

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B1)

(11) 特許番号

特許第3724495号
(P3724495)

(45) 発行日 平成17年12月7日(2005.12.7)

(24) 登録日 平成17年9月30日(2005.9.30)

(51) Int. Cl.⁷

F04C 18/32
F04C 29/00

F I

F04C 18/32
F04C 29/00 C
F04C 29/00 D

請求項の数 10 (全 18 頁)

(21) 出願番号 特願2004-203665 (P2004-203665)
(22) 出願日 平成16年7月9日(2004.7.9)
審査請求日 平成17年5月11日(2005.5.11)

(73) 特許権者 000002853
ダイキン工業株式会社
大阪府大阪市北区中崎西2丁目4番12号
梅田センタービル
(74) 代理人 100077931
弁理士 前田 弘
(74) 代理人 100094134
弁理士 小山 廣毅
(74) 代理人 100110939
弁理士 竹内 宏
(74) 代理人 100110940
弁理士 嶋田 高久
(74) 代理人 100113262
弁理士 竹内 祐二

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 回転式流体機械

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

環状のシリンダ室(50)を有するシリンダ(21)と、該シリンダ(21)に対して偏心してシリンダ室(50)に収納され、シリンダ室(50)を外側の作動室(51)と内側の作動室(52)とに区画する環状のピストン(22)と、上記シリンダ室(50)に配置され、各作動室を高圧側と低圧側とに区画するブレード(23)とを有し、上記シリンダ(21)とピストン(22)とが相対的に回転する回転機構(20)を備え、

上記シリンダ室(50)は、回転時におけるシリンダ(21)の壁面とピストン(22)の壁面との間隙が所定値になるように、シリンダ室(50)の幅T1が該シリンダ室(50)の1周において変化している

ことを特徴とする回転式流体機械。

【請求項2】

環状のシリンダ室(50)を有するシリンダ(21)と、該シリンダ(21)に対して偏心してシリンダ室(50)に収納され、シリンダ室(50)を外側の作動室(51)と内側の作動室(52)とに区画する環状のピストン(22)と、上記シリンダ室(50)に配置され、各作動室を高圧側と低圧側とに区画するブレード(23)とを有し、上記シリンダ(21)及びピストン(22)が自転することなく該シリンダ(21)とピストン(22)とが相対的に回転する回転機構(20)を備え、

上記ピストン(22)は、回転時におけるシリンダ(21)の壁面とピストン(22)の壁面との間隙が所定値になるように、ピストン(22)の幅T2が該ピストン(22)の1周に

において変化している
ことを特徴とする回転式流体機械。

【請求項 3】

請求項 2 において、

上記シリンダ室 (50) は、回転時におけるシリンダ (21) の壁面とピストン (22) の壁面との間隙が所定値になるように、シリンダ室 (50) の幅 T 1 が該シリンダ室 (50) の 1 周において変化している

ことを特徴とする回転式流体機械。

【請求項 4】

請求項 1 又は 3 において、

上記シリンダ室 (50) の幅 T 1 は、シリンダ室 (50) の 1 周の始点をブレード (23) の中心線とし、始点から 180 度まで広く、180 度を越えて 360 度未満で狭く形成されている

ことを特徴とする回転式流体機械。

【請求項 5】

請求項 4 において、

上記シリンダ室 (50) における平面視上の内壁円の中心と外壁円の中心とが異なっている

ことを特徴とする回転式流体機械。

【請求項 6】

請求項 1 又は 3 において、

上記シリンダ室 (50) は、1 周を周方向に 4 つの領域に区分して幅の広い広領域部 (Z1, Z3) と幅の狭い狭領域部 (Z2, Z4) とが交互に連続するように形成されている

ことを特徴とする回転式流体機械。

【請求項 7】

請求項 2 又は 3 において、

上記ピストン (22) とブレード (23) とは、所定の揺動中心で相対的に揺動し、

上記ピストン (22) の幅 T 2 は、ピストン (22) の 1 周の始点をピストン (22) とブレード (23) との揺動中心とし、始点から 180 度まで狭く、180 度を越えて 360 度までが広く形成されている

ことを特徴とする回転式流体機械。

【請求項 8】

請求項 7 において、

上記ピストン (22) における平面視上の内壁円の中心と外壁円の中心とが異なっている

ことを特徴とする回転式流体機械。

【請求項 9】

請求項 2 又は 3 において、

上記ピストン (22) とブレード (23) とは、所定の揺動中心で相対的に揺動し、

上記ピストン (22) は、周方向に 4 つの領域に区分して幅の狭い狭領域部 (W1, W3) と幅の広い広領域部 (W2, W4) とが交互に連続するように形成されている

ことを特徴とする回転式流体機械。

【請求項 10】

請求項 1 において、

上記回転機構 (20) のピストン (22) は、円環の一部が分断された分断部を有する C 型形状に形成され、

上記回転機構 (20) のブレード (23) は、シリンダ室 (50) の内周側の壁面から外周側の壁面まで延び、ピストン (22) の分断部を挿通して設けられる一方、

上記ピストン (22) の分断部には、ピストン (22) とブレード (23) とに面接触する揺動ブッシュがブレード (23) の進退が自在で、且つブレード (23) のピストン (22) と

10

20

30

40

50

の相対的揺動が自在に設けられていることを特徴とする回転式流体機械。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、回転式流体機械に関し、特に、シリンダとピストンとの間の間隙対策に係るものである。

【背景技術】

【0002】

従来より、流体機械には、特許文献1に開示されているように、環状のシリンダ室を有するシリンダと、該シリンダ室に収納されて偏心回転運動をする環状のピストンとを有する偏心回転形のピストン機構を備えた圧縮機がある。そして、上記流体機械は、ピストンの偏心回転運動に伴うシリンダ室の容積変化によって冷媒を圧縮している。

【特許文献1】特開平6-288358号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

しかしながら、従来の流体機械は、シリンダの壁面とピストンの壁面との間に生ずる間隙について何ら考慮されていなかった。この結果、冷媒が高圧室から低圧室に漏れ、効率が悪いという問題があった。

【0004】

特に、上記流体機械の場合、外側圧縮室と内側圧縮室とが形成されるため、外側圧縮室と内側圧縮室とにおける冷媒圧力による荷重(ガス荷重)の作用方向が異なり、シリンダの壁面とピストンの壁面との間に生ずる間隙について何ら考慮されていなかった。

【0005】

本発明は、斯かる点に鑑みてなされたものであり、シリンダの壁面とピストンの壁面との間に生ずる間隙を低減して効率の向上を図ることを目的とするものである。

【課題を解決するための手段】

【0006】

具体的に、図1に示すように、第1の発明は、環状のシリンダ室(50)を有するシリンダ(21)と、該シリンダ(21)に対して偏心してシリンダ室(50)に収納され、シリンダ室(50)を外側の作動室(51)と内側の作動室(52)とに区画する環状のピストン(22)と、上記シリンダ室(50)に配置され、各作動室を高圧側と低圧側とに区画するブレード(23)とを有し、上記シリンダ(21)とピストン(22)とが相対的に回転する回転機構(20)を備えている。そして、上記シリンダ室(50)は、回転時におけるシリンダ(21)の壁面とピストン(22)の壁面との間隙が所定値になるように、シリンダ室(50)の幅T1が該シリンダ室(50)の1周において変化している。

【0007】

上記第1の発明では、回転機構(20)が駆動すると、シリンダ(21)とピストン(22)とが相対的に回転し、作動(51,52)の容積が変化し、流体の圧縮又は膨張が行われる。そして、上記シリンダ室(50)の幅T1が該シリンダ室(50)の1周において変化しているため、シリンダ(21)の壁面とピストン(22)の壁面との間に生ずる間隙が最小となる。

【0008】

また、第2の発明は、環状のシリンダ室(50)を有するシリンダ(21)と、該シリンダ(21)に対して偏心してシリンダ室(50)に収納され、シリンダ室(50)を外側の作動室(51)と内側の作動室(52)とに区画する環状のピストン(22)と、上記シリンダ室(50)に配置され、各作動室を高圧側と低圧側とに区画するブレード(23)とを有し、上記シリンダ(21)及びピストン(22)が自転することなく該シリンダ(21)とピストン(22)とが相対的に回転する回転機構(20)を備えている。そして、上記ピストン(22)は、

回転時におけるシリンダ(21)の壁面とピストン(22)の壁面との間隙が所定値になるように、ピストン(22)の幅T2が該ピストン(22)の1周において変化している。

【0009】

上記第2の発明では、回転機構(20)が駆動すると、シリンダ(21)とピストン(22)とが相対的に回転し、作動(51,52)の容積が変化し、流体の圧縮又は膨張が行われる。そして、上記ピストン(22)の幅T2が該ピストン(22)の1周において変化しているので、シリンダ(21)の壁面とピストン(22)の壁面との間に生ずる間隙が最小となる。

【0010】

また、第3の発明は、上記第2の発明において、上記シリンダ室(50)は、回転時におけるシリンダ(21)の壁面とピストン(22)の壁面との間隙が所定値になるように、シリンダ室(50)の幅T1が該シリンダ室(50)の1周において変化している。

10

【0011】

上記第3の発明では、上記シリンダ室(50)の幅T1が該シリンダ室(50)の1周において変化する共に、上記ピストン(22)の幅T2が該ピストン(22)の1周において変化しているので、シリンダ(21)の壁面とピストン(22)の壁面との間に生ずる間隙が最小となる。

【0012】

また、第4の発明は、上記第1又は第3の発明において、上記シリンダ室(50)の幅T1は、シリンダ室(50)の1周の始点をブレード(23)の中心線とし、始点から180度まで広く、180度を越えて360度未満で狭く形成されている。

20

【0013】

上記第4の発明では、より確実にシリンダ(21)の壁面とピストン(22)の壁面との間に生ずる間隙が最小となる。

【0014】

また、第5の発明は、上記第4の発明において、上記シリンダ室(50)における平面視上の内壁円の中心と外壁円の中心とが異なっている。

【0015】

上記第5の発明では、上記シリンダ室(50)の内壁と外壁とが中心が異なるのみであるので、シリンダ(21)が容易に作成される。

【0016】

また、第6の発明は、上記第1又は第3の発明において、上記シリンダ室(50)は、1周を周方向に4つの領域に区分して幅の広い広領域部(Z1,Z3)と幅の狭い狭領域部(Z2,Z4)とが交互に連続するように形成されている。

30

【0017】

上記第6の発明では、シリンダ(21)とピストン(22)との相対回転の全領域中において、確実にシリンダ(21)の壁面とピストン(22)の壁面との間に生ずる間隙が最小となる。

【0018】

また、第7の発明は、上記第2又は第3の発明において、上記ピストン(22)とブレード(23)とは、所定の揺動中心で相対的に揺動し、上記ピストン(22)の幅T2は、ピストン(22)の1周の始点をピストン(22)とブレード(23)との揺動中心とし、始点から180度まで狭く、180度を越えて360度までが広く形成されている。

40

【0019】

上記第7の発明では、より確実にシリンダ(21)の壁面とピストン(22)の壁面との間に生ずる間隙が最小となる。

【0020】

また、第8の発明は、上記第7の発明において、上記ピストン(22)における平面視上の内壁円の中心と外壁円の中心とが異なっている。

【0021】

上記第8の発明では、上記ピストン(22)の内壁と外壁とが中心が異なるのみである

50

ので、ピストン(22)が容易に作成される。

【0022】

また、第9の発明は、上記第2又は第3の発明において、上記ピストン(22)とブレード(23)とは、所定の揺動中心で相対的に揺動し、上記ピストン(22)は、周方向に4つの領域に区分して幅の狭い狭領域部(W1, W3)と幅の広い広領域部(W2, W4)とが交互に連続するように形成されている。

【0023】

上記第9の発明では、シリンダ(21)とピストン(22)との相対回転の全領域中において、確実にシリンダ(21)の壁面とピストン(22)の壁面との間に生ずる間隙が最小となる。

10

【0024】

また、第10の発明は、上記第1の発明において、上記回転機構(20)のピストン(22)は、円環の一部が分断された分断部を有するC型形状に形成されている。更に、上記回転機構(20)のブレード(23)は、シリンダ室(50)の内周側の壁面から外周側の壁面まで延び、ピストン(22)の分断部を挿通して設けられている。加えて、上記ピストン(22)の分断部には、ピストン(22)とブレード(23)とに面接触する揺動ブッシュがブレード(23)の進退が自在で、且つブレード(23)のピストン(22)との相対的揺動が自在に設けられている。

【0025】

上記第10の発明では、ブレード(23)が揺動ブッシュ(27)の間で進退動作を行い、かつ、ブレード(23)と揺動ブッシュ(27)が一体的になって、ピストン(22)に対して揺動動作を行う。これによって、シリンダ(21)とピストン(22)とが相対的に揺動しながら回転し、回転機構(20)が所定の圧縮等の動作を行う。

20

【発明の効果】

【0026】

したがって、本発明によれば、シリンダ室(50)の幅T1及びピストン(22)の幅T2の少なくとも何れかを1周圏上で変化させるようにしたために、シリンダ(21)とピストン(22)との間の間隙を1回転中において、一定にすることができる。この結果、外側の作動室(51)及び内側の作動室(52)において、高圧側から低圧側への冷媒の漏れを抑制することができる。このことから、効率の向上を図ることができる。

30

【0027】

また、第4の発明によれば、上記シリンダ室(50)の幅T1を、シリンダ室(50)の1周の始点から180度まで広く、180度を越えて360度未満で狭く形成する一方、第7の発明によれば、上記ピストン(22)の幅T2を、ピストン(22)の1周の始点から180度まで狭く、180度を越えて360度までが広く形成しているので、1回転中の全体に亘って冷媒の漏れを確実に抑制することができる。このことから、効率の向上を確実に図ることができる。

【0028】

また、第5の発明によれば、上記シリンダ室(50)における平面視上の内壁円の中心と外壁円の中心とが異ならせる一方、第8の発明によれば、上記ピストン(22)における平面視上の内壁円の中心と外壁円の中心とが異ならせるようにしているので、シリンダ室(50)の幅T1の変化とピストン(22)の幅T2の変化とを容易に施すことができる。

40

【0029】

また、第6の発明によれば、上記シリンダ室(50)を幅の広い広領域部(Z1, Z3)と幅の狭い狭領域部(Z2, Z4)とが交互に連続する4つの領域で形成し、また、第9の発明によれば、上記ピストン(22)を幅の狭い狭領域部(W1, W3)と幅の広い広領域部(W2, W4)とが交互に連続する4つの領域で形成したために、シリンダ(21)とピストン(22)との相対回転の全領域中において、確実にシリンダ(21)の壁面とピストン(22)の壁面との間に生ずる間隙を最小とすることができる。

【0030】

50

また、第10の発明によれば、ピストン(22)とブレード(23)とを連結する連結部材として揺動ブッシュ(27)を設け、揺動ブッシュ(27)がピストン(22)及びブレード(23)と実質的に面接触をするように構成しているため、運転時にピストン(22)やブレード(23)が摩耗したり、その接触部が焼き付いたりするのを防止できる。

【0031】

また、上記揺動ブッシュ(27)を設け、揺動ブッシュ(27)とピストン(22)及びブレード(23)とが面接触をするようにしているため、接触部のシール性にも優れている。このため、圧縮室(51)と膨張室(52)における冷媒の漏れを確実に防止することが出来、圧縮効率及び膨張効率の低下を防止することができる。

【0032】

また、上記ブレード(23)がシリンダ(21)に一体的に設けられ、その両端でシリンダ(21)に保持されているため、運転中にブレード(23)に異常な集中荷重がかかったり、応力集中が起こったりしにくい。このため、摺動部が損傷したりしにくく、その点からも機構の信頼性を高められる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0033】

以下、本発明の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0034】

実施形態1

本実施形態は、図1～図3に示すように、本発明を圧縮機(1)に適用したものである。該圧縮機(1)は、例えば、冷媒回路に設けられている。

【0035】

上記冷媒回路は、例えば、冷房及び暖房の少なくとも何れかの運転を行うように構成されている。つまり、上記冷媒回路は、例えば、圧縮機(1)に熱源側熱交換器である室外熱交換器と膨張機構である膨張弁と利用側熱交換器である室内熱交換器とが順に接続されて構成されている。そして、上記圧縮機(1)で圧縮された冷媒は室外熱交換器で放熱した後、膨張弁で膨張する。この膨張した冷媒は室内熱交換器で吸熱して圧縮機(1)に戻る。この循環を繰り返し、室内熱交換器で室内空気を冷却する。

【0036】

上記圧縮機(1)は、ケーシング(10)内に、圧縮機構(20)と電動機(30)とが収納され、全密閉型に構成された回転式流体機械である。

【0037】

上記ケーシング(10)は、円筒状の胴部(11)と、この胴部(11)の上端部に固定された上部鏡板(12)と、胴部(11)の下端部に固定された下部鏡板(13)とから構成されている。上記上部鏡板(12)には、該鏡板(12)を貫通する吸入管(14)が設けられている。該吸入管(14)は、室内熱交換器に接続されている。また、上記胴部(11)には、該胴部(11)を貫通する吐出管(15)が設けられている。該吐出管(15)は、室外熱交換器に接続されている。

【0038】

上記電動機(30)は、ステータ(31)とロータ(32)とを備え、駆動機構を構成している。上記ステータ(31)は、圧縮機構(20)の下方に配置され、ケーシング(10)の胴部(11)に固定されている。上記ロータ(32)には駆動軸(33)が連結され、該駆動軸(33)がロータ(32)と共に回転するように構成されている。

【0039】

上記駆動軸(33)には、該駆動軸(33)の内部を軸方向にのびる給油路(図示省略)が設けられている。また、駆動軸(33)の下端部には、給油ポンプ(34)が設けられている。そして、上記給油路は、該給油ポンプ(34)から上方へ延びている。上記給油路は、ケーシング(10)内の底部に貯まる潤滑油を給油ポンプ(34)によって圧縮機構(20)の摺動部に供給している。

【0040】

10

20

30

40

50

上記駆動軸（33）には、上部に偏心部（35）が形成されている。上記偏心部（35）は、該偏心部（35）の上下の部分よりも大径に形成され、駆動軸（33）の軸心から所定量だけ偏心している。

【0041】

上記圧縮機構（20）は、回転機構を構成し、ケーシング（10）に固定された上部ハウジング（16）と下部ハウジング（17）との間に構成されている。

【0042】

上記圧縮機構（20）は、環状のシリンダ室（50）を有するシリンダ（21）と、該シリンダ室（50）内に配置されてシリンダ室（50）を外側圧縮室（51）と内側圧縮室（52）とに区画する環状のピストン（22）と、図2に示すように、外側圧縮室（51）及び内側圧縮室（52）を高圧側と低压側とに区画するブレード（23）とを有している。上記ピストン（22）は、シリンダ室（50）内でシリンダ（21）に対して相対的に偏心回転運動をするように構成されている。つまり、上記ピストン（22）とシリンダ（21）とは相対的に偏心回転する。本実施形態1では、シリンダ室（50）を有するシリンダ（21）が可動側の共働部材を構成し、シリンダ室（50）内に配置されるピストン（22）が固定側の共働部材を構成している。

10

【0043】

上記シリンダ（21）は、外側シリンダ（24）及び内側シリンダ（25）を備えている。外側シリンダ（24）と内側シリンダ（25）は、下端部が鏡板（26）で連結されることにより一体化されている。そして、上記内側シリンダ（25）は、駆動軸（33）の偏心部（35）に摺動自在に嵌め込まれている。つまり、上記駆動軸（33）は、上記シリンダ室（50）を上下方向に貫通している。

20

【0044】

上記ピストン（22）は、上部ハウジング（16）と一体的に形成されている。また、上部ハウジング（16）と下部ハウジング（17）には、それぞれ、上記駆動軸（33）を支持するための軸受け部（18, 19）が形成されている。このように、本実施形態の圧縮機（1）は、上記駆動軸（33）が上記シリンダ室（50）を上下方向に貫通し、偏心部（35）の軸方向両側部分が軸受け部（18, 19）を介してケーシング（10）に保持される貫通軸構造となっている。

【0045】

上記圧縮機構（20）は、ピストン（22）とブレード（23）とを相互に可動に連結する揺動ブッシュ（27）を備えている。上記ピストン（22）は、円環の一部が分断されたC型形状に形成されている。上記ブレード（23）は、シリンダ室（50）の径方向線上で、シリンダ室（50）の内周側の壁面から外周側の壁面まで、ピストン（22）の分断箇所を挿通して延びるように構成され、外側シリンダ（24）と内側シリンダ（25）とに固定されている。上記揺動ブッシュ（27）は、ピストン（22）の分断部において、ピストン（22）とブレード（23）とを連結する連結部材を構成している。

30

【0046】

上記外側シリンダ（24）の内周面と内側シリンダ（25）の外周面は、互いに同一中心上に配置された円筒面であり、その間に1つのシリンダ室（50）が形成されている。上記ピストン（22）は、外周面が外側シリンダ（24）の内周面よりも小径で、内周面が内側シリンダ（25）の外周面よりも大径に形成されている。このことにより、ピストン（22）の外周面と外側シリンダ（24）の内周面との間に作動室である外側圧縮室（51）が形成され、ピストン（22）の内周面と内側シリンダ（25）の外周面との間に作動室である内側圧縮室（52）が形成されている。

40

【0047】

上記ピストン（22）とシリンダ（21）は、ピストン（22）の外周面と外側シリンダ（24）の内周面とが1点で実質的に接する状態（厳密にはミクロンオーダーの間隙があるが、その間隙での冷媒の漏れが問題にならない状態）において、その接点と位相が180°異なる位置で、ピストン（22）の内周面と内側シリンダ（25）の外周面とが1点で実質的

50

に接するようになっている。

【0048】

上記揺動ブッシュ(27)は、ブレード(23)に対して吐出側に位置する吐出側ブッシュ(2a)と、ブレード(23)に対して吸込側に位置する吸入側ブッシュ(2b)とから構成されている。上記吐出側ブッシュ(2a)と吸入側ブッシュ(2b)は、いずれも断面形状が略半円形で同一形状に形成され、フラット面同士が対向するように配置されている。そして、上記吐出側ブッシュ(2a)と吸入側ブッシュ(2b)の対向面の間のスペースがブレード溝(28)を構成している。

【0049】

このブレード溝(28)にはブレード(23)が挿入され、揺動ブッシュ(27)のフラット面がブレード(23)と実質的に面接触し、円弧状の外周面がピストン(22)と実質的に面接触している。揺動ブッシュ(27)は、ブレード溝(28)にブレード(23)を挟んだ状態で、ブレード(23)がその面方向にブレード溝(28)内を進退するように構成されている。同時に、揺動ブッシュ(27)は、ピストン(22)に対してブレード(23)と一体的に揺動するように構成されている。したがって、上記揺動ブッシュ(27)は、該揺動ブッシュ(27)の中心点を揺動中心として上記ブレード(23)とピストン(22)とが相対的に揺動可能となり、かつ上記ブレード(23)がピストン(22)に対して該ブレード(23)の面方向へ進退可能となるように構成されている。

【0050】

なお、この実施形態では吐出側ブッシュ(2a)と吸入側ブッシュ(2b)とを別体とした例について説明したが、該両ブッシュ(2a, 2b)は、一部で連結することにより一体構造としてもよい。

【0051】

以上の構成において、駆動軸(33)が回転すると、外側シリンダ(24)及び内側シリンダ(25)は、ブレード(23)がブレード溝(28)内を進退しながら、揺動ブッシュ(27)の中心点を揺動中心として揺動する。この揺動動作により、ピストン(22)とシリンダ(21)との接触点が図3において(A)から(D)へ順に移動する。このとき、上記外側シリンダ(24)及び内側シリンダ(25)は駆動軸(33)の周りを公転するが、自転はしない。

【0052】

また、上記外側圧縮室(51)は、ピストン(22)の外側において、図3(C), (D), (A), (B)の順に容積が減少する。上記内側圧縮室(52)は、ピストン(22)の内側において、図3(A), (B), (C), (D)の順に容積が減少する。

【0053】

上記上部ハウジング(16)には、上部カバープレート(40)が設けられている。そして、上記ケーシング(10)内において、上部ハウジング(16)と上部カバープレート(40)との上方が吸入空間(4a)に形成され、下部ハウジング(17)の下方が吐出空間(4b)に形成されている。上記吸入空間(4a)には、吸入管(14)の一端が開口し、上記吐出空間(4b)には、吐出管(15)の一端が開口している。

【0054】

上記上部ハウジング(16)と上部カバープレート(40)との間には、チャンバ(4c)が形成されている。

【0055】

上記上部ハウジング(16)には、吸入空間(4a)に開口して半径方向に長く且つ軸方向に貫通する縦孔(42)が形成されている。上記上部ハウジング(16)と下部ハウジング(17)とは、外側シリンダ(24)の外周に位置してポケット(4f)が形成されている。該ポケット(4f)は、上部ハウジング(16)の縦孔(42)を介して吸入空間(4a)に連通し、吸込圧の低圧雰囲気構成されている。

【0056】

上記上部ハウジング(16)の縦孔(42)は、図2において、ブレード(23)の右側に

10

20

30

40

50

形成されている。上記縦孔(42)は、外側圧縮室(51)及び内側圧縮室(52)に開口して該外側圧縮室(51)及び内側圧縮室(52)と吸入空間(4a)とを連通している。

【0057】

上記外側シリンダ(24)及びピストン(22)には、半径方向に貫通する横孔(43)が形成され、該横孔(43)は、図2において、ブレード(23)の右側に形成されている。上記外側シリンダ(24)の横孔(43)は、外側圧縮室(51)とポケット(4f)とを連通し、外側圧縮室(51)を吸入空間(4a)に連通している。また、上記ピストン(22)の横孔(43)は、内側圧縮室(52)と外側圧縮室(51)とを連通し、内側圧縮室(52)を吸入空間(4a)に連通している。そして、上記各縦孔(42)及び各横孔(43)がそれぞれ冷媒の吸入口を構成している。尚、冷媒の吸入口としては、縦孔(42)及び横孔(43)の何れか一方のみを形成するものであってもよい。

10

【0058】

上記上部ハウジング(16)には2つの吐出口(44)が形成されている。該吐出口(44)は、上部ハウジング(16)を軸方向に貫通している。上記1つの吐出口(44)の一端は外側圧縮室(51)の高圧側に臨み、他の吐出口(44)の一端は内側圧縮室(52)の高圧側に臨むように開口している。つまり、上記吐出口(44)は、ブレード(23)の近傍に形成され、ブレード(23)に対して縦孔(42)とは反対側に位置している。一方、上記吐出口(44)の他端は、上記チャンバ(4c)に連通している。そして、上記吐出口(44)の外端は、該吐出口(44)を開閉するリード弁である吐出弁(45)が設けられている。

【0059】

20

上記チャンバ(4c)と吐出空間(4b)とは、上部ハウジング(16)と下部ハウジング(17)に形成された吐出通路(4g)によって連通している。

【0060】

上記下部ハウジング(17)には、シールリング(6a)が設けられている。該シールリング(6a)は、下部ハウジング(17)の環状溝に装填され、シリンダ(21)の鏡板(26)の下面に圧接されている。更に、上記シリンダ(21)と下部ハウジング(17)の接触面には、シールリング(6a)の径方向内側部分に高圧の潤滑油が導入されるようになっている。以上の構成により、上記シールリング(6a)は、シリンダ(21)の軸方向位置を調整するコンプライアンス機構(60)を構成し、ピストン(22)とシリンダ(21)と上部ハウジング(16)との間の軸方向間隙を縮小している。

30

【0061】

一方、上記シリンダ室(50)は、図4に示すように、回転時におけるシリンダ(21)の壁面とピストン(22)の壁面との間隙が所定値になるように、シリンダ室(50)の幅T1が該シリンダ室(50)の1周において変化している。

【0062】

また、上記ピストン(22)は、図5に示すように、回転時におけるシリンダ(21)の壁面とピストン(22)の壁面との間隙が所定値になるように、ピストン(22)の幅T2が該ピストン(22)の1周において変化している。

【0063】

上記シリンダ室(50)の幅T1は、シリンダ室(50)の1周の始点をブレード(23)の中心線とし、始点から180度まで広く、180度を越えて360度未満で狭く形成されている。具体的に、上記シリンダ室(50)における平面視上の内壁円の中心と外壁円の中心とが異なっている。つまり、上記シリンダ室(50)の内壁円の中心が外壁円の中心より回転角270度の方向に変位している。この結果、上記シリンダ室(50)の幅T1は、回転角0度から広がり、回転角90度で最も広くなる。その後、上記シリンダ室(50)の幅T1は、回転角270度まで狭くなり、この回転角270度で最も狭くなる。更に、上記シリンダ室(50)の幅T1は、回転角270度から回転角0度まで広くなる。

40

【0064】

尚、上記シリンダ室(50)の幅T1は、70度~160度で広く、250度~340度で狭く形成されておればよい。

50

【 0 0 6 5 】

上記ピストン(22)の幅T2は、ピストン(22)の1周の始点をピストン(22)とブレード(23)との揺動中心とし、始点から180度まで狭く、180度を越えて360度までが広く形成されている。具体的に、上記ピストン(22)における平面視上の内壁円の中心と外壁円の中心とが異なっている。つまり、上記ピストン(22)の外壁円の中心が内壁円の中心より回転角270度の方向に変位している。この結果、上記ピストン(22)の幅T2は、回転角0度から狭くなり、回転角90度で最も狭くなる。その後、上記ピストン(22)の幅T2は、回転角270度まで広くなり、この回転角270度で最も広くなる。更に、上記ピストン(22)の幅T2は、回転角270度から回転角0度まで狭くなる。

【 0 0 6 6 】

尚、上記ピストン(22)の幅T2は、70度~160度で狭く、250度~340度で広く形成されておればよい。

【 0 0 6 7 】

そこで、上記シリンダ室(50)の幅T1とピストン(22)の幅T2とを異なるようにした基本的原理について説明する。

【 0 0 6 8 】

シリンダ(21)の1回転中において、図6に示すように、冷媒圧力、つまり、ガス荷重の作用方向が変化する。尚、図6において、駆動軸の軸心を中心とし、ピストン(22)の揺動中心(ブレードの中心)を通る線をY軸とし、Y軸に直交する線をX軸とする。

【 0 0 6 9 】

先ず、図6(A)の状態において、ピストン(22)が下死点に位置する。この下死点において、外側圧縮室(51)は、吸込側の低圧室(5b)と、吐出側の高圧室(5a)とに区分される一方、内側圧縮室(52)は、1つの室に形成され、吸込側の低圧室(5b)になっている。したがって、シリンダ(21)及びピストン(22)には、外側圧縮室(51)の高圧室(5a)のガス荷重のみが作用し、シリンダ室(50)の投影面に作用する。その作用方向は、X軸の方向で図6の左方向となる。

【 0 0 7 0 】

その後、シリンダ(21)が90度回転し、図6(B)の状態になると、外側圧縮室(51)において、低圧室(5b)の容積が拡大し、高圧室(5a)の容積が減少する。一方、内側圧縮室(52)は、吸込側の低圧室(5b)と、吐出側の高圧室(5a)とに区分されると共に、高圧室(5a)の圧縮と低圧室(5b)の吸入とが行われる。したがって、シリンダ(21)及びピストン(22)には、外側圧縮室(51)と内側圧縮室(52)との高圧室(5a)のガス荷重が作用し、シリンダ室(50)の投影面に作用する。その作用方向は、X軸より45度進んだ図6の左上方向となる。この場合、外側シリンダ(24)とピストン(22)とがX軸の左端で近接する。そして、シリンダ(21)がガス荷重の作用方向に押圧されるので、外側シリンダ(24)とピストン(22)との近接部の間隙M1が大きくなると共に、X軸の右端においては、内側シリンダ(25)とピストン(22)との近接部の間隙N1が大きくなる。

【 0 0 7 1 】

更に、シリンダ(21)が90度回転し、図6(C)の状態になると、ピストン(22)が上死点に位置する。この上死点において、内側圧縮室(52)は、吸込側の低圧室(5b)と、吐出側の高圧室(5a)とに区分される一方、外側圧縮室(51)は、1つの室に形成され、吸込側の低圧室(5b)になっている。したがって、シリンダ(21)及びピストン(22)には、内側圧縮室(52)の高圧室(5a)のガス荷重のみが作用し、シリンダ室(50)の投影面に作用する。その作用方向は、X軸の方向で図6の右方向となる。

【 0 0 7 2 】

続いて、シリンダ(21)が90度回転し、図6(D)の状態になると、内側圧縮室(52)において、低圧室(5b)の容積が拡大し、高圧室(5a)の容積が減少する。一方、外側圧縮室(51)は、吸込側の低圧室(5b)と、吐出側の高圧室(5a)とに区分されると共に、高圧室(5a)の圧縮と低圧室(5b)の吸入とが行われる。したがって、シリンダ(21

10

20

30

40

50

）及びピストン（22）には、外側圧縮室（51）と内側圧縮室（52）との高圧室（5a）のガス荷重が作用し、シリンダ室（50）の投影面に作用する。その作用方向は、X軸より45度進んだ図6の右下方向となる。この場合、内側シリンダ（25）とピストン（22）とがX軸の左端で近接する。そして、シリンダ（21）がガス荷重の作用方向に押圧されるので、内側シリンダ（25）とピストン（22）との近接部の間隙M2が大きくなると共に、X軸の右端においては、外側シリンダ（24）とピストン（22）との近接部の間隙N2が大きくなる。

【0073】

以上のことから、上記シリンダ室（50）の内壁円の中心を外壁円の中心より回転角270度の方向に変位させ、シリンダ室（50）の幅T1を、回転角90で最も広く、回転角270度で最も狭くすることが好ましい。一方、上記ピストン（22）の外壁円の中心を内壁円の中心より回転角270度の方向に変位させ、上記ピストン（22）の幅T2を、回転角90で最も狭く、回転角270度で最も広くすることが好ましい。この結果、間隙M1及び間隙M2が狭くなる。よって、上述の如く、図4及び図5に示すように、シリンダ室（50）及びピストン（22）の幅T1, T2を設定している。

【0074】

- 運転動作 -

次に、この圧縮機（1）の運転動作について説明する。

【0075】

電動機（30）を起動すると、ロータ（32）の回転が駆動軸（33）を介して圧縮機構（20）の外側シリンダ（24）及び内側シリンダ（25）に伝達される。そうすると、上記圧縮機構（20）において、ブレード（23）が揺動ブッシュ（27）の間で往復運動（進退動作）を行い、かつ、ブレード（23）と揺動ブッシュ（27）が一体的になって、ピストン（22）に対して揺動動作を行う。これによって、外側シリンダ（24）及び内側シリンダ（25）がピストン（22）に対して揺動しながら公転し、圧縮機構（20）がそれぞれ所定の圧縮動作を行う。

【0076】

具体的に、ピストン（22）が上死点にある図3（C）の状態から駆動軸（33）が右回りに回転すると、外側圧縮室（51）において、吸入行程が開始され、図3（D）、図3（A）、図3（B）の状態へ変化し、外側圧縮室（51）の容積が増大し、冷媒が縦孔（42）及び横孔（43）を通過して吸入される。

【0077】

上記ピストン（22）が上死点にある図3（C）の状態において、1つの外側圧縮室（51）がピストン（22）の外側に形成される。この状態において、外側圧縮室（51）の容積がほぼ最大である。この状態から駆動軸（33）が右回りに回転し、図3（D）、図3（A）、図3（B）の状態へ変化するのに伴って外側圧縮室（51）は、容積が減少し、冷媒が圧縮される。該外側圧縮室（51）の圧力が所定値となって吐出空間（4b）との差圧が設定値に達すると、外側圧縮室（51）の高圧冷媒によって吐出弁（45）が開き、高圧冷媒が吐出空間（4b）から吐出管（15）に流出する。

【0078】

一方、内側圧縮室（52）は、ピストン（22）が下死点にある図3（A）の状態から駆動軸（33）が右回りに回転すると、吸入行程が開始され、図3（B）、図3（C）、図3（D）の状態へ変化し、内側圧縮室（52）の容積が増大し、冷媒が縦孔（42）及び横孔（43）を通過して吸入される。

【0079】

上記ピストン（22）が下死点にある図3（A）の状態において、1つの内側圧縮室（52）がピストン（22）の内側に形成される。この状態において、内側圧縮室（52）の容積がほぼ最大である。この状態から駆動軸（33）が右回りに回転し、図3（B）、図3（C）、図3（D）の状態へ変化するのに伴って内側圧縮室（52）は、容積が減少し、冷媒が圧縮される。該内側圧縮室（52）の圧力が所定値となって吐出空間（4b）との差圧が設定

10

20

30

40

50

値に達すると、内側圧縮室（52）の高圧冷媒によって吐出弁（45）が開き、高圧冷媒が吐出空間（4b）から吐出管（15）に流出する。

【0080】

この駆動時において、図6（B）の状態になると、X軸の左端では、外側シリンダ（24）とピストン（22）との近接部の間隙M1が大きくなる傾向となる。同時に、X軸の右端において、内側シリンダ（25）とピストン（22）との近接部の間隙N1も大きくなる傾向となる。

【0081】

また、図6（D）の状態になると、X軸の左端では、内側シリンダ（25）とピストン（22）との近接部の間隙M2が大きくなる傾向となる。同時に、X軸の右端において、外側シリンダ（24）とピストン（22）との近接部の間隙N2も大きくなる傾向となる。

10

【0082】

ところが、上記シリンダ室（50）の幅T1は、回転角90°で最も広く、回転角270°で最も狭くなり、一方、上記ピストン（22）の幅T2は、回転角90°で最も狭く、回転角270°で最も広くなっている。このことから、1回転中において、間隙M1及び間隙M2が狭くなり、シリンダ（21）とピストン（22）と間隙が狭く維持される。

【0083】

- 実施形態1の効果 -

以上のように、本実施形態によれば、シリンダ室（50）の幅T1とピストン（22）の幅T2とを1周圏上で変化させるようにしたために、外側シリンダ（24）とピストン（22）との間の間隙、及び内側シリンダ（25）とピストン（22）との間の間隙を1回転中において、一定にすることができる。この結果、外側圧縮室（51）及び内側圧縮室（52）において、高圧側から低圧側への冷媒の漏れを抑制することができる。このことから、効率の向上を図ることができる。

20

【0084】

特に、上記シリンダ室（50）の幅T1を、シリンダ室（50）の1周の始点から180°まで広く、180°を越えて360°未満で狭く形成する一方、上記ピストン（22）の幅T2を、ピストン（22）の1周の始点から180°まで狭く、180°を越えて360°までが広く形成している。この結果、1回転中の全体に亘って冷媒の漏れを確実に抑制することができる。このことから、効率の向上を確実に図ることができる。

30

【0085】

また、上記シリンダ室（50）における平面視上の内壁円の中心と外壁円の中心とが異ならせる一方、上記ピストン（22）における平面視上の内壁円の中心と外壁円の中心とが異ならせるようにしているので、シリンダ室（50）の幅T1の変化とピストン（22）の幅T2の変化とを容易に施すことができる。

【0086】

また、上記ピストン（22）とブレード（23）とを連結する連結部材として揺動ブッシュ（27）を設け、揺動ブッシュ（27）がピストン（22）及びブレード（23）と実質的に面接触をするように構成しているので、運転時にピストン（22）やブレード（23）が摩耗したり、その接触部が焼き付いたりするのを防止できる。

40

【0087】

また、上記揺動ブッシュ（27）を設け、揺動ブッシュ（27）とピストン（22）及びブレード（23）とが面接触をするようにしているので、接触部のシール性にも優れている。このため、外側圧縮室（51）と内側圧縮室（52）における冷媒の漏れを確実に防止することが出来、圧縮効率の低下を防止することができる。

【0088】

また、上記ブレード（23）がシリンダ（21）に一体的に設けられ、その両端でシリンダ（21）に保持されているので、運転中にブレード（23）に異常な集中荷重がかかったり、応力集中が起こったりしにくい。このため、摺動部が損傷したりしにくく、その点からも機構の信頼性を高められる。

50

【 0 0 8 9 】

実施形態 2

次に、本発明の実施形態 2 について図面に基づいて詳細に説明する。

【 0 0 9 0 】

本実施形態は、図 7 ~ 図 9 に示すように、上記実施形態 1 がシリンダ室 (50) の幅 T 1 とピストン (22) の幅 T 2 とを 2 つの領域で変化させるようにしたのに代わり、4 つの領域で変化させるようにしたものである。

【 0 0 9 1 】

具体的に、上記シリンダ室 (50) は、1 周を周方向に 4 つの領域に区分して幅の広い広領域部 (Z1, Z3) と幅の狭い狭領域部 (Z2, Z4) とが交互に連続するように形成されている。一方、上記ピストン (22) は、周方向に 4 つの領域に区分して幅の狭い狭領域部 (W1, W3) と幅の広い広領域部 (W2, W4) とが交互に連続するように形成されている。

10

【 0 0 9 2 】

つまり、上記シリンダ室 (50) は、図 7 に示すように、ブレード (23) を挟む第 1 の領域部 (Z1) が広領域部 (Z1) として 90 度の範囲で形成されている。この第 1 の領域部 (Z1) から時計回り方向に、狭領域部 (Z2) である第 2 の領域部 (Z2) と、広領域部 (Z3) である第 3 の領域部 (Z3) と、狭領域部 (Z4) である第 4 の領域部 (Z4) が順に 90 度の範囲で形成されている。

【 0 0 9 3 】

また、上記ピストン (22) は、図 8 に示すように、揺動ブッシュ (27) の分断部分を挟む第 1 の領域部 (W1) が狭領域部 (W1) として 90 度の範囲で形成されている。この第 1 の領域部 (W1) から時計回り方向に、広領域部 (W2) である第 2 の領域部 (W2) と、狭領域部 (W3) である第 3 の領域部 (W3) と、広領域部 (W4) である第 4 の領域部 (W4) が順に 90 度の範囲で形成されている。

20

【 0 0 9 4 】

上記シリンダ (21) とピストン (22) との間の幾何学的間隔は、図 9 に示すように、余弦波状の曲線 S に沿って変化する。つまり、実施形態 1 における図 6 (B) 及び (D) において、間隙 M1, N1, M2, N2 が大きくなることから、幾何学的間隔が曲線 S に沿って変化する。

【 0 0 9 5 】

そこで、上記シリンダ室 (50) に広領域部 (Z1, Z3) と狭領域部 (Z2, Z4) とを交互に形成する。同時に、このシリンダ室 (50) の広領域部 (Z1, Z3) と狭領域部 (Z2, Z4) とに対応して、上記ピストン (22) に狭領域部 (W1, W3) と広領域部 (W2, W4) とを交互に形成している。

30

【 0 0 9 6 】

この結果、上記シリンダ (21) とピストン (22) との相対回転の全領域中において、確実にシリンダ (21) の壁面とピストン (22) の壁面との間に生ずる間隙が最小となる。

【 0 0 9 7 】

その他の実施形態

本発明は、上記実施形態 1 及び 2 について、以下のような構成としてもよい。

40

【 0 0 9 8 】

上記実施形態 1 及び 2 においては、シリンダ室 (50) の幅 T 1 の変化とピストン (22) の幅 T 2 の変化とを双方行うようにしたが、第 1 の発明では、シリンダ室 (50) の幅 T 1 の変化のみを行うようにしてもよく、また、第 2 の発明では、ピストン (22) の幅 T 2 の変化のみを行うようにしてもよい。

【 0 0 9 9 】

また、本発明は、上記シリンダ (21) を固定側にし、上記ピストン (22) を可動側にしてもよい。

【 0 1 0 0 】

また、上記シリンダ (21) は、外側シリンダ (24) と内側シリンダ (25) とを、その

50

上端において鏡板（26）で連結することにより一体的にし、上記ピストン（22）は、下部ハウジング（17）に一体的に形成してもよい。

【0101】

また、第1の発明では、ピストン（22）が分断部を有しない完全なリング状に形成するようにしてもよい。その際、ブレード（23）は、外側ブレード（23）と内側ブレード（23）とに分割され、外側ブレード（23）が外側シリンダ（21）より進退してピストン（22）に接し、内側ブレード（23）が内側シリンダ（21）より進退してピストン（22）に接するようにする。

【0102】

また、本発明の回転式流体機械は、圧縮機その他、冷媒を膨張させる膨張機や、ポンプなどであってもよいことは勿論である。 10

【産業上の利用可能性】

【0103】

以上説明したように、本発明は、外側の作動室と内側の作動室とを有する回転式流体機械に有用である。

【図面の簡単な説明】

【0104】

【図1】本発明の実施形態1に係る圧縮機の縦断面図である。

【図2】圧縮機を示す横断面図である。

【図3】圧縮機の動作を示す横断面図である。 20

【図4】（A）は、シリンダの横断面図であり、（B）は、シリンダ室の幅変化を示す変化特性図である。

【図5】（A）は、ピストンの横断面図であり、（B）は、ピストンの幅変化を示す変化特性図である。

【図6】圧縮機の動作毎のガス荷重の作用方向を示す横断面図である。

【図7】実施形態2のシリンダを示す横断面図である。

【図8】実施形態2のピストンを示す横断面図である。

【図9】シリンダとピストンとの幾何学的間隙の変化を示す変化特性図である。

【符号の説明】

【0105】 30

1	圧縮機	
10	ケーシング	
20	圧縮機構	
21	シリンダ	
22	ピストン	
23	ブレード	
24	外側シリンダ	
25	内側シリンダ	
27	揺動プッシュ	
30	電動機（駆動機構）	40
33	駆動軸	
50	シリンダ室	
51	外側圧縮室	
52	内側圧縮室	

【要約】

【課題】

シリンダの壁面とピストンの壁面との間に生ずる間隙を低減して効率の向上を図る。

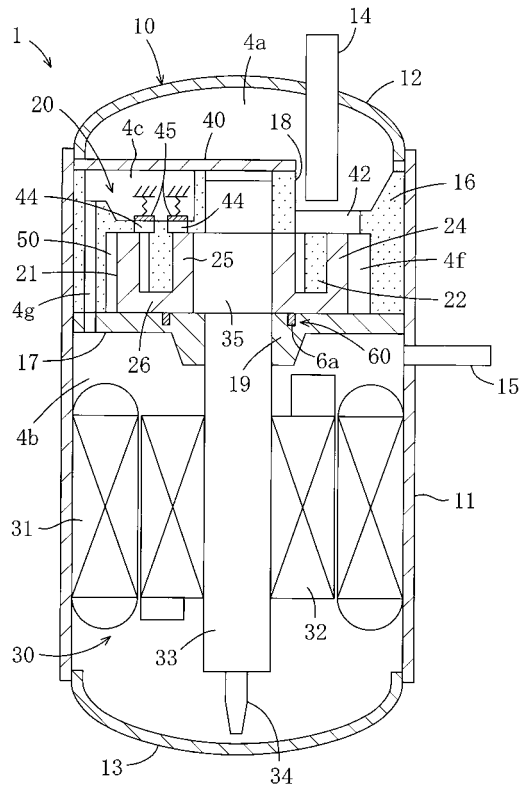
【解決手段】

環状のシリンダ室（50）を有するシリンダ（21）と、シリンダ（21）に対して偏心してシリンダ室（50）に収納され、シリンダ室（50）を外側の圧縮室（51）と内側の圧縮室 50

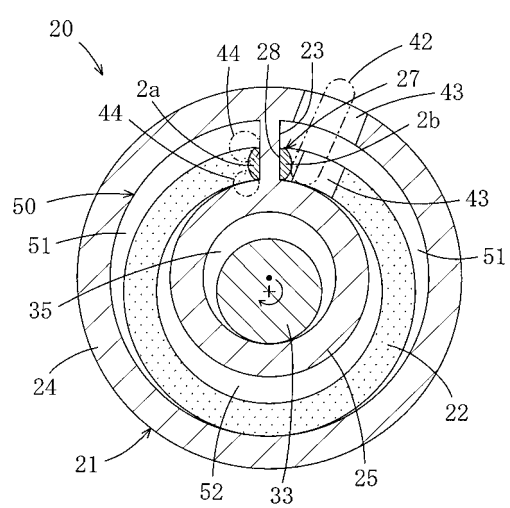
(52) とに区画する環状のピストン (22) と、シリンダ室 (50) に配置され、各作動室 (51, 52) を高圧側と低圧側とに区画するブレード (23) とを有し、シリンダ (21) とピストン (22) とが相対的に回転する回転機構 (20) を備えている。そして、シリンダ室 (50) は、回転時におけるシリンダ (21) の壁面とピストン (22) の壁面との間隙が所定値になるように、シリンダ室 (50) の幅 T 1 が該シリンダ室 (50) の 1 周において変化している。更に、ピストン (22) は、回転時におけるシリンダ (21) の壁面とピストン (22) の壁面との間隙が所定値になるように、ピストン (22) の幅 T 2 が該ピストン (22) の 1 周において変化している。

【選択図】 図 2

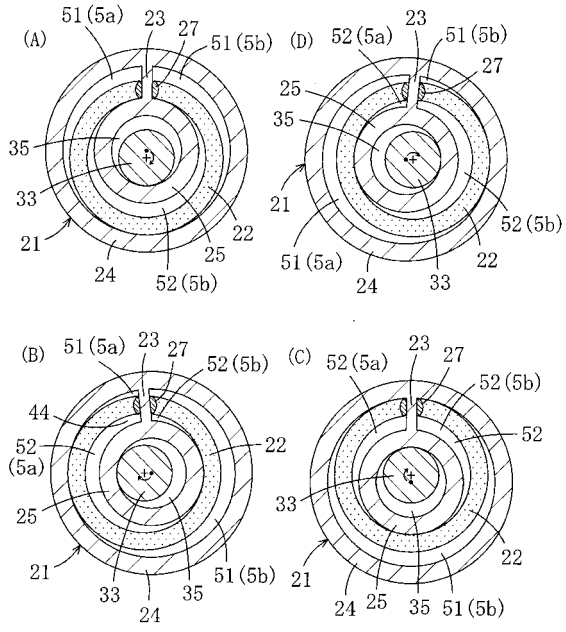
【図 1】



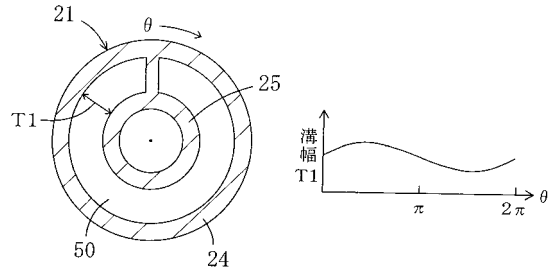
【図 2】



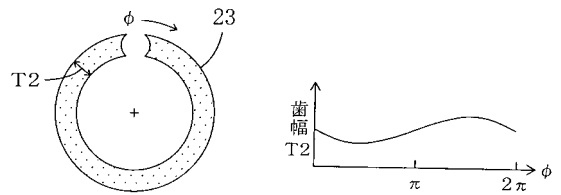
【 図 3 】



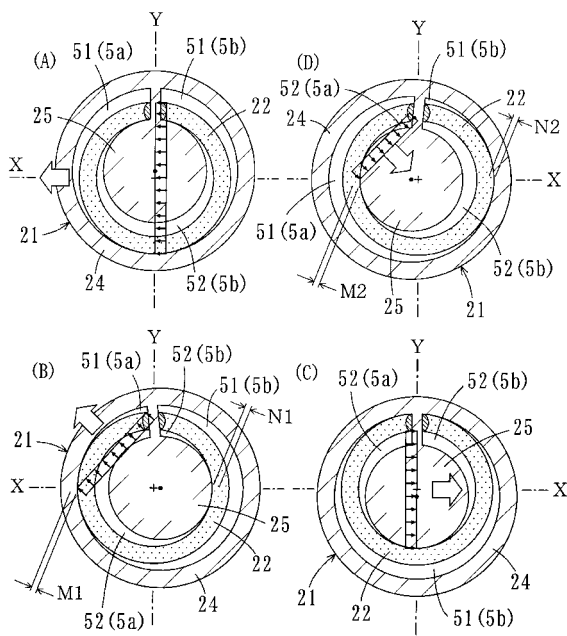
【 図 4 】



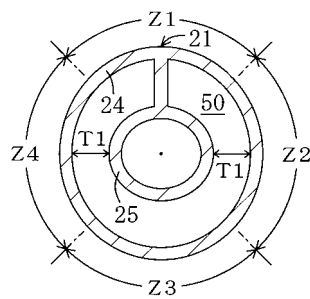
【 図 5 】



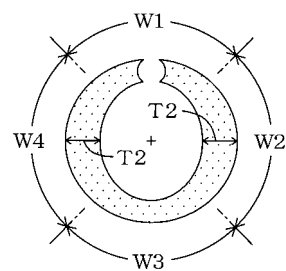
【 図 6 】



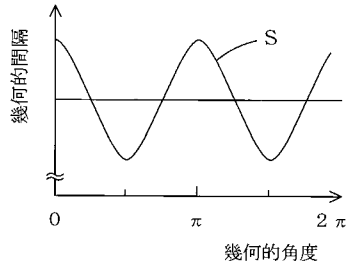
【 図 7 】



【 図 8 】



【圖 9】



フロントページの続き

(74)代理人 100115059

弁理士 今江 克実

(74)代理人 100115691

弁理士 藤田 篤史

(74)代理人 100117581

弁理士 二宮 克也

(74)代理人 100117710

弁理士 原田 智雄

(74)代理人 100121728

弁理士 井関 勝守

(72)発明者 増田 正典

大阪府堺市金岡町1304番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内

審査官 竹之内 秀明

(56)参考文献 実開昭60-92789(JP,U)

特開平6-288358(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl.⁷, DB名)

F04C 18/32

F04C 29/00