

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4169620号  
(P4169620)

(45) 発行日 平成20年10月22日(2008.10.22)

(24) 登録日 平成20年8月15日(2008.8.15)

(51) Int.Cl.		F I			
<b>FO4C</b>	<b>29/02</b>	<b>(2006.01)</b>	FO4C	29/02	361A
<b>FO4B</b>	<b>39/02</b>	<b>(2006.01)</b>	FO4C	29/02	351A
<b>FO4B</b>	<b>39/04</b>	<b>(2006.01)</b>	FO4B	39/02	W
			FO4B	39/04	G

請求項の数 2 (全 11 頁)

(21) 出願番号	特願2003-88001 (P2003-88001)	(73) 特許権者	000001889
(22) 出願日	平成15年3月27日 (2003.3.27)		三洋電機株式会社
(65) 公開番号	特開2004-293450 (P2004-293450A)		大阪府守口市京阪本通2丁目5番5号
(43) 公開日	平成16年10月21日 (2004.10.21)	(74) 代理人	100098361
審査請求日	平成17年9月5日 (2005.9.5)		弁理士 雨笠 敬
		(72) 発明者	松浦 大
			大阪府守口市京阪本通2丁目5番5号 三洋電機株式会社内
		(72) 発明者	松森 裕之
			大阪府守口市京阪本通2丁目5番5号 三洋電機株式会社内
		(72) 発明者	佐藤 孝
			大阪府守口市京阪本通2丁目5番5号 三洋電機株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 冷媒サイクル装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

密閉容器内に駆動要素と該駆動要素にて駆動される回転圧縮機構部とを備えたロータリコンプレッサと、該ロータリコンプレッサから吐出された冷媒中のオイルを分離し、オイル戻し管を介して前記密閉容器内に戻すためのオイル分離器とを備えた冷媒サイクル装置において、

前記オイル戻し管に設けられた電動膨張弁と、該電動膨張弁の開度を制御する制御装置を備え、

該制御装置は、前記電動膨張弁の開度を前記駆動要素の回転数の二乗に比例して制御すると共に、

該回転数が低くなると、前記オイル戻し管から前記密閉容器内に帰還するオイル量を少なくし、前記回転数が高くなると、該オイル戻し管から前記密閉容器内に帰還するオイル量を多くすることを特徴とする冷媒サイクル装置。

【請求項2】

密閉容器内に駆動要素と該駆動要素にて駆動される回転圧縮機構部とを備えたロータリコンプレッサと、該ロータリコンプレッサから吐出された冷媒中のオイルを分離し、オイル戻し管を介して前記密閉容器内に戻すためのオイル分離器とを備えた冷媒サイクル装置において、

前記オイル戻し管に設けられた電磁弁と、該電磁弁の開時間若しくは開回数を制御する制御装置を備え、

該制御装置は、前記電磁弁の開時間若しくは開回数を前記駆動要素の回転数の二乗に比例して制御すると共に、

該回転数が低くなると、前記オイル戻し管から前記密閉容器内に帰還するオイル量を少なくし、前記回転数が高くなると、該オイル戻し管から前記密閉容器内に帰還するオイル量を多くすることを特徴とする冷媒サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、ロータリコンプレッサから吐出された冷媒中のオイルを分離して密閉容器内に戻すためのオイル分離器を備えた冷媒サイクル装置に関するものである。

10

【0002】

【従来の技術】

近年地球環境問題に対応するためにカーエアコンなどの空調機器の冷媒サイクル装置に冷媒として二酸化炭素(CO<sub>2</sub>)が用いられてきている(特許文献1参照)。そして、係る冷媒サイクル装置では例えば内部中間圧型多段(二段)圧縮式のロータリコンプレッサが使用される。このロータリコンプレッサは、密閉容器内に駆動要素と回転圧縮機構部を備え、この回転圧縮機構部を構成する第1の回転圧縮要素の吸込ポートからガス冷媒がシリンダの低压室側に吸入され、ローラとペーンの動作により圧縮されて中間圧となり、シリンダの高压室側より吐出ポート、吐出消音室を経て密閉容器内に吐出される。

【0003】

20

そして、この密閉容器内の中間圧のガス冷媒は第2の回転圧縮要素の吸込ポートからシリンダの低压室側に吸入され、ローラとペーンの動作により2段目の圧縮が行われて高温高压のガス冷媒となり、高压室側より吐出ポート、吐出消音室を経て冷媒吐出管より外部に吐出されるものであった。

【0004】

このロータリコンプレッサから吐出されたガス冷媒は冷媒回路のガスクーラに流入して放熱した後、膨張弁で絞られて蒸発器(エバポレータ)で蒸発し、ロータリコンプレッサの第1の回転圧縮要素に吸入される冷媒サイクルを繰り返す。

【0005】

【特許文献1】

30

特開平2-294587号公報

【0006】

【発明が解決しようとする課題】

ここで、このようなロータリコンプレッサを備えた冷媒サイクル装置では第2の回転圧縮要素から吐出されたガス冷媒はそのまま外部の熱交換器に吐出されるため、冷媒回路へのオイルの流出が多くなる。係るオイル吐出量が多くなると、冷媒回路の冷媒循環に支障を来すと共に、ロータリコンプレッサ内のオイルレベルも低下し、摺動性能やシール性が低下してしまう問題がある。また、この問題は係る内部中間圧型のロータリコンプレッサに限らず、密閉容器内に吸い込んだ冷媒を回転圧縮要素で圧縮し、外部に吐出する内部低压型のロータリコンプレッサでも同様に生じる。

40

【0007】

そこで、従来よりロータリコンプレッサから出た冷媒吐出管にオイル分離器を接続して吐出ガス冷媒からオイルを分離し、オイル戻し管を介して密閉容器内に戻す工夫が成されているが、オイル分離器内は高压となるため、それより低い中間圧或いは低压の密閉容器内にオイルを戻すために圧力調整が必要となる。そのため、従来ではオイル戻し管に通常キャピラリチューブを設けていたが、駆動要素の回転数が低くなってオイル吐出量が少なくなると、オイル戻し管内にオイルが無くなり、このオイル戻し管を介して冷媒サイクル装置の高压側と中間圧側(低压側)とが連通され、バイパスされてしまう。これによって著しい効率の低下が発生する。

【0008】

50

一方、駆動要素の回転数が高くなってオイル吐出量が多くなると、今度はオイル戻り量が不足してオイルレベルが低下し、オイル枯渇が生じて摺動性能やシール性の低下が生じる問題があった。

【0009】

本発明は、係る従来の技術的課題を解決するために成されたものであり、ロータリコンプレッサへのオイル戻しを的確に行うことができる冷媒サイクル装置を提供するものである。

【0010】

【課題を解決するための手段】

請求項1の発明では、密閉容器内に駆動要素と該駆動要素にて駆動される回転圧縮機構部とを備えたロータリコンプレッサと、該ロータリコンプレッサから吐出された冷媒中のオイルを分離し、オイル戻し管を介して密閉容器内に戻すためのオイル分離器とを備えた冷媒サイクル装置において、オイル戻し管に設けられた電動膨張弁と、この電動膨張弁の開度を制御する制御装置を備え、制御装置は、電動膨張弁の開度を駆動要素の回転数の二乗に比例して制御すると共に、回転数が低くなると、オイル戻し管から密閉容器内に帰還するオイル量を少なくし、回転数が高くなると、オイル戻し管から密閉容器内に帰還するオイル量を多くするので、駆動要素の回転数が高い状態における密閉容器内のオイル枯渇を防止できるようになる。

10

【0011】

請求項2の発明では、密閉容器内に駆動要素と該駆動要素にて駆動される回転圧縮機構部とを備えたロータリコンプレッサと、該ロータリコンプレッサから吐出された冷媒中のオイルを分離し、オイル戻し管を介して密閉容器内に戻すためのオイル分離器とを備えた冷媒サイクル装置において、オイル戻し管に設けられた電磁弁と、この電磁弁の開時間若しくは開回数を制御する制御装置を備え、制御装置は、電磁弁の開時間若しくは開回数を駆動要素の回転数の二乗に比例して制御すると共に、回転数が低くなると、オイル戻し管から密閉容器内に帰還するオイル量を少なくし、回転数が高くなると、オイル戻し管から前記密閉容器内に帰還するオイル量を多くするので、駆動要素の回転数が高い状態における密閉容器内のオイル枯渇を防止できるようになる。

20

【0012】

これらにより、常時最適なオイル戻しを実現できるようになり、ロータリコンプレッサの信頼性の向上と性能及び効率の著しい改善を図ることが可能となるものである。

30

【0013】

【発明の実施の形態】

次に、図面に基づき本発明の実施形態を詳述する。図1は本発明を適用した冷媒サイクル装置1に使用されるロータリコンプレッサの実施例としての内部中間圧型多段(二段)圧縮式のロータリコンプレッサ10の縦断面図、図2は本発明の冷媒サイクル装置1の冷媒回路図をそれぞれ示している。尚、実施例の冷媒サイクル装置1は高圧側が超臨界となる遷臨界冷媒サイクルである。

【0014】

図中10は二酸化炭素(CO<sub>2</sub>)を冷媒として使用する内部中間圧型多段(二段)圧縮式のロータリコンプレッサで、このロータリコンプレッサ10は鋼板からなる円筒状の密閉容器12と、この密閉容器12の内部空間の上側に配置収納された駆動要素14及びこの駆動要素14の下側に配置され、駆動要素14の回転軸16により駆動される第1の回転圧縮要素32(1段目)及び第2の回転圧縮要素34(2段目)からなる回転圧縮機構部18にて構成されている。

40

【0015】

密閉容器12は、底部をオイル溜めTとし、駆動要素14と回転圧縮機構部18を収納する容器本体12Aと、この容器本体12Aの上部開口を閉塞する略碗状のエンドキャップ(蓋体)12Bとで構成されている。このエンドキャップ12Bの上面中心には円形の取付孔12Dが形成されており、この取付孔12Dには駆動要素14に電力を供給するた

50

めのターミナル（配線を省略）20が取り付けられている。

【0016】

エンドキャップ12Bのターミナル20周囲には、座押成形によって所定曲率の段差部12Cが環状に形成されている。また、ターミナル20は端子139、139が貫通して取り付けられた円形のガラス部20Aと、このガラス部20Aの周囲に形成され、斜め外下方に鐳状に張り出した金属製の取付部20Bとから構成されている。そして、ターミナル20は、そのガラス部20Aを下側から取付孔12Dに挿入して上側に臨ませ、取付部20Bを取付孔12Dの周縁に当接させた状態でエンドキャップ12Bの取付孔12D周縁に取付部20Bを溶接することで、エンドキャップ12Bに固定されている。

【0017】

駆動要素14は、密閉容器12の上部空間の内周面に沿って環状に取り付けられたステータ22と、このステータ22の内側に若干の間隙を設けて挿入配置されたロータ24とから構成されている。このロータ24は中心を通り鉛直方向に延びる回転軸16に固定されている。

【0018】

ステータ22は、ドーナツ状の電磁鋼板を積層した積層体26と、この積層体26に形成された図示しない歯部に直巻き（集中巻き）方式により巻装されたステータコイル28を有している。また、ロータ24もステータ22と同様に電磁鋼板の積層体30で形成され、この積層体30内に永久磁石MGを挿入して構成されている。

【0019】

前記第1の回転圧縮要素32と第2の回転圧縮要素34との間には中間仕切板36が挟持されている。即ち、第2の回転圧縮要素34と第1の回転圧縮要素34は、中間仕切板36と、この中間仕切板36の上下に配置されたシリンダ38、シリンダ40と、この上下シリンダ38、40内を180度の位相差を有して回転軸16に設けられた上下偏心部42、44に嵌合されて偏心回転する上下ローラ46、48と、この上下ローラ46、48に当接して上下シリンダ38、40内をそれぞれ低圧室側と高圧室側に区画する後述する上下ベーン（図示せず）と、上シリンダ38の上側（駆動要素14側）の開口面及び下シリンダ40の下側（駆動要素14とは反対側）の開口面を閉塞して回転軸16の軸受けを兼用する支持部材としての上部支持部材54及び下部支持部材56にて構成される。

【0020】

上部支持部材54および下部支持部材56には、吸込ポート161、162にて上下シリンダ38、40の内部とそれぞれ連通する吸込通路58、60と、凹陷した吐出消音室62、64が形成されると共に、これら両吐出消音室62、64の開口部はそれぞれカバーにより閉塞される。即ち、吐出消音室62はカバーとしての上部カバー66、吐出消音室64はカバーとしての下部カバー68にて閉塞される。

【0021】

この場合、上部支持部材54の中央には駆動要素14方向に突出する長軸受けとなる軸受け54Aが起立形成されており、この軸受け54A内面には筒状のブッシュ122が装着されている。このブッシュ122は、回転軸16と軸受け54A間に介在し、当該ブッシュ122の内面が回転軸16に摺動自在に接触している。ブッシュ122は給油が不十分な状況でも良好な摺動性を保持できる耐摩耗性の高いカーボン材料にて構成されている。

【0022】

また、下部支持部材56の中央には軸受け54Aと比較して短軸受けとなる軸受け56Aが貫通形成されており、この軸受け56A内面にもブッシュ122同様のブッシュ124が装着されている。このブッシュ124も、回転軸16と軸受け56A間に介在し、当該ブッシュ124の内面が回転軸16に摺動自在に接触している。これにより、回転軸16は、回転圧縮機構部18の駆動要素14側（上側）ではブッシュ122を介して上部支持部材54の軸受け54Aに保持され、駆動要素14と反対側（下側）はブッシュ124を介して下部支持部材56の軸受け56Aに保持される。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 2 3 】

下部カバー 6 8 は、ドーナツ状の円形鋼板から構成されており、周辺部の 4 力所を主ボルト 1 2 9 . . . によって下から下部支持部材 5 6 に固定され、第 1 の回転圧縮要素 3 2 の下シリンダ 4 0 内部と連通する吐出消音室 6 4 の下面開口部を閉塞する。この主ボルト 1 2 9 . . . の先端は上部支持部材 5 4 に螺合する。

## 【 0 0 2 4 】

尚、吐出消音室 6 4 と密閉容器 1 2 内における上部カバー 6 6 の駆動要素 1 4 側は、上下シリンダ 3 8、4 0 や中間仕切板 3 6 を貫通する孔である図示しない連通路にて連通されている。この連通路の上端には中間吐出管 1 2 1 が立設されており、この中間吐出管 1 2 1 は上方の駆動要素 1 4 のステータ 2 2 に巻装された相隣接するステータコイル 2 8、2 8 間の隙間に指向している。

10

## 【 0 0 2 5 】

また、上部カバー 6 6 は第 2 の回転圧縮要素 3 4 の上シリンダ 3 8 内部と連通する吐出消音室 6 2 の上面開口部を閉塞し、密閉容器 1 2 内を吐出消音室 6 2 と駆動要素 1 4 側とに仕切る。この上部カバー 6 6 は周辺部が 4 本の主ボルト 7 8 . . . により、上から上部支持部材 5 4 に固定されている。この主ボルト 7 8 . . . の先端は下部支持部材 5 6 に螺合する。

## 【 0 0 2 6 】

次に、上シリンダ 3 8 の下側の開口面及び下シリンダ 4 0 の上側の開口面を閉塞する中間仕切板 3 6 内には、上シリンダ 3 8 内の吸込側に対応する位置に、外周面から内周面に至り、外周面と内周面とを連通して給油路を構成する貫通孔 1 3 1 が穿設されており、この貫通孔 1 3 1 の外周面側に封止材 1 3 2 を圧入して外周面側の開口を封止している。また、この貫通孔 1 3 1 の中途部には上側に延在する連通孔 1 3 3 が穿設されている。

20

## 【 0 0 2 7 】

一方、上シリンダ 3 8 の吸込ポート 1 6 1 (吸込側)には中間仕切板 3 6 の連通孔 1 3 3 に連通する連通孔 1 3 4 が穿設されている。また、回転軸 1 6 内には軸中心に鉛直方向に設けられたオイル孔 (図示せず)と、このオイル孔に連通する横方向の給油孔 8 2、8 4 が形成されており (図示しないが回転軸 1 6 の上下偏心部 4 2、4 4 にも給油孔が形成されている)、中間仕切板 3 6 の貫通孔 1 3 1 の内周面側の開口は、これらの給油孔 8 2、8 4 を介して前記オイル孔に連通している。

30

## 【 0 0 2 8 】

そして、密閉容器 1 2 内は後述する如く中間圧となるため、2 段目で高圧となる上シリンダ 3 8 内にはオイルの供給が困難となるが、中間仕切板 3 6 を係る構成としたことにより、密閉容器 1 2 内底部のオイル溜め T から汲み上げられたオイルは、前記オイル孔を上昇して給油孔 8 2、8 4 から出て中間仕切板 3 6 の貫通孔 1 3 1 に入り、連通孔 1 3 3、1 3 4 から上シリンダ 3 8 の吸込側 (吸込ポート 1 6 1) に供給される。

## 【 0 0 2 9 】

ところで、回転軸 1 6 と一体に 1 8 0 度の位相差を持って形成される上下偏心部 4 2、4 4 の相互間を連結する連結部 9 0 は、その断面形状を回転軸 1 6 の円形断面より断面積を大きくして剛性を持たせるために非円形状の例えばラグビーボール状とされている。即ち、回転軸 1 6 に設けた上下偏心部 4 2、4 4 を連結する連結部 9 0 の断面形状は上下偏心部 4 2、4 4 の偏心方向に直交する方向でその肉厚を大きくしている。

40

## 【 0 0 3 0 】

これにより、回転軸 1 6 に一体に設けられた上下偏心部 4 2、4 4 を連結する連結部 9 0 の断面積を大きくし、断面 2 次モーメントを増加させて強度 (剛性) を増し、耐久性と信頼性を向上させている。特に、使用圧力の高い冷媒を 2 段圧縮する場合、高低圧の圧力差が大きくなるために回転軸 1 6 にかかる荷重も大きくなるが、連結部 9 0 の断面積を大きくしてその強度 (剛性) を増しているため、回転軸 1 6 が弾性変形してしまうのを防止できる。

## 【 0 0 3 1 】

50

そして、このロータリコンプレッサ 10 には冷媒としては地球環境にやさしく、可燃性および毒性等を考慮して自然冷媒である前記二酸化炭素 (CO<sub>2</sub>) を使用し、潤滑油としてのオイルは、例えば鉱物油 (ミネラルオイル)、アルキルベンゼン油、エーテル油、エステル油等既存のオイルが使用される。

#### 【0032】

密閉容器 12 の側面 (容器本体 12A の側面) には、上部支持部材 54 と下部支持部材 56 の吸込通路 58、60、吐出消音室 62 及び上部カバー 66 の上側 (駆動要素 14 の下端に略対応する位置) に対応する位置に、スリーブ 141、142、143 及び 144 がそれぞれ溶接固定されている。スリーブ 141 と 142 は上下に隣接すると共に、スリーブ 143 はスリーブ 141 の略対角線上にある。また、スリーブ 144 はスリーブ 141 と略 90 度ずれた位置にある。

10

#### 【0033】

そして、スリーブ 141 内には上シリンダ 38 にガス冷媒を導入するための冷媒導入管 92 の一端が挿入接続され、この冷媒導入管 92 の一端は上シリンダ 38 の吸込通路 58 に連通される。この冷媒導入管 92 は密閉容器 12 の外側を通過してスリーブ 144 に至り、他端はスリーブ 144 内に挿入接続されて密閉容器 12 内に連通する。

#### 【0034】

また、スリーブ 142 内には下シリンダ 40 にガス冷媒を導入するための冷媒導入管 94 の一端が挿入接続され、この冷媒導入管 94 の一端は下シリンダ 40 の吸込通路 60 に連通される。また、スリーブ 143 内には冷媒吐出管 96 が挿入接続され、この冷媒吐出管 96 の一端は吐出消音室 62 に連通される。容器本体 12A の側面となる冷媒吐出管 96 と駆動要素 14 との間には後述するオイル戻し管 190 の一端が溶接固定されて密閉容器 12 内に開口し、他端は後述するオイル冷却通路 184 出口に溶接固定され、連通している。

20

#### 【0035】

また、スリーブ 141、143、144 の外面周囲には配管接続用のカブラが係合可能な鍔部 151 (スリーブ 144 の鍔部は図示せず) が形成されており、スリーブ 142 の外面には配管接続用のネジ溝 152 が形成されている。これにより、スリーブ 141、143、144 にはロータリコンプレッサ 10 の製造工程における完成検査で気密試験を行う場合に試験用配管の図示しないカブラを鍔部 151 に容易に接続できるようになると共に、スリーブ 142 にはネジ溝 152 を使用して試験用配管を容易にネジ止めできるようになる。特に、上下で隣接するスリーブ 141 と 142 は、一方のスリーブ 141 に鍔部 151 が、他方のスリーブ 142 にネジ溝 152 が形成されていることで、狭い空間で試験用配管を各スリーブ 141、142 に接続可能となる。

30

#### 【0036】

そして、上記ロータリコンプレッサ 10 は、例えば図 2 に示すような冷蔵庫、ルームエアコン、カーエアコン、パッケージエアコンなどの冷媒サイクル装置 1 の冷媒回路の一部を構成する。即ち、ロータリコンプレッサ 10 の冷媒吐出管 96 はオイル分離器 170 に接続され、このオイル分離器 170 の冷媒出口はガスクーラ 154 の入口に接続される。このガスクーラ 154 の出口側の配管 153 は減圧装置としての膨張弁 156 を経て蒸発器 (エバポレータ) 157 の入口に至り、蒸発器 157 の出口は冷媒導入管 94 に接続される。

40

#### 【0037】

オイル分離器 170 のオイル出口にはオイル戻し管 190 の一端が接続されている。このオイル戻し管 190 には流路制御装置としての電動膨張弁 172 が接続されており、オイル戻し管 190 の他端は密閉容器 12 内に連通接続されている。また、171 は制御装置としてインバータを有するコントローラであり、このコントローラ 171 はインバータを用いてロータリコンプレッサ 10 の駆動要素 14 の回転数 (運転周波数) を制御する。また、コントローラ 171 はこの駆動要素 14 の回転数 (運転周波数) を用いて後述する如く電動膨張弁 172 の弁開度を制御する。

50

## 【 0 0 3 8 】

以上の構成で、次に冷媒サイクル装置 1 の動作を説明する。コントローラ 1 7 1 によりロータリコンプレッサ 2 の駆動要素 1 4 に通電され、それによって第 1 及び第 2 の回転圧縮要素 5 2、5 3 が駆動されると、ロータリコンプレッサ 1 0 からは前述した如く二段圧縮され、超臨界圧力となったガス冷媒 (CO<sub>2</sub>) が冷媒吐出管 9 6 内に吐出される。吐出されたガス冷媒は冷媒吐出管 9 6 からオイル分離器 1 7 0 に入り、そこで冷媒中に混入したオイルが分離され、オイル分離器 1 7 0 内底部に溜まる。

## 【 0 0 3 9 】

このオイル分離器 1 7 0 でオイルが分離された高温高圧のガス冷媒は、ガスクーラ 1 5 4 に流入して空冷される (ここで加熱作用を発揮) がこの時点では冷媒は依然超臨界域にあり、凝縮しない。ガスクーラ 1 5 4 内で所定の温度に冷却された冷媒は、配管 1 5 3 から膨張弁 1 5 6 に入り、そこで減圧される過程で凝縮する。液化した冷媒はその後蒸発器 1 5 7 に入り、そこで蒸発して冷却作用を発揮する。蒸発器 1 5 7 を出た冷媒はその後、ロータリコンプレッサ 1 0 の第 1 の回転圧縮要素 3 2 に吸入されるサイクルを繰り返す。

## 【 0 0 4 0 】

一方、オイル分離器 1 7 0 で分離されたオイルはオイル戻し管 1 9 0 に入り、電動膨張弁 1 7 2 を経て密閉容器 1 2 内に帰還する。ここで、コントローラ 1 7 1 による電動膨張弁 1 7 2 の弁開度制御を図 3 に基づいて説明する。

## 【 0 0 4 1 】

コントローラ 1 7 1 は前記蒸発器 1 5 7 にて要求される冷却能力或いはガスクーラ 1 5 4 にて要求される加熱能力などに基づいてロータリコンプレッサ 1 0 の駆動要素 1 4 の回転数 (運転周波数) を制御している。そして、コントローラ 1 7 1 はこの駆動要素 1 4 の回転数 (運転周波数) の二乗に比例して電動膨張弁 1 7 2 の弁開度を制御する。図 3 において横軸 X は駆動要素 1 4 の運転周波数 (回転数)、縦軸 Y は電動膨張弁 1 7 2 の弁開度を示しており、制御に用いる関数は  $Y = F(X^2)$  で表される。

## 【 0 0 4 2 】

これにより、オイル分離器 1 7 0 からオイル戻し管 1 9 0 を介して密閉容器 1 2 内に帰還するオイル量は駆動要素 1 4 の回転数 (運転周波数) の二乗に比例して変化することになる。即ち、駆動要素 1 4 の回転数が 2 倍となると電動膨張弁 1 7 2 の弁開度は 2 の二乗に比例して拡大され、それによってオイル戻し管 1 9 0 から帰還するオイル量は増量される。また、駆動要素 1 4 の回転数が 1 / 2 となると電動膨張弁 1 7 2 の弁開度は 1 / 2 の二乗に比例して狭められ、それによって帰還オイル量は減少される。

## 【 0 0 4 3 】

ここで、第 2 の回転圧縮要素 3 4 から冷媒吐出管 9 6 に吐出されるオイル量は駆動要素 1 4 の回転数の二乗に比例して増大することが分かっているが、本発明によれば、駆動要素 1 4 の回転数が高いときに多量のオイルを密閉容器 1 2 に帰還させることができるので、オイル枯渇が生じなくなる。これにより、係る高回転時における回転圧縮機構部 1 8 におけるシール性や摺動性が低下する不都合も回避される。

## 【 0 0 4 4 】

また、駆動要素 1 4 の回転数が低くなると第 2 の回転圧縮要素 3 4 からのオイル吐出量もその二乗に比例して少なくなるので、オイル分離器 1 7 0 内に溜まるオイル量も減る。従って、オイル分離器 1 7 0 からオイル戻し管 1 9 0 に入るオイル量も減少する。そして、オイル戻し管 1 9 0 内にオイルが存在しなくなると、オイル分離器 1 7 0 内と密閉容器 1 2 内とが連通され、冷媒回路の高圧側と中間圧側とがバイパスされてしまうが、本発明ではコントローラ 1 7 1 が電動膨張弁 1 7 2 の弁開度を狭めて係るバイパス現象の発生を回避する。これにより、冷媒サイクル装置 1 の効率悪化を防止する。

## 【 0 0 4 5 】

尚、実施例では電動膨張弁 1 7 2 をオイル戻し管 1 9 0 の流路制御装置として用いたが、それに限らず、通常の電磁弁を用いてもよい。その場合には、単位時間当たりに電磁弁が開いている時間や、単位時間当たりに開く回数 (一回の開時間は固定) を駆動要素 1 4

10

20

30

40

50

の回転数の二乗に比例してコントローラ 171 により制御することになる。

【0046】

また、実施例では内部中間圧型の2段圧縮式ロータリコンプレッサを例にとって説明したが、それに限らず、蒸発器157からの冷媒を密閉容器内に吸い込み、この密閉容器内の低圧冷媒を回転圧縮要素で圧縮して外部に吐出する所謂内部低圧型のロータリコンプレッサにも本発明は有効である。係る内部低圧型のロータリコンプレッサも回転圧縮要素からのオイル吐出が多くなるので、ロータリコンプレッサのオイル枯渇を確実に防止できると共に、高圧となるオイル分離器170内と低圧の密閉容器内とのバイパスを防止して効率の改善も実現できるようになる。

【0047】

【発明の効果】

以上詳述した如く請求項1の発明によれば、密閉容器内に駆動要素と該駆動要素にて駆動される回転圧縮機構部とを備えたロータリコンプレッサと、該ロータリコンプレッサから吐出された冷媒中のオイルを分離し、オイル戻し管を介して密閉容器内に戻すためのオイル分離器とを備えた冷媒サイクル装置において、オイル戻し管に設けられた電動膨張弁と、この電動膨張弁の開度を制御する制御装置を備え、制御装置は、電動膨張弁の開度を駆動要素の回転数の二乗に比例して制御すると共に、回転数が低くなると、オイル戻し管から密閉容器内に帰還するオイル量を少なくし、回転数が高くなると、オイル戻し管から密閉容器内に帰還するオイル量を多くするので、駆動要素の回転数が高い状態における密閉容器内のオイル枯渇を防止できるようになる。

【0048】

請求項2の発明によれば、密閉容器内に駆動要素と該駆動要素にて駆動される回転圧縮機構部とを備えたロータリコンプレッサと、該ロータリコンプレッサから吐出された冷媒中のオイルを分離し、オイル戻し管を介して密閉容器内に戻すためのオイル分離器とを備えた冷媒サイクル装置において、オイル戻し管に設けられた電磁弁と、この電磁弁の開時間若しくは開回数を制御する制御装置を備え、制御装置は、電磁弁の開時間若しくは開回数を駆動要素の回転数の二乗に比例して制御すると共に、回転数が低くなると、オイル戻し管から密閉容器内に帰還するオイル量を少なくし、回転数が高くなると、オイル戻し管から前記密閉容器内に帰還するオイル量を多くするので、駆動要素の回転数が高い状態における密閉容器内のオイル枯渇を防止できるようになる。

【0049】

これらにより、常時最適なオイル戻しを実現できるようになり、ロータリコンプレッサの信頼性の向上と性能及び効率の著しい改善を図ることが可能となるものである。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明を適用した冷媒サイクル装置の一実施例の冷媒回路に使用される内部中間圧型多段(二段)圧縮式のロータリコンプレッサの縦断面図である。

【図2】 本発明の冷媒サイクル装置の一実施例の冷媒回路図である。

【図3】 図2の電動膨張弁の弁開度制御を説明する図である。

【符号の説明】

- 1 冷媒サイクル装置
- 10 ロータリコンプレッサ
- 12 密閉容器
- 14 駆動要素
- 18 回転圧縮機構部
- 32 第1の回転圧縮要素
- 34 第2の回転圧縮要素
- 36 中間仕切板
- 96 冷媒吐出管
- 154 ガスクーラ
- 156 膨張弁

10

20

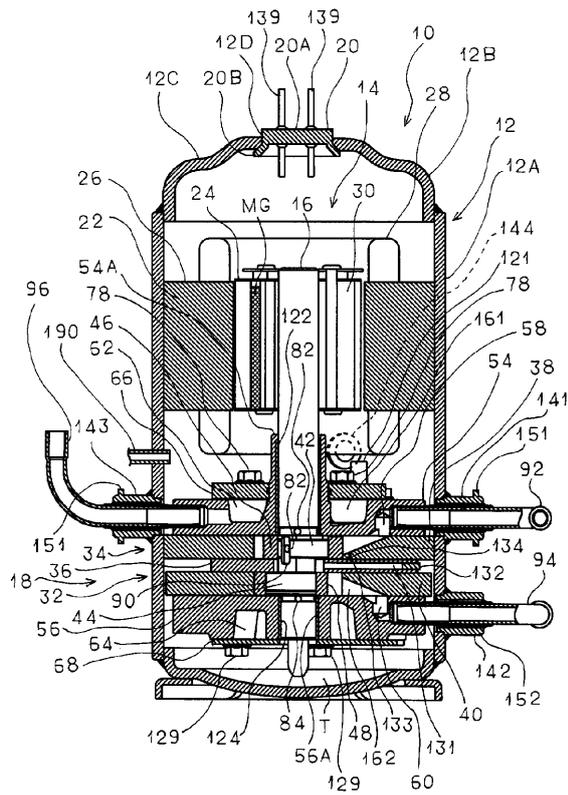
30

40

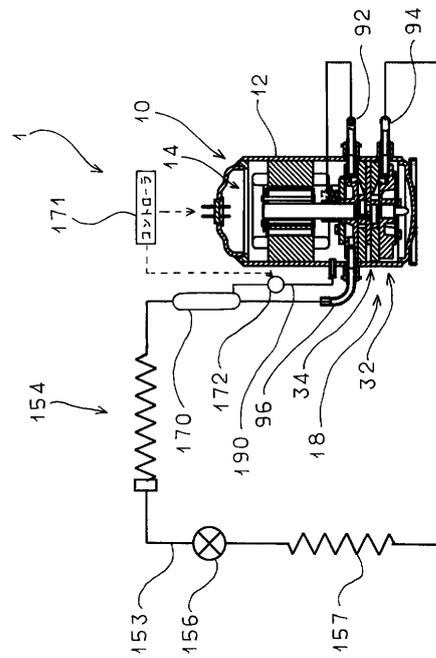
50

- 157 蒸発器
- 170 オイル分離器
- 171 コントローラ（制御装置）
- 172 電動膨張弁
- 190 オイル戻し管

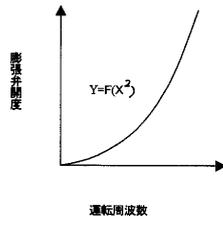
【図1】



【図2】



【 図 3 】



---

フロントページの続き

- (72)発明者 江原 俊行  
大阪府守口市京阪本通2丁目5番5号 三洋電機株式会社内
- (72)発明者 斎藤 隆泰  
大阪府守口市京阪本通2丁目5番5号 三洋電機株式会社内
- (72)発明者 吉田 有智  
大阪府守口市京阪本通2丁目5番5号 三洋電機株式会社内
- (72)発明者 高草木 茂夫  
大阪府守口市京阪本通2丁目5番5号 三洋電機株式会社内

審査官 田谷 宗隆

- (56)参考文献 実開昭54-179508(JP,U)  
特開平01-159492(JP,A)  
特開平8-319971(JP,A)  
特開平5-223074(JP,A)  
特開平6-294388(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F04C 29/02  
F04B 39/02  
F04B 39/04