項 2 のいずれかに記載の密閉型圧縮機。

【請求項 4】

休筒運転が可能な圧縮機構部におけるシリンダは、ブレードの後端部端面が密着する平坦面を備えたことを特徴とする請求項 1 ないし請求項 3 のいずれかに記載の密閉型圧縮機。

【請求項 5】

上記請求項 1 ないし請求項 4 のいずれかに記載の密閉型圧縮機と、凝縮器、膨張機構および蒸発器で冷凍サイクルを構成することを特徴とする冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、たとえば空気調和機の冷凍サイクルを構成する密閉型圧縮機と、この密閉型圧縮機を用いて冷凍サイクルを構成する冷凍サイクル装置に関する。

【背景技術】

【0002】

近年、シリンダを上下に 2 セット備えた、2 シリンダタイプのロータリ式密閉型圧縮機が標準化されつつある。そして、このような圧縮機において、常時圧縮作用をなすシリンダと、必要に応じて圧縮 - 停止の切換えを可能としたシリンダを備えることができれば、負荷に応じた運転ができ、仕様が拡大されて有利となる。

【0003】

本出願人においては、[特許文献 1] にて上記した密閉型圧縮機を提供している。これは、通常の全能力運転時に、第 1 のシリンダ室に低圧の冷媒ガスを導き、ローラを回転駆動して冷媒ガスを圧縮し、密閉ケース内に吐出する。第 2 のシリンダ室におけるブレードの後端部は密閉ケース内に露出していて、高圧の背圧が付与される。

【0004】

第 2 のシリンダ室にも低圧の冷媒ガスを導き、ブレードの先端部を低圧雰囲気とする。このブレードにおいては前後端部で差圧が生じ、先端部がローラ周壁に摺接するよう押圧付勢される。すなわち、第 2 のシリンダ室において通常の圧縮作用がなされ、第 1 のシリンダ室との両方で圧縮作用をなす、全能力運転が行われることとなる。

【0005】

能力半減運転を選択すると、第 1 のシリンダ室において通常の圧縮運転をなし、密閉ケース内に高圧の冷媒ガスを吐出する。このとき第 2 のシリンダ室に、圧縮機から吐出する高圧ガスの一部をバイパスして高圧雰囲気とする。ブレードの後端部は密閉ケース内に露出しているので、高圧雰囲気にあることは変らない。

【0006】

したがって、第 2 のシリンダ室におけるブレードは、先端部と後端部ともに高圧雰囲気になり、前後端部で差圧が生じない。ブレードはシリンダ室において偏心回転するローラに押し退けられ、シリンダ室内へ突出しないので圧縮作用が行われず、休筒運転状態となる。すなわち、第 1 のシリンダ室のみの能力半減運転が行われることとなる。

【特許文献 1】特開 2004 - 301114 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

10

20

30

40

50

【 0 0 0 7 】

上記〔特許文献 1〕の技術は、負荷に応じた運転ができ仕様が拡大されて有利となるが、休筒運転を可能とする第 2 のシリンダ室の吸込み通路に、低圧の冷媒ガスと高圧の冷媒ガスを切換えて導くための、少なくとも開閉弁や逆止弁もしくは四方切換え弁（1 つのポートは使用しない）を備える必要がある。

【 0 0 0 8 】

一方、第 1 のシリンダ室に連通する吸込み通路は、常に低圧の冷媒ガスを導くので、何らの弁類も必要としない。したがって、第 1 のシリンダ室に連通する吸込み通路と、第 2 のシリンダ室に連通する吸込み通路の、互いの配管長に差が生じる。全能力運転時には、第 2 のシリンダ室側の吸込み通路が抵抗増となり、省エネ性を損ねる結果となる。

10

【 0 0 0 9 】

さらに、第 2 のシリンダ室を休筒運転状態とするため、このシリンダ室に高圧の冷媒ガスを供給する。この状態を長時間継続すると、第 2 のシリンダ室に充満する高圧の冷媒ガスが、本来、第 2 のシリンダ室に存在している潤滑油を徐々に排出してしまう。再度の全能力運転時には、第 2 のシリンダ室が潤滑油不足に陥る虞れがある。

【 0 0 1 0 】

本発明は上記事情にもとづきなされたものであり、その目的とするところは、複数の圧縮機構部うち、少なくとも一つの圧縮機構部において休筒運転を可能とし、全能力運転時における休筒運転側の吸込み通路の抵抗増を抑制して省エネ性を確保するとともに、潤滑油不足を解消して信頼性の向上を得られる密閉型圧縮機および、この密閉型圧縮機を備えた冷凍サイクル装置を提供しようとするものである。

20

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 1 】

上記目的を満足するため本発明は、冷媒を気液分離するアキュムレータと吸込み通路を介して連通する密閉ケースと、この密閉ケース内に収容される電動機部および、この電動機部と連結される複数の圧縮機構部とから構成され、

少なくとも一つの圧縮機構部は、吸込み通路を介してアキュムレータで気液分離された低圧冷媒が吸込まれローラを偏心回転自在に収容するシリンダ室を備えたシリンダと、このシリンダに設けられ先端部がローラの周面に当接しローラの回転方向に沿ってシリンダ室を二分しシリンダ室における圧縮運転を可能とするブレードとを具備し、

30

他の少なくとも一つの圧縮機構部は、吸込み通路を介してアキュムレータで気液分離された低圧冷媒が吸込まれるとともにローラを偏心回転自在に収容するシリンダ室を備えたシリンダと、このシリンダに設けられ先端部がローラの周面に当接してローラの回転方向に沿ってシリンダ室を二分しシリンダ室における圧縮運転を可能とするブレードと、アキュムレータから吸込み通路を介して低圧の冷媒ガスを導くとともにブレードの先端部をローラの周面から離間保持しシリンダ室における圧縮運転を休止する休筒運転を可能とする休筒機構とを具備し、

アキュムレータよりも下流側において休筒機構を備えた圧縮機構部と休筒機構を備えていない圧縮機構部との吸込み通路同士を連通する連通路を設けた。

【 0 0 1 2 】

上記目的を満足するため、本発明の冷凍サイクル装置は、上述の密閉型圧縮機と、凝縮器、膨張機構および蒸発器で冷凍サイクルを構成する。

40

【発明の効果】

【 0 0 1 3 】

本発明によれば、複数の圧縮機構部を備え、少なくとも一つの圧縮機構部は休筒運転を可能とし、全能力運転時における休筒運転側の吸込み通路の抵抗増を抑制して省エネ性を確保し、潤滑油不足を解消して信頼性の向上を得られる密閉型圧縮機および、この密閉型圧縮機を備えた冷凍サイクル装置を提供できる。

【発明を実施するための最良の形態】

【 0 0 1 4 】

50

以下、本発明における第 1 の実施の形態を、図面にもとづいて説明する。

図 1 は、ロータリ式密閉型圧縮機 R の断面構造と、このロータリ式密閉型圧縮機 R を備えた冷凍サイクルの構成を示す図である。

はじめにロータリ式密閉型圧縮機 R から説明すると、1 は密閉ケースであって、この密閉ケース 1 内の下部には後述する圧縮機構部 2 が設けられ、上部には電動機部 3 が設けられる。これら電動機部 3 と圧縮機構部 2 とは回転軸 4 を介して連結される。密閉ケース 1 の内底部には潤滑油を集溜する油溜り部 G が形成され、圧縮機構部 2 のほとんど全部が潤滑油中に浸漬される。

【 0 0 1 5 】

上記電動機部 3 は、密閉ケース 1 の内面に固定されるステータ 5 と、このステータ 5 の内側に所定の間隙を存して配置され、かつ上記回転軸 4 が介挿されるロータ 6 とから構成される。電動機部 3 は、運転周波数を可変するインバータ I に接続され、インバータ I を介して、このインバータ I を制御する制御部 S に電氣的に接続される。

10

【 0 0 1 6 】

上記圧縮機構部 2 は、回転軸 4 の下部に設けられていて、中間仕切り板 7 を介して上下に配設される第 1 の圧縮機構部 2 A と、第 2 の圧縮機構部 2 B とから構成される。

第 1 の圧縮機構部 2 A は、第 1 のシリンダ 8 A を備えている。第 2 の圧縮機構部 2 B は、第 2 のシリンダ 8 B を備えている。これら第 1、第 2 のシリンダ 8 A、8 B は、互いに外形形状寸法が相違し、かつ内径寸法が同一となるよう設定されている。

【 0 0 1 7 】

20

第 1 のシリンダ 8 A の外径寸法は密閉ケース 1 の内径寸法よりも僅かに大に形成され、密閉ケース 1 内周面に圧入されたうえに、密閉ケース 1 外部からの溶接加工によって位置決め固定される。

第 1 のシリンダ 8 A の上面部には主軸受 9 が重ね合わされ、バルブカバー a とともに取付けボルト 10 を介してシリンダ 8 A に取付け固定される。第 2 のシリンダ 8 B の下面部には副軸受 11 が重ね合わされ、バルブカバー b とともに取付けボルト 12 を介して第 1 のシリンダ 8 A に取付け固定される。

【 0 0 1 8 】

上記中間仕切り板 7 および副軸受 11 の外径寸法は、第 2 のシリンダ 8 B の内径寸法よりも大である。第 2 のシリンダ 8 B の内径位置がシリンダ中心からずれていて、第 2 のシリンダ 8 B の外周一部は径方向に突出しているが、中間仕切り板 7 および副軸受 11 も同一部位が突出している。

30

【 0 0 1 9 】

一方、上記回転軸 4 は、中途部と下端部が主軸受 9 と副軸受 11 に回転自在に枢支されている。さらに回転軸 4 は各シリンダ 8 A、8 B 内部を貫通するとともに、略 180° の位相差をもって形成される 2 つの偏心部 4 a、4 b を一体に備えている。

各偏心部 4 a、4 b は互いに同一直径をなし、各シリンダ 8 A、8 B 内径部に位置するよう組立てられる。各偏心部 4 a、4 b の周面には、互いに同一直径をなすローラ 13 a、13 b が嵌合される。

【 0 0 2 0 】

40

上記第 1 のシリンダ 8 A と第 2 のシリンダ 8 B は、上記中間仕切り板 7 と主軸受 9 および副軸受 11 で上下面が区画される。第 1 のシリンダ 8 A 内に第 1 のシリンダ室 14 a が形成され、第 2 のシリンダ 8 B 内に第 2 のシリンダ室 14 b が形成される。各シリンダ室 14 a、14 b は互いに同一直径および高さ寸法に形成され、上記ローラ 13 a、13 b がそれぞれ偏心回転自在に収容される。

【 0 0 2 1 】

各ローラ 13 a、13 b の高さ寸法は、各シリンダ室 14 a、14 b の高さ寸法と略同一に形成される。したがって、ローラ 13 a、13 b は互いに 180° の位相差があるが、シリンダ室 14 a、14 b で偏心回転することにより、シリンダ室において同一の排除容積に設定される。

50

【 0 0 2 2 】

第 1 のシリンダ 8 A と第 2 のシリンダ 8 B のそれぞれには、各シリンダ室 1 4 a , 1 4 b と連通するブレード室 2 2 a , 2 2 b が設けられている。それぞれのブレード室 2 2 a , 2 2 b には、ブレード 1 5 a , 1 5 b が第 1 のシリンダ室 1 4 a と第 2 のシリンダ室 1 4 b に対して突没自在に収容される。

なお、回転軸 4 の下端面は副軸受 1 1 およびバルブカバー b から露出していて、油溜り部 G の潤滑油中に浸漬される。回転軸 4 の下端面に給油ポンプが設けられていて、ここから第 2 の圧縮機構部 2 B と第 1 の圧縮機構部 2 A を構成する摺動部品の各摺動部に亘って給油通路が形成されている。

【 0 0 2 3 】

図 2 は、第 1 のシリンダ 8 A と第 2 のシリンダ 8 B を分解して示す斜視図である。

【 0 0 2 4 】

上記ブレード室 2 2 a , 2 2 b は、それぞれブレード 1 5 a , 1 5 b の両側面が摺動自在に移動できるブレード収納溝 2 3 a , 2 3 b と、各ブレード収納溝 2 3 a , 2 3 b 端部に一体に連設されブレード 1 5 a , 1 5 b の後端部が収容される縦孔部 2 4 a , 2 4 b とからなる。

【 0 0 2 5 】

上記第 1 のシリンダ 8 A には、外周面とブレード室 2 2 a とを連通する横孔 2 5 a が設けられ、ばね部材 2 6 が収容される。図 1 に示すように、ばね部材 2 6 はブレード 1 5 a の後端部端面と密閉ケース 1 内周面との間に介在され、ブレード 1 5 a に弾性力（背圧）を付与して、この先端部をローラ 1 3 a に接触させる圧縮ばねである。

【 0 0 2 6 】

上記第 2 のシリンダ 8 B には、外周面とブレード室 2 2 b とを連通する横孔 2 5 b が設けられて背圧管 2 7 が挿入され、かつ密に接続される。前記背圧管 2 7 は後述する第 1 の休筒機構 K a を構成していて、ブレード 1 5 b の後端部に対して高圧の背圧もしくは低圧の背圧を付与するようになっている。

【 0 0 2 7 】

各ブレード 1 5 a , 1 5 b の先端部は平面視で半円状に形成されており、円筒状のローラ 1 3 a , 1 3 b 周壁に、ローラの回転角度にかかわらず線接触できる。ローラ 1 3 a , 1 3 b がシリンダ室 1 4 a , 1 4 b の内周壁に沿って偏心回転すると、ブレード 1 5 a , 1 5 b はブレード収納溝 2 3 a , 2 3 b に沿って往復運動し、かつブレード後端部が縦孔部 2 4 a , 2 4 b から進退自在となる。

【 0 0 2 8 】

上述したように、第 2 の圧縮機構部 2 B において、上記第 2 のシリンダ 8 B の外形寸法形状と、上記中間仕切り板 7 および副軸受 1 1 の外径寸法との関係から、第 2 のシリンダ室 1 4 とともにブレード室 2 2 b は中間仕切り板 7 および副軸受 1 1 で覆われ、密閉ケース 1 内には露出しない。

【 0 0 2 9 】

したがって、ブレード室 2 2 b およびブレード 1 5 b 後端部は、背圧管 2 7 からの圧力を直接的に受ける。特に、第 2 のシリンダ 8 B およびブレード室 2 2 b は構造物であるから背圧を受けても何らの影響もないが、ブレード 1 5 b はブレード室 2 2 b に摺動自在に収容され、後端部が背圧管 2 7 と対向するので、背圧力を直接的に受けることになる。

【 0 0 3 0 】

その一方で、ブレード 1 5 b の先端部は第 2 のシリンダ室 1 4 b に対向しており、シリンダ室 1 4 b 内の圧力を受ける。結局、上記ブレード 1 5 b は先端部と後端部が受ける互いの圧力の大小に応じて、圧力の大きい方から圧力の小さい方へ移動するよう構成されている。

【 0 0 3 1 】

再び図 1 に示すように、密閉ケース 1 の上端部には、吐出管 1 8 が接続される。この吐出管 1 8 は、凝縮器 1 9 と、膨張機構 2 0 および蒸発器 2 1 を介してアキュムレータ 1

10

20

30

40

50

7に接続される。このアキュムレータ17底部には、圧縮機Rに対する第1の吸込み通路である第1の吸込み管16aが接続されるとともに、第2の吸込み通路である第2の吸込み管16bが接続される。

【0032】

第1の吸込み管16aは、密閉ケース1と第1のシリンダ8A側部を貫通し、第1のシリンダ室14a内に直接連通する。第2の吸込み管16bは密閉ケース1を介して第2のシリンダ8B側部を貫通し、第2のシリンダ室14b内に直接連通する。

【0033】

密閉型圧縮機Rと凝縮器19とを連通する上記吐出管18の中途部から分岐して、高圧背圧管Paが設けられる。この高圧背圧管Paの一端部は、上記第2のシリンダ室14bのブレード室22aに接続される上記背圧管27に合流していて、この中途部には第1の開閉弁28が設けられる。

10

【0034】

なお、上記高圧背圧管Paは吐出管18の中途部から分岐して設けられるばかりでなく、密閉ケース1の上端部と、密閉ケース1内に収容される電動機部3との間の密閉ケース1部位に貫通して設けてもよい。この場合も、第1の開閉弁28を備えることは、勿論である。

【0035】

また、上記アキュムレータ17と第2のシリンダ室14bとを連通する第2の吸込み管16bの中途部から、低圧背圧管Pbが分岐している。この低圧背圧管Pbは、中途部に第2の開閉弁29を備えて背圧管27に接続される。第1の開閉弁28および第2の開閉弁29は電磁弁であり、上記制御部Sからの電気信号に応じて開閉制御される。

20

【0036】

このようにして、第2のシリンダ8Bのブレード室22bに接続される背圧管27と、高圧背圧管Paと、第1の開閉弁28と、低圧背圧管Pbおよび第2の開閉弁29とで、第1の休筒機構Kaが構成される。

図3は、第1の休筒機構Kaの構成を概略的に示している。第1の休筒機構Kaの切換え作動に応じて、第2のシリンダ8Bのブレード室22bに低圧もしくは高圧が導かれ、ブレード室22bに備えられるブレード15bに背圧を付与するようになっている。

【0037】

再び図1に示すように、第1の吸込み管16aと第2の吸込み管16bとの中途部は、細管からなる連通路30で互いに連通される。すなわち、連通路30は冷凍サイクル回路から言うと、アキュムレータ17の下流側に設けられている。連通路30の直径は、第1、第2の吸込み管16b、16bの直径よりも十分に細く設定されている。

30

前記連通路30の位置は、図1に示すように密閉ケース1の外部であってもよく、あるいは密閉ケース1の内部に設けてもよい。

【0038】

また、上記連通路30に代えて、図1に二点鎖線で示すように、第1の吸込み管16aと第2の吸込み管16bとを連通する連通管34と、この連通管34に設けられる開閉弁35の構成であってもよい。この場合は、連通管34の直径を、第1、第2の吸込み管16b、16bと同一のものとしてもよい。

40

【0039】

つぎに、上述の密閉型圧縮機Rを備えた冷凍サイクル装置の作用について説明する。

【0040】

(1) 通常運転(全能力運転)を選択した場合:

制御部Sは、第1の休筒機構Kaにおける第1の開閉弁28を開放し、第2の開閉弁29を閉成するよう制御する。そして、制御部SはインバータIを介して電動機部3に運転信号を送る。回転軸4が回転駆動され、ローラ13a、13bは各シリンダ室14a、14b内で偏心回転を行う。

【0041】

50

第1のシリンダ8Aにおいては、ブレード15aがばね部材26によって常に弾性的に押圧付勢されるところから、ブレード15aの先端部がローラ13a周壁に摺接して第1のシリンダ室14a内を吸込み室と圧縮室に二分する。

ローラ13aのシリンダ室14a内周面転接位置とブレード収納溝23aとが一致し、ブレード15aが最も後退した状態で、このシリンダ室14aの空間容量が最大となる。冷媒ガスはアキュムレータ17から第1の吸込み管16aを介して第1のシリンダ室14aに吸込まれ充填する。

【0042】

ローラ13aの偏心回転にともなって、ローラ13aの第1のシリンダ室14a内周面に対する転接位置が移動し、シリンダ室14aの区画された圧縮室の容積が減少する。すなわち、先にシリンダ室14aに導かれたガスが徐々に圧縮される。

10

回転軸4が継続して回転され、第1のシリンダ室14aにおける圧縮室の容量がさらに減少してガスが圧縮され、所定圧まで上昇したところで、図示しない吐出弁が開放する。高圧化した冷媒ガスはバルブカバーaを介して密閉ケース1内に吐出されて充填し、さらに密閉ケース上部の吐出管18から吐出される。

【0043】

回転軸4の回転にともなって給油ポンプが作動し、油溜り部Gの潤滑油が給油通路を導かれ、第2の圧縮機構部2Bから第1の圧縮機構部2Aを構成する摺動部品の摺動部に給油され、潤滑性が保持される。

【0044】

20

一方、第1の休筒機構Kaを構成する第1の開閉弁28が開放されているので、吐出管18から吐出される高圧化した冷媒ガスの一部が高圧背圧管Paに分流される。高圧冷媒ガスは高圧背圧管Paを介して背圧管27に導かれ、さらに第2のシリンダ8Bに設けられるブレード室22bのブレード15bに背圧をかける。

【0045】

これに対して第2のシリンダ室14bには、アキュムレータ17から低圧の蒸発冷媒が導かれている。このように、第2のシリンダ室14bは低圧雰囲気となる一方で、ブレード室22bが背圧管27により高圧雰囲気下にある。上記ブレード15bにおいては、先端部が低圧条件となり、後端部が高圧条件となって、前後端部で差圧が存在する。

【0046】

30

この差圧の影響で、ブレード15bの先端部がローラ13bに摺接するように押圧付勢される。すなわち、第1のシリンダ室14a側のブレード15aがばね部材26により押圧付勢され圧縮作用が行われるのと全く同様の圧縮作用が、第2のシリンダ室14bにおいても行われる。

【0047】

結局、ロータリ式密閉型圧縮機Rにおいては、第1のシリンダ室14aで圧縮作用が行われるとともに、第2のシリンダ室14bでも圧縮作用が行われ、両方でシリンダ室14a, 14bで圧縮作用をなす全能力運転が行われることになる。

【0048】

密閉ケース1から吐出管18を介して吐出される高圧ガスは、凝縮器19に導かれて凝縮液化し、膨張機構20で断熱膨張し、蒸発器21で熱交換空気から蒸発潜熱を奪って冷房作用をなす。蒸発したあとの冷媒はアキュムレータ17に導かれて気液分離され、再び各吸込み管16a, 16bから密閉型圧縮機Rに吸込まれる。

40

密閉型圧縮機Rにおいては、第1の圧縮機構部2Aと、第2の圧縮機構部2Bのそれぞれに吸込まれて再び圧縮され、上述の経路を循環する。

【0049】

(2) 特別運転(能力半減運転)を選択した場合:

空調負荷が小さいときには、自動的に特別運転(圧縮能力を半減する運転)が選択される。

すなわち、制御部Sは第1の休筒機構Kaを構成する第1の開閉弁28を閉成し、第2

50

の開閉弁 29 を開放するように切換え設定する。第 1 のシリンダ室 14 a においては上述したように通常の圧縮作用がなされ、密閉ケース 1 内に吐出された高圧ガスが充満してケース内高圧となる。

【 0 0 5 0 】

吐出管 18 から吐出される高圧ガスの一部が高圧背圧管 P a に分流されても、第 1 の開閉弁 28 が閉成されているので、それ以上の流通はない。上記第 2 のシリンダ室 14 b には、アキュムレータ 17 から第 2 の吸込み管 16 b を介して低圧の蒸発冷媒が導かれて低圧雰囲気となる。

【 0 0 5 1 】

その一方で、第 2 の開閉弁 29 が開放されることにより、アキュムレータ 17 から第 2 の吸込み管 16 b に導かれる低圧冷媒の一部が低圧背圧管 P b に分流される。低圧冷媒が第 2 のシリンダ室 8 B に設けられるブレード室 22 b に導かれ、ブレード 15 b の後端部に低圧の背圧をかける。

【 0 0 5 2 】

ブレード 15 b にとって、先端部が低圧雰囲気にある一方で、後端部が低圧雰囲気であり、前後端部において差圧が存在しない。そのため、ブレード 15 b はローラ 13 b に押し退けられ、ローラ 13 b の外周面から離間した位置で停止状態を保持し、第 2 のシリンダ室 14 b での圧縮作用は行われない。

結局、第 1 のシリンダ室 14 a での圧縮作用のみが有効であり、小さい空調負荷に適応して、能力を半減した運転がなされることになる。

なお、ブレード 15 b を確実にローラ 13 b の外周面から離間した位置に保持するために、ブレード室 22 b の端部に永久磁石等を設けて、ブレード 15 b を吸着保持しても良い。当然ながら、このときのブレード 15 b に対する吸着力は、ブレード 15 b にかかる高圧の背圧よりも小さな力に設定される。

【 0 0 5 3 】

また、この能力半減運転の際は、上述したように第 2 のシリンダ室 14 b は低圧雰囲気状態が継続される。その一方で、第 1 のシリンダ室 14 a においては通常の圧縮運転がなされ高圧化した冷媒ガスが一旦、密閉ケース 1 内に吐出されるので、密閉ケース 1 内は高圧雰囲気となっている。

【 0 0 5 4 】

この影響で、密閉ケース 1 内底部の油溜り部 G にある潤滑油が、第 2 の圧縮機構部 2 B を構成する各構成部品のクリアランスから第 2 のシリンダ室 14 b 内に浸入してくる。浸入潤滑油は、空回りしているローラ 13 b とシリンダ室 14 b との摺接部位に給油されることとなり、金属接触を防止して各構成部品の温度を下げる。

【 0 0 5 5 】

しかしながら、何らの方策を持たない状態で上述の休筒運転を長時間継続すると、第 2 のシリンダ室 14 b 内に潤滑油が満たされ、その一部は第 2 の吸込み管 16 b を介して圧力的に下流側になるアキュムレータ 17 に導かれてしまう。さらに長時間継続すると、アキュムレータ 17 内に潤滑油が満液となり、十分な気液分離ができなくなる。

【 0 0 5 6 】

すなわち、蒸発器 21 で蒸発した冷媒の一部がアキュムレータ 17 で気液分離されず、液冷媒分を含んだまま第 1 のシリンダ室 14 a に導かれて圧縮される、いわゆる液パッキング現象が生じてしまう。さらに、第 1 のシリンダ室 14 a では常時、圧縮作用を行うが、潤滑油が不足して焼損事故につながる虞れがある。

【 0 0 5 7 】

本実施の形態では、第 1 の吸込み管 16 a と第 2 の吸込み管 16 b とを連通する細管からなる連通路 30 を設けている。この連通路 30 の直径は、第 1 の吸込み管 16 a と第 2 の吸込み管 16 b の直径に対して十分細いものが選択されている。

【 0 0 5 8 】

したがって、通常の全能力運転時において前記連通路 30 が、第 1 の圧縮機構部 2 A と

10

20

30

40

50

第2の圧縮機構部2Bの冷媒吸込み作用に互いに干渉することはない。なお説明すると、連通路30を介して冷媒と潤滑油が、いずれか一方の圧縮機構部から他方の圧縮機構部へ浸入することはない、それぞれの圧縮効率および潤滑効率が損なわれることはない。

【0059】

第2の圧縮機構部2Bを休筒運転とする能力半減運転に切換ると、潤滑油が第2の圧縮機構部2Bから上記連通路30を介して第1の圧縮機構部2Aへバイパス案内される。

【0060】

すなわち、第1のシリンダ室14aにおいて圧縮作用が行われ、第1の吸込み管16aには強い負圧がかかっている。第1の吸込み管16aは連通路30を介して第2の吸込み管16bと連通しているから、第2のシリンダ室14b内に導かれ給油したあとの潤滑油は、アキュムレータ17には導かれず、連通路30から第1の吸込み管16aを介して第1のシリンダ室14aに導かれる。

10

【0061】

したがって、休筒運転状態にある第2の圧縮機構部2Bからアキュムレータ17への潤滑油の戻りが規制され、アキュムレータ17では正常な気液分離作用が行われる。そのため、長時間、休筒運転状態を継続しても、第1のシリンダ室14aに対する液バック現象が生じることはなく、圧縮効率の向上化を得られる。

【0062】

さらに、このとき連通路30を介して第2の圧縮機構部2Bから第1の圧縮機構部2Aに導かれる潤滑油には、当然ながら冷媒ガス分が混在している。潤滑油に混在する冷媒ガス分は、潤滑油とともに第1のシリンダ室14aに導かれ、冷媒ガス分は圧縮される。

20

すなわち、第1のシリンダ室14aにおいてはアキュムレータ17から導かれるガス冷媒の一部が、連通路30を介して導かれる潤滑油に混在する冷媒ガス分に代わる。そのため、第1のシリンダ室14aにおける圧縮能力が低下し、実質的に能力半減(1/2)よりも小さな能力での圧縮運転となる。

【0063】

たとえば、複数の空調室それぞれに室内機を配置し、1台の室外機と接続するマルチタイプの空気調和機において、能力可変幅の拡大は部分負荷対応を可能とする重要な技術課題である。

従来の構成では、密閉型圧縮機の最小能力が下がりきれない場合に、密閉型圧縮機で圧縮し吐出した冷媒ガスの一部を、そのまま吸込み側に戻す、いわゆるガスバイパスをなすことで対応していたが、この場合、省エネ性が悪化してしまう。

30

【0064】

本実施の形態においては、休筒運転状態にある第2の圧縮機構部2Bから連通路30を介して第1の圧縮機構部2Aに導かれる潤滑油に混在する冷媒ガスが、従来のガスバイパスと同様の作用をなし、さらなる最小能力を得られる。マルチタイプ空気調和機において、圧縮機の運転を停止せずすみ、温度ドラフトを起すことなく快適性を保持できる。

【0065】

連通路30に代って、連通管34と開閉弁35を備えた場合は、通常運転(全能力運転)時に、制御部Sは上記開閉弁35を閉成する。連通管34を介しての冷媒の流通が阻止されて、第1の吸込み管16aと第2の吸込み管16bにはそのまま低圧の冷媒が流通する。

40

【0066】

特別運転(能力半減運転)時には、制御部Sは上記開閉弁35を開放するよう制御信号を送る。したがって、上記連通路30を備えた場合と同様、連通管34にガス冷媒分を含んだ潤滑油が流通し、全く同様の作用をなす。したがって、さらなる最小能力を得られ、温度ドラフトを起すことなく快適性を保持できる。

【0067】

なお、上記第2のシリンダ室14bのブレード15bに対し高圧と低圧の背圧を切換える第1の休筒機構Kaの構成は、先に説明したものに限定されるものではなく、以下に述

50

べるような例が考えられる。

図4は、本発明における第2の実施の形態での、第2の休筒機構Kbを備えたロータリ式密閉型圧縮機Rの断面図と冷凍サイクルの構成図。図5は、同じ実施の形態での第1のシリンダ8Aと第2のシリンダ8Bを分解して示す斜視図。図6は、第2のシリンダ8Bの横断平面図である。

【0068】

後述する第2の休筒機構Kbと、第2のシリンダ8Bの上面側に設けられる中間仕切り板7Aおよび下面側に設けられる副軸受11Aを除いて、それ以外の構成部品は、先に説明したものと全く同一であり、同番号を付して新たな説明を省略する。

上記第2の休筒機構Kbは、第2のシリンダ8Bにおけるブレード室22bの縦孔部24bから第2のシリンダ8Bの外周面に亘って設けられた切欠部に嵌め込まれる電磁石Kbのものである。この電磁石Kbは上記制御部Sに信号線を介して電氣的に接続されていて、必要な制御信号を受けるようになっている。

【0069】

また、第2のシリンダ8Bの上面を区画する中間仕切り板7Aと下面を区画する副軸受11Aのそれぞれ外周面は、先に第1の実施の形態で説明した中間仕切り板7と副軸受11とは異なり、第2のシリンダ8Bに設けられるブレード室22bの縦孔部24bを露出する大きさに成形されている。

【0070】

したがって、ブレード室22bの縦孔部24bと、ブレード室22bに收容されるブレード15bの後端部は密閉ケース1内の圧力の影響を受けるようになっている。圧縮運転にともなって第1の圧縮機構部2Aで圧縮された冷媒ガスが一旦、密閉ケース1内に吐出されるところから、密閉ケース1内は高圧雰囲気となり、その影響を受ける。

【0071】

上記第1の吸込み管16aと、第2の吸込み管16bとに亘って連通路30を設けることは、変りがない。この連通路30は、アキュムレータ17の下流側に設けられていて、細管の直径は、第1、第2の吸込み管16b、16bの直径よりも十分に細く設定されている。

【0072】

連通路30の位置は、図のように密閉ケース1外部であってもよく、あるいは密閉ケース1内部であってもよい。また、連通路30に代えて、図4に二点鎖線で示すように、第1の吸込み管16aと第2の吸込み管16bとを連通する連通管34に開閉弁35を設けた構成であってもよい。

【0073】

全能力運転が選択されると、制御部Sは電磁石Kbに通電せず、したがって電磁石Kbのブレード15bに対する磁気吸着力は作用しない。制御部SはインバータIを介して電動機部3に運転信号を送るので、回転軸4が回転駆動され、ローラ13a、13bは各シリンダ室14a、14b内で偏心回転を行う。

【0074】

第1のシリンダ室14aにおいては上述したように通常の冷媒圧縮作用が行われ、高圧ガスがバルブカバーaを介して密閉ケース1内に吐出され充満する。そして、密閉ケース1上部の吐出管18から吐出され、凝縮器19から冷凍サイクルを構成する部品を循環して、冷凍サイクル運転が行われる。

【0075】

第2のシリンダ室14bには、アキュムレータ17で気液分離された冷媒が第2の吸込み管16bを介して吸込まれていて、低圧雰囲気となる。その一方で、ブレード室22bが密閉ケース1内に露出して吐出圧(高圧雰囲気)下にある。ブレード15bの先端部が低圧条件となり、後端部が高圧条件となって、前後端部で差圧が存在する。

【0076】

この差圧の影響で、ブレード15bの先端部がローラ13bに摺接するように押圧付勢

10

20

30

40

50

される。第1のシリンダ室14aで行われるのと全く同様の圧縮作用が、第2のシリンダ室14bにおいても行われる。結局、密閉型圧縮機Rにおいて、第1のシリンダ室14aおよび第2のシリンダ室14bの両方での全能力運転が行われる。

【0077】

特別運転（能力半減運転）が選択されると、制御部Sは第2の休筒機構を構成する電磁石Kbに通電して、ブレード15bを電磁石Kbに磁気吸着させる。第1のシリンダ室14aにおいては上述したように通常の圧縮作用がなされ、密閉ケース1内に吐出された高圧ガスが充満してケース内高圧となる。

【0078】

第2のシリンダ室14bのブレード15b後端部は密閉ケース1内に露出しており、密閉ケース1内の高圧雰囲気の影響を受けるが、電磁石Kbがブレード15bを磁気吸着している。したがって、密閉ケース1内の高圧雰囲気がブレード15bに対する背圧として作用しない。

【0079】

第2のシリンダ室14bに第2の吸込み管16bからアキュムレータ17を介して低圧の冷媒ガスが導かれ、かつローラ13bが偏心回転しても、第2のシリンダ室14bにおいては休筒運転状態となる。すなわち、第1のシリンダ室14aのみで圧縮作用が行われる能力半減運転となる。

【0080】

また、休筒運転状態にある第2の圧縮機構部2Bから連通路30を介して第1の圧縮機構部2Aに導かれる潤滑油に混在する冷媒ガスが、従来のガスバイパスと同様の作用をなし、さらなる最小能力を得られる。マルチタイプ空気調和機において、圧縮機の運転を停止せずにすみ、温度ドラフトを起すことなく快適性を保持できることは、変りがない。

上記連通路30に代って、連通管34と開閉弁35を備えた場合においても、上述のように作用し、同様の効果を得られる。

【0081】

なお、第1の実施の形態と第2の実施の形態とのいずれにおいても、第1の休筒機構Kaもしくは第2の休筒機構Kbを備えた第2の圧縮機構部2Bは、以下に述べるように構成するとよい。

図7(A)は第2の圧縮機構部2Bを模式的に示す断面図であり、図7(B)は第2の圧縮機構部2B一部を模式的に示す横断平面図である。

【0082】

特に、上記ブレード15bを収容するブレード室22bに特徴がある。なお説明すると、上記ブレード室22bはブレード15bの両側面が摺動自在に移動できるように設けられたブレード収納溝23bと、このブレード収納溝23bの端部に連設される縦孔部24bからなる。

【0083】

前記縦孔部24bのブレード15bの後端部が当接する部位は平坦に形成し、この平坦面Hにブレード15bの後端面が密着できるように加工する。休筒機構として電磁石Kbを備えた場合は、電磁石Kbの吸着面がブレード15bの後端部に密着できるように平坦面Hを形成する。

【0084】

すなわち、第2の圧縮機構部2Bにおいて休筒運転となすとき、ブレード15bを第1、第2の休筒機構Ka、Kbで吸着状態を保持するのに、ブレード15bの後端面が上記平坦面Hに密着していれば、ブレード15bに余計な力がかからずにすむ。換言すれば、小さな力でブレード15bの移動を規制でき、確実に休筒運転がなされる。

【0085】

なお、以上説明したロータリ式密閉型圧縮機と、この圧縮機を備えた冷凍サイクル装置は以上説明した構成に限定されるものではなく、本発明の要旨を越えない範囲内で種々変形実施可能であることは勿論である。

10

20

30

40

50

【図面の簡単な説明】

【0086】

【図1】本発明における第1の実施の形態に係る、ロータリ式密閉型圧縮機の縦断面図と、冷凍サイクル構成図。

【図2】同実施の形態に係る、第1のシリンダと第2のシリンダを分解した斜視図。

【図3】同実施の形態に係る、第1の休筒機構の構成図。

【図4】本発明における第2の実施の形態に係る、ロータリ式密閉型圧縮機の縦断面図と、冷凍サイクル構成図。

【図5】同実施の形態に係る、第1のシリンダと第2のシリンダを分解した斜視図。

【図6】同実施の形態に係る、第2の休筒機構の構成図。

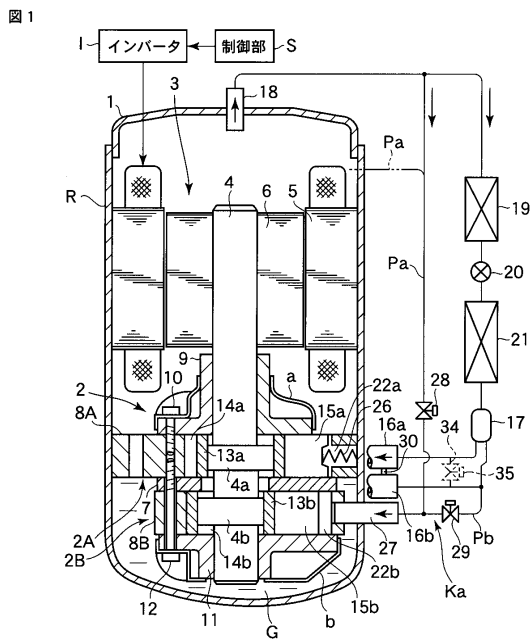
【図7】第1の実施の形態および第2の実施の形態に係る、第2の圧縮機構部の模式的な断面図と、一部横断平面図。

【符号の説明】

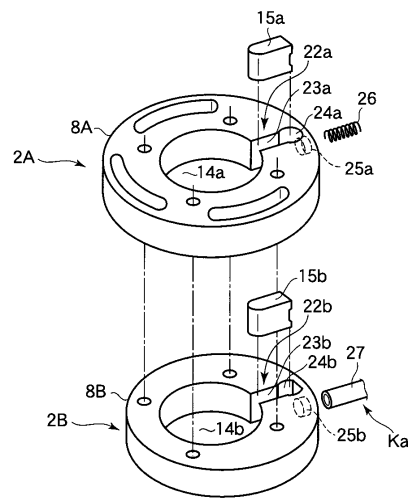
【0087】

16a...第1の吸込み管 16a...第2の吸込み管、17...アキュムレータ、1...密閉ケース、3...電動機部、2...圧縮機構部、2A...第1の圧縮機構部、2B...第2の圧縮機構部、13a, 13b...ローラ、14a...第1のシリンダ室、14b...第2のシリンダ室、8A...第1のシリンダ、8B...第2のシリンダ、15a, 15b...ブレード、Ka...第1の休筒機構、Kb...第2の休筒機構、30...連通路、35...開閉弁、H...平坦面。

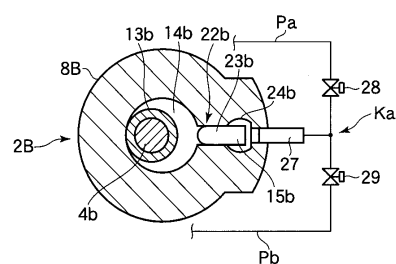
【図1】



【図2】



【図3】



フロントページの続き

- (74)代理人 100084618
弁理士 村松 貞男
- (74)代理人 100103034
弁理士 野河 信久
- (74)代理人 100119976
弁理士 幸長 保次郎
- (74)代理人 100153051
弁理士 河野 直樹
- (74)代理人 100140176
弁理士 砂川 克
- (74)代理人 100101812
弁理士 勝村 紘
- (74)代理人 100092196
弁理士 橋本 良郎
- (74)代理人 100100952
弁理士 風間 鉄也
- (74)代理人 100070437
弁理士 河井 将次
- (74)代理人 100124394
弁理士 佐藤 立志
- (74)代理人 100112807
弁理士 岡田 貴志
- (74)代理人 100111073
弁理士 堀内 美保子
- (74)代理人 100134290
弁理士 竹内 将訓
- (74)代理人 100127144
弁理士 市原 卓三
- (74)代理人 100141933
弁理士 山下 元
- (72)発明者 小野田 泉
静岡県富士市蓼原336番地 東芝キャリア株式会社内

審査官 大谷 謙仁

- (56)参考文献 特開2004-301114(JP,A)
特開2007-146663(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F04C 18/356
F04C 23/00