

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4438886号
(P4438886)

(45) 発行日 平成22年3月24日 (2010. 3. 24)

(24) 登録日 平成22年1月15日 (2010. 1. 15)

(51) Int. Cl. F I
FO4C 18/32 (2006.01) FO4C 18/32
FO4C 23/00 (2006.01) FO4C 23/00 F

請求項の数 6 (全 23 頁)

(21) 出願番号	特願2008-234824 (P2008-234824)	(73) 特許権者	000002853
(22) 出願日	平成20年9月12日 (2008. 9. 12)		ダイキン工業株式会社
(65) 公開番号	特開2009-85216 (P2009-85216A)		大阪府大阪市北区中崎西2丁目4番12号
(43) 公開日	平成21年4月23日 (2009. 4. 23)		梅田センタービル
審査請求日	平成20年9月12日 (2008. 9. 12)	(74) 代理人	100077931
(31) 優先権主張番号	特願2007-238846 (P2007-238846)		弁理士 前田 弘
(32) 優先日	平成19年9月14日 (2007. 9. 14)	(74) 代理人	100110939
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)		弁理士 竹内 宏
前置審査		(74) 代理人	100110940
			弁理士 嶋田 高久
		(74) 代理人	100113262
			弁理士 竹内 祐二
		(74) 代理人	100115059
			弁理士 今江 克実

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】

二段に重ねて配置された第1偏心回転式ピストン機構(20)及び第2偏心回転式ピストン機構(50)と、上記各偏心回転式ピストン機構(20, 50)を駆動する駆動軸(33)を有する駆動機構(30)とを備え、

各偏心回転式ピストン機構(20, 50)が、環状のシリンダ室(C1, C2, C3, C4)を有するシリンダ(21, 51)と、該シリンダ室(C1, C2, C3, C4)を外側シリンダ室(C1, C3)と内側シリンダ室(C2, C4)に区画するように該シリンダ室(C1, C2, C3, C4)に偏心して収納された環状ピストン(22, 52)と、各シリンダ室(C1, C2, C3, C4)を第1室と第2室とに区画するブレード(23)とを有する回転式流体機械であって、

固定側である上記シリンダ(21, 51)に対して可動側である環状ピストン(22, 52)が偏心回転運動をするように構成され、

第1偏心回転式ピストン機構(20)の偏心回転動作に伴って発生する揺動モーメントと第2偏心回転式ピストン機構(50)の偏心回転動作に伴って発生する揺動モーメントが互いに打ち消し合う位相差になるように両ピストン機構(20, 50)が配置され、

上記第1偏心回転式ピストン機構(20)と第2偏心回転式ピストン機構(50)の環状ピストン(22, 52)は、それぞれ、環状ピストン本体部(22b, 52b)と、該環状ピストン本体部(22b, 52b)の軸方向端部に形成されたピストン側鏡板(22c, 52c)とを有し、

偏心回転式ピストン機構の一方は、環状ピストン本体部の軸方向長さ寸法が他方より小さいとき、ピストン側鏡板の厚さ寸法が他方より大きいことを特徴とする回転式流体機械

。

【請求項 2】

請求項 1 において、

上記第 1 偏心回転式ピストン機構 (20) が発生する揺動モーメントと第 2 偏心回転式ピストン機構 (50) が発生する揺動モーメントの位相差が 180° に設定され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 1 又は 2 において、

上記第 1 偏心回転式ピストン機構 (20) と第 2 偏心回転式ピストン機構 (50) の揺動モーメントの大きさが等しいことを特徴とする回転式流体機械。

10

【請求項 4】

請求項 1, 2 又は 3 において、

第 1 偏心回転式ピストン機構 (20) と第 2 偏心回転式ピストン機構 (50) が圧縮機構であ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、

第 1 偏心回転式ピストン機構 (20) と第 2 偏心回転式ピストン機構 (50) により、作動流体を二段階に圧縮する二段圧縮機構が構成され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 4 又は 5 において、

作動流体が二酸化炭素であることを特徴とする回転式流体機械。

20

【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、環状のシリンダ室を有するシリンダと、該シリンダ室に偏心して収納された環状ピストンとを有する偏心回転式ピストン機構を二段に重ねて配置した回転式流体機械に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来より、シリンダ室を有するシリンダと該シリンダ室に偏心して収納されたピストンとを有し、該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流体を圧縮する偏心回転式ピストン機構を備えた回転式流体機械が知られている。

30

【0003】

例えば、特許文献 1 には、2つの偏心回転式ピストン機構 (圧縮機構) を備えた圧縮機が開示されている。この特許文献 1 の圧縮機は、駆動モータと、該駆動モータに駆動される駆動軸と、該駆動軸に連結されて、上下二段に配置された第 1 と第 2 の偏心回転式ピストン機構を備えている。この圧縮機では、単段での圧縮動作又は二段での圧縮動作が切換可能に構成されている。

【0004】

又、特許文献 2 には、環状のシリンダ室を有するシリンダと、該シリンダ室に偏心して収納された環状ピストンとを有する偏心回転式ピストン機構を備えた圧縮機が開示されている。上記環状ピストンは、円環の一部を分断した C 型形状であり、圧縮機のケーシングに固定されたハウジングに一体形成されている。一方、上記シリンダは、圧縮機の駆動軸の偏心部に連結される一方、環状のシリンダ室の内周側の壁面から外周側の壁面まで環状ピストンの分断箇所を挿通して延在するようにブレードが一体形成されている。

40

【0005】

そして、このブレードと環状ピストンとの間に揺動ブッシュが設けられており、該揺動ブッシュを介して環状ピストンとシリンダとが揺動自在に連結されている。

【特許文献 1】特開昭 64 - 010066 号公報

50

【特許文献2】特開2005-337012号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

ところで、特許文献2に示した偏心回転式ピストン機構を、特許文献1で示したように二段に重ねて、回転式流体機械を構成することが考えられる。しかしながら、特許文献2の偏心回転式ピストン機構を単に二段に重ねて構成しただけでは、各偏心回転式ピストン機構に発生する揺動モーメントに起因して上記回転式流体機械が大きく振動する場合がある。

【0007】

本発明は、かかる点に鑑みてなされたものであり、その目的は、環状のシリンダ室を有するシリンダと、該シリンダ室に偏心して収納された環状ピストンとを有する偏心回転式ピストン機構を二段に重ねて配置した回転式流体機械において、各偏心回転式ピストン機構に発生する揺動モーメントに起因する振動を低減できるようにすることにある。

【課題を解決するための手段】

【0008】

第1の発明は、二段に重ねて配置された第1偏心回転式ピストン機構(20)及び第2偏心回転式ピストン機構(50)と、上記各偏心回転式ピストン機構(20,50)を駆動する駆動軸(33)を有する駆動機構(30)とを備え、各偏心回転式ピストン機構(20,50)が、環状のシリンダ室(C1,C2,C3,C4)を有するシリンダ(21,51)と、該シリンダ室(C1,C2,C3,C4)を外側シリンダ室(C1,C3)と内側シリンダ室(C2,C4)に区画するように該シリンダ室(C1,C2,C3,C4)に偏心して収納された環状ピストン(22,52)と、各シリンダ室(C1,C2,C3,C4)を第1室と第2室とに区画するブレード(23)とを有する回転式流体機械を前提としている。

【0009】

そして、上記回転式流体機械は、固定側であるシリンダ(21,51)に対して可動側である環状ピストン(22,52)が偏心回転運動をするように構成され、第1偏心回転式ピストン機構(20)の偏心回転動作に伴って発生する揺動モーメントと第2偏心回転式ピストン機構(50)の偏心回転動作に伴って発生する揺動モーメントが互いに打ち消し合う位相差になるように両ピストン機構(20,50)が配置されている。

【0010】

ここで、上記第1及び第2偏心回転式ピストン機構(20,50)においては、シリンダ(21,51)を固定し、環状ピストン(22,52)を可動にする方式(以下、ピストン可動方式(可動ブッシュ方式)という。)が採用されており、特許文献2のように環状ピストン(22,52)をハウジングに固定し、シリンダ(21,51)を駆動軸(33)に連結させて可動する方式(以下、ピストン固定方式(固定ブッシュ方式)という。)とは逆になっている。

【0011】

ピストン固定方式では、後述するが、駆動軸(33)の回転中における揺動モーメントにアンバランスが生じるが、可動ピストン方式では、駆動軸(33)の回転中における揺動モーメントにアンバランスが生じにくい。したがって、第1及び第2偏心回転式ピストン機構(20,50)をピストン固定方式とした場合、第1偏心回転式ピストン機構(20)と第2偏心回転式ピストン機構(50)の揺動モーメントの間に位相差をつけても、揺動モーメント同士が打ち消し合わない。

【0012】

第1の発明では、第1及び第2偏心回転式ピストン機構(20,50)をピストン可動方式とし、且つ各偏心回転式ピストン機構(20,50)に発生する揺動モーメント同士が所定の位相差をもつように両方のピストン機構(20,50)を配置することにより、各揺動モーメント同士が打ち消し合うようにすることができる。

【0013】

また、第1の発明では、上記第1偏心回転式ピストン機構(20)と第2偏心回転式ピ

10

20

30

40

50

トン機構(50)の環状ピストン(22, 52)が、それぞれ、環状ピストン本体部(22b, 52b)と、該環状ピストン本体部(22b, 52b)の軸方向端部に形成されたピストン側鏡板(22c, 52c)とを有し、偏心回転式ピストン機構の一方は、環状ピストン本体部の軸方向長さ寸法が他方より小さいとき、ピストン側鏡板の厚さ寸法が他方より大きい。

【0014】

この第1の発明では、環状ピストン本体部の軸方向長さ寸法とピストン側鏡板の厚さ寸法とを調整することにより、第1及び第2偏心回転式ピストン機構(20, 50)の各々に発生する揺動モーメントの大きさを変化させることができる。そして、揺動モーメント同士が効果的に打ち消し合う大きさに設定することができる。

【0015】

第2の発明は、第1の発明において、上記第1偏心回転式ピストン機構(20)が発生する揺動モーメントと第2偏心回転式ピストン機構(50)が発生する揺動モーメントの位相差が180°に設定されていることを特徴としている。

10

【0016】

第2の発明では、第1及び第2偏心回転式ピストン機構(20, 50)の各々に発生する揺動モーメント同士が180°の位相差をもつように、両方のピストン機構(20, 50)を配置している。これにより、各揺動モーメント同士が効果的に打ち消し合うようにすることができる。

【0017】

第3の発明は、第1又は第2の発明において、上記第1偏心回転式ピストン機構(20)と第2偏心回転式ピストン機構(50)の揺動モーメントの大きさが等しいことを特徴としている。

20

【0018】

第3の発明では、第1及び第2偏心回転式ピストン機構(20, 50)の各々に発生する揺動モーメントの大きさが等しいため、各揺動モーメント同士が効果的に打ち消し合う作用が生じる。特に、各揺動モーメントに180°の位相差が生じるようにすると、各揺動モーメント同士がより効果的に打ち消し合う。

【0019】

なお、揺動モーメントは、ピストン慣性モーメントと揺動角加速度の積であり、ピストン慣性モーメント $\times e$ (図8の偏心量)/ L (図8の支点(M1)と環状ピストン中心(M3)との距離)に比例する値である。第1偏心回転式ピストン機構(20)と第2偏心回転式ピストン機構(50)の本体部の慣性モーメントが異なる場合、鏡板部の慣性モーメントや、 e 寸法や L 寸法を調整することにより揺動モーメントを合わせることができる。

30

【0020】

第4の発明は、第1, 第2又は第3の発明において、第1偏心回転式ピストン機構(20)と第2偏心回転式ピストン機構(50)が圧縮機構であることを特徴としている。

【0021】

第4の発明では、第1及び第2偏心回転式ピストン機構(20, 50)が圧縮機構を構成する場合において、両方のピストン機構(20, 50)をピストン可動方式とし、且つ各偏心回転式ピストン機構(20, 50)に発生する揺動モーメント同士が所定の位相差をもつように両方のピストン機構(20, 50)を配置することにより、各揺動モーメント同士が打ち消し合うようにすることができる。

40

【0022】

第5の発明は、第4の発明において、第1偏心回転式ピストン機構(20)と第2偏心回転式ピストン機構(50)により、作動流体を二段階に圧縮する二段圧縮機構が構成されていることを特徴としている。

【0023】

第5の発明では、二段圧縮機構を有する回転式流体機械において、第1及び第2偏心回転式ピストン機構(20, 50)の各々に発生する揺動モーメント同士が打ち消し合うようにすることができる。

50

【 0 0 2 4 】

第 6 の発明は、第 4 又は第 5 の発明において、作動流体が二酸化炭素であることを特徴としている。

【 0 0 2 5 】

第 6 の発明では、二酸化炭素を作動流体とする回転式流体機械において、第 1 及び第 2 偏心回転式ピストン機構 (20, 50) の各々に発生する揺動モーメント同士が打ち消し合うようにすることができる。

【発明の効果】

【 0 0 2 6 】

本発明によれば、上記回転式流体機械において、第 1 及び第 2 偏心回転式ピストン機構 (20, 50) をピストン可動方式とし、且つ各偏心回転式ピストン機構 (20, 50) の揺動モーメント同士が所定の位相差をもつように両ピストン機構 (20, 50) を配置することにより、各揺動モーメント同士が互いに打ち消し合うようにすることができる。したがって、上記回転式流体機械において、第 1 及び第 2 偏心回転式ピストン機構 (20, 50) の各揺動モーメントに起因する振動を低減することができる。

10

【 0 0 2 7 】

また、環状ピストン本体部の軸方向長さ寸法とピストン側鏡板の厚さ寸法とを調整することにより、第 1 及び第 2 偏心回転式ピストン機構 (20, 50) の各々に発生する揺動モーメントの大きさを变化させて、揺動モーメント同士が効果的に打ち消し合う大きさに設定することができるので、各ピストン機構の揺動モーメントに起因する回転式流体機械の振動を効果的に低減することができる。

20

【 0 0 2 8 】

第 2 の発明によれば、上記回転式流体機械において、第 1 及び第 2 偏心回転式ピストン機構 (20, 50) をピストン可動方式にするとともに、両方のピストン機構 (20, 50) の各々に発生する揺動モーメント同士が 180° の位相差をもつように、両方のピストン機構 (20, 50) を配置している。これにより、両方のピストン機構 (20, 50) の各々に発生する揺動モーメントを効果的に打ち消すことができ、各ピストン機構の揺動モーメントに起因する回転式流体機械の振動を効果的に低減することができる。

【 0 0 2 9 】

第 3 の発明によれば、第 1 及び第 2 偏心回転式ピストン機構 (20, 50) の各々に発生する揺動モーメントの大きさを等しくしているため、各揺動モーメント同士が効果的に打ち消し合う作用が生じる。したがって、各ピストン機構の揺動モーメントに起因する回転式流体機械の振動を効果的に低減することができる。特に、各揺動モーメントの大きさを等しくするとともに 180° の位相差が生じるようにすると、各揺動モーメント同士がより効果的に打ち消し合うので、振動防止効果をさらに高められる。

30

【 0 0 3 0 】

また、上記第 4 の発明によれば、上記回転式流体機械が圧縮機を構成する場合において、第 1 及び第 2 偏心回転式ピストン機構 (20, 50) をピストン可動方式とし、且つ各偏心回転式ピストン機構 (20, 50) の揺動モーメント同士が所定の位相差をもつように両ピストン機構 (20, 50) を配置することにより、各揺動モーメント同士が互いに打ち消し合うようにすることができる。したがって、上記圧縮機において、第 1 及び第 2 偏心回転式ピストン機構 (20, 50) の各揺動モーメントに起因する振動を低減することができる。

40

【 0 0 3 1 】

第 5 の発明によれば、二段圧縮機構を有する回転式流体機械において、第 1 及び第 2 偏心回転式ピストン機構 (20, 50) の各々に発生する揺動モーメント同士が打ち消し合うようにすることができるので、各ピストン機構の揺動モーメントに起因する振動を効果的に低減できる。

【 0 0 3 2 】

第 6 の発明によれば、二酸化炭素を作動流体とする回転式流体機械において、第 1 及び第 2 偏心回転式ピストン機構 (20, 50) の各々に発生する揺動モーメント同士が打ち消し

50

合うようにすることができるので、各ピストン機構の揺動モーメントに起因する振動を効果的に低減できる。

【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】

《発明の参考技術》

本発明の参考技術について説明する。

【0035】

- 参考技術（可動ブッシュ方式） -

図1は、この参考技術に係る回転式圧縮機(1)の縦断面図、図2は第1圧縮機構(20)の横断面図、図3は第1圧縮機構(20)の動作状態図である。尚、第2圧縮機構(50)の横断面図及び動作状態図は、第1圧縮機構(20)と構成が同一であるため省略する。

【0036】

図1に示すように、この圧縮機(1)は、ケーシング(10)内に、第1圧縮機構(第1偏心回転形ピストン機構)(20)、第2圧縮機構(第2偏心回転形ピストン機構)(50)及び電動機(駆動機構)(30)が収納され、全密閉型に構成されている。上記圧縮機(1)は、例えば、空気調和装置の冷媒回路において、蒸発器から吸入した冷媒を圧縮して、凝縮器へ吐出するために用いられる。

【0037】

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。胴部(11)には、該胴部(11)を貫通する吸入管(14)が設けられ、上部鏡板(12)には、該上部鏡板(12)を貫通する吐出管(15)が設けられている。

【0038】

上記第1圧縮機構(20)及び第2圧縮機構(50)は上下二段に重ねられて、ケーシング(10)に固定されたフロントヘッド(16)とリアヘッド(17)との間に構成されている。尚、第1圧縮機構(20)が電動機側(図1の上側)に配置され、第2圧縮機構(50)がケーシング(10)の底部側(図1の下側)に配置されている。

【0039】

上記第1圧縮機構(20)は、環状の第1シリンダ室(C1, C2)を有する第1シリンダ(21)と、該第1シリンダ室(C1, C2)内に配置された第1環状ピストン(22)と、図2及び図3に示すように第1シリンダ室(C1, C2)を第1室である高圧室(圧縮室)(C1-Hp, C2-Hp)と第2室である低圧室(吸入室)(C1-Lp, C2-Lp)とに区画する第1ブレード(23)とを有している。

【0040】

一方、上記第2圧縮機構(50)は、上記第1圧縮機構(20)と同一構成であって、該第1圧縮機構(20)に対して上下反転している。該第2圧縮機構(50)は、環状の第2シリンダ室(C3, C4)を有する第2シリンダ(51)と、該第2シリンダ室(C3, C4)内に配置された第2環状ピストン(52)と、第2シリンダ室(C3, C4)を第1室である高圧室(図示なし)と第2室である低圧室(図示なし)とに区画する第2ブレード(図示なし)とを有している。

【0041】

この参考技術では、フロントヘッド(16)が第1シリンダ(21)を構成し、リアヘッド(17)が第2シリンダ(51)を構成している。また、本参考技術では、第1シリンダ室(C1, C2)を有する第1シリンダ(21)、第2シリンダ室(C3, C4)を有する第2シリンダ(51)が固定側で、第1環状ピストン(22)、第2環状ピストン(52)が可動側であり、第1環状ピストン(22)が第1シリンダ(21)に対して偏心回転運動をし、第2環状ピストン(52)が第2シリンダ(51)に対して偏心回転運動をするように構成されている。以下の説明において、本参考技術のように環状ピストン(22)が可動側になる方式を可動ブ

10

20

30

40

50

ッシュ方式（ピストン可動方式）と称し、逆に環状ピストン（22）が固定側になる方式を固定プッシュ方式（ピストン固定方式）と称する。

【0042】

電動機（30）は、ステータ（31）とロータ（32）とを備えている。ステータ（31）は、第1圧縮機構（20）の上方に配置され、ケーシング（10）の胴部（11）に固定されている。ロータ（32）には駆動軸（33）が連結されていて、該駆動軸（33）がロータ（32）とともに回転するように構成されている。駆動軸（33）は、上記第1シリンダ室（C1, C2）と上記第2シリンダ室（C3, C4）とを上下方向に貫通している。

【0043】

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）から上方へのびている。この構成により、ケーシング（10）内の底部に貯まる潤滑油を、この給油ポンプ（34）で上記給油路を通じて第1圧縮機構（20）の摺動部及び第2圧縮機構（50）の摺動部に供給するようにしている。

【0044】

駆動軸（33）には、第1シリンダ室（C1, C2）の中に位置する部分に第1偏心部（33a）が形成され、第2シリンダ室（C3, C4）の中に位置する部分に第2偏心部（63a）が形成されている。第1偏心部（33a）は、該第1偏心部（33a）の上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。上記第2偏心部（63a）は、上記第1偏心部（33a）と同径に形成され、第1偏心部（33a）と同じ量だけ駆動軸（33）の軸心から偏心している。尚、第1偏心部（33a）と上記第2偏心部（63a）とは、駆動軸（33）の軸心を中心として互いに180°位相がずれている。

【0045】

上記第1環状ピストン（22）は、一体的に形成した部材であって、駆動軸（33）の第1偏心部（33a）に摺動自在に嵌合する第1軸受部（22a）と、第1軸受部（22a）の外周側で該第1軸受部（22a）と同心上に位置する第1環状ピストン本体部（22b）と、第1軸受部（22a）と第1環状ピストン本体部（22b）とを接続する第1ピストン側鏡板（22c）とを備え、第1環状ピストン本体部（22b）は、円環の一部分が分断されたC型形状に形成されている。

【0046】

上記第2環状ピストン（52）は、上記第1環状ピストン（22）と同様に、一体的に形成した部材であって、駆動軸（33）の第2偏心部（63a）に摺動自在に嵌合する第2軸受部（52a）と、第2軸受部（52a）の外周側で該第2軸受部（52a）と同心上に位置する第2環状ピストン本体部（52b）と、第2軸受部（52a）と第2環状ピストン本体部（52b）とを接続する第2ピストン側鏡板（52c）とを備え、第2環状ピストン本体部（52b）は、円環の一部分が分断されたC型形状に形成されている。

【0047】

上記第1シリンダ（21）は、第1軸受部（22a）と第1環状ピストン本体部（22b）との間で駆動軸（33）と同心上に位置する第1内側シリンダ部（21b）と、第1環状ピストン本体部（22b）の外周側で第1内側シリンダ部（21b）と同心上に位置する第1外側シリンダ部（21a）と、第1内側シリンダ部（21b）と第1外側シリンダ部（21a）とを接続する第1シリンダ側鏡板（21c）とを備えている。

【0048】

上記第2シリンダ（51）は、第2軸受部（52a）と第2環状ピストン本体部（52b）との間で駆動軸（33）と同心上に位置する第2内側シリンダ部（51b）と、第2環状ピストン本体部（52b）の外周側で第2内側シリンダ部（51b）と同心上に位置する第2外側シリンダ部（51a）と、第2内側シリンダ部（51b）と第2外側シリンダ部（51a）とを接続する第2シリンダ側鏡板（51c）とを備えている。

【0049】

10

20

30

40

50

フロントヘッド(16)とリアヘッド(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(16a, 17a)が形成されている。このように、本参考技術の圧縮機(1)は、上記駆動軸(33)が上記第1シリンダ室(C1, C2)及び上記第2シリンダ室(C3, C4)を上下方向に貫通し、第1偏心部(33a)及び第2偏心部(63a)の軸方向両側部分が軸受部(16a, 17a)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。

【0050】

次に、第1、第2圧縮機構(20, 50)の内部構造について説明するが、上述のように互いに同一の構成であるため、第1圧縮機構(20)を代表例として説明する。

【0051】

上記第1圧縮機構(20)は、図2に示すように、上記第1ブレード(23)に対して第1環状ピストン(22)を該第1環状ピストン(22)の分断箇所において揺動可能に連結する連結部材として、第1揺動ブッシュ(27)を備えている。上記第1ブレード(23)は、第1シリンダ室(C1, C2)の径方向線上で、第1シリンダ室(C1, C2)の内周側の壁面(第1内側シリンダ部(21b)の外周面)から外周側の壁面(第1外側シリンダ部(21a)の内周面)まで、第1環状ピストン(22)の分断箇所を挿通して延在するように構成され、第1外側シリンダ部(21a)及び第1内側シリンダ部(21b)に固定されている。なお、第1ブレード(23)は、第1外側シリンダ部(21a)及び第1内側シリンダ部(21b)と一体的に形成してもよいし、別部材を両シリンダ部(21a, 21b)に取り付けてもよい。図2に示す例は、別部材を両シリンダ部(21a, 21b)に固定した例である。

【0052】

第1外側シリンダ部(21a)の内周面と第1内側シリンダ部(21b)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、その間に上記第1シリンダ室(C1, C2)が形成されている。上記第1環状ピストン(22)は、外周面が第1外側シリンダ部(21a)の内周面よりも小径で、内周面が第1内側シリンダ部(21b)の外周面よりも大径に形成されている。このことにより、第1環状ピストン(22)の外周面と第1外側シリンダ部(21a)の内周面との間に第1外側シリンダ室(C1)が形成され、第1環状ピストン(22)の内周面と第1内側シリンダ部(21b)の外周面との間に第1内側シリンダ室(C2)が形成されている。

【0053】

具体的には、第1シリンダ側鏡板(21c)と第1ピストン側鏡板(22c)と第1外側シリンダ部(21a)と第1環状ピストン本体部(22b)との間に第1外側シリンダ室(C1)が形成され、第1シリンダ側鏡板(21c)と第1ピストン側鏡板(22c)と第1内側シリンダ部(21b)と第1環状ピストン本体部(22b)との間に第1内側シリンダ室(C2)が形成されている。また、第1シリンダ側鏡板(21c)と第1ピストン側鏡板(22c)と第1環状ピストン(22)の第1軸受部(22a)と第1内側シリンダ部(21b)との間には、第1内側シリンダ部(21b)の内周側で第1軸受部(22a)の偏心回転動作を許容するための動作空間(25)が形成されている。

【0054】

また、第1環状ピストン(22)と第1シリンダ(21)は、第1環状ピストン(22)の外周面と第1外側シリンダ部(21a)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隙間があるが、その隙間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、第1環状ピストン(22)の内周面と第1内側シリンダ部(21b)の外周面とが1点で実質的に接するようになっている。

【0055】

上記第1揺動ブッシュ(27)は、第1ブレード(23)に対して高圧室(C1-Hp, C2-Hp)側に位置する吐出側ブッシュ(27A)と、第1ブレード(23)に対して低圧室(C1-Lp, C2-Lp)側に位置する吸入側ブッシュ(27B)とから構成されている。吐出側ブッシュ(27A)と吸入側ブッシュ(27B)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、両ブッシュ(27A, 27B)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。

【 0 0 5 6 】

このブレード溝(28)に第1ブレード(23)が挿入され、第1揺動ブッシュ(27A, 27B)のフラット面が第1ブレード(23)と実質的に面接触し、第1揺動ブッシュ(27A, 27B)円弧状の外周面が第1環状ピストン(22)と実質的に面接触している。第1揺動ブッシュ(27A, 27B)は、ブレード溝(28)に第1ブレード(23)を挟んだ状態で、第1ブレード(23)の面方向に進退するように構成されている。また、第1揺動ブッシュ(27A, 27B)は、第1環状ピストン(22)が第1ブレード(23)に対して揺動するように構成されている。したがって、上記第1揺動ブッシュ(27)は、該第1揺動ブッシュ(27)の中心点を揺動中心として上記第1環状ピストン(22)が第1ブレード(23)に対して揺動可能となり、かつ上記第1環状ピストン(22)が第1ブレード(23)に対して該第1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。

10

【 0 0 5 7 】

なお、この参考技術では両ブッシュ(27A, 27B)を別体とした例について説明したが、両ブッシュ(27A, 27B)は、一部で連結することにより一体構造としてもよい。

【 0 0 5 8 】

以上の構成において、駆動軸(33)が回転すると、第1環状ピストン(22)は、第1揺動ブッシュ(27)が第1ブレード(23)に沿って進退しながら、第1揺動ブッシュ(27)の中心点を揺動中心として揺動する。又、駆動軸(33)が回転すると、第2環状ピストン(52)も、第1環状ピストン(22)と同じように、第2揺動ブッシュ(図示無し)の中心点を揺動中心として揺動する。

20

【 0 0 5 9 】

この揺動動作により、第1環状ピストン(22)と第1シリンダ(21)との第1接触点が図3(A)から図3(H)へ順に移動する。一方、第2環状ピストン(52)と第2シリンダ(51)との第2接触点は、第1接触点に対して駆動軸(33)の軸心回りに180°ずれている。つまり、駆動軸(33)の上側から見て、第1圧縮機構(20)の動作状態が図3(A)のとき、第2圧縮機構(50)の動作状態は図3(E)となる。

【 0 0 6 0 】

なお、図3は可動ブッシュ方式の第1圧縮機構(20)の動作状態を表す図であり、図3(A)から図3(H)まで45°間隔で第1環状ピストン(22)が図の時計回り方向に移動している様子を表している。このとき、上記第1環状ピストン(22)は駆動軸(33)の周りを揺動しながら公転するが、自転はしない。

30

【 0 0 6 1 】

フロントヘッド(16)には、吸入管(14)が接続される吸入口(41)が第1外側シリンダ室(C1)の低圧室(C1-Lp)に連通するように形成されている。また、第1環状ピストン(22)には、上記第1外側シリンダ室(C1)の低圧室(C1-Lp)と第1内側シリンダ室(C2)の低圧室(C2-Lp)とを連通する貫通孔(44)が形成されている。

【 0 0 6 2 】

一方、リアヘッド(17)にも、フロントヘッド(16)と同様に、吸入管(14)が接続される吸入口(41)が第2外側シリンダ室(C3)の低圧室に連通するように形成されている。また、第2環状ピストン(52)には、上記第2外側シリンダ室(C3)の低圧室と第1内側シリンダ室(C2)の低圧室とを連通する貫通孔(44)が形成されている。

40

【 0 0 6 3 】

又、フロントヘッド(16)には、図2に示すように、第1外側吐出口(45)と第1内側吐出口(46)が形成されている。これらの吐出口(45, 46)は、それぞれ、フロントヘッド(16)の第1シリンダ側鏡板(21c)をその軸方向に貫通している。第1外側吐出口(45)の下端は第1外側シリンダ室(C1)の高圧室(C1-Hp)に臨むように開口し、第1内側吐出口(46)の下端は第1内側シリンダ室(C2)の高圧室(C2-Hp)に臨むように開口している。一方、これらの吐出口(45, 46)の上端は、該吐出口(45, 46)を開閉する吐弁(図示なし)を介して吐出空間(49)に連通している。

【 0 0 6 4 】

50

一方、リアヘッド(17)にも、図示しないが、第2外側吐出口(図示なし)と第2内側吐出口(図示なし)とが形成されている。これらの吐出口は、それぞれ、リアヘッド(17)の第2シリンダ側鏡板(21c)をその軸方向に貫通している。第2外側吐出口の下端は第2外側シリンダ室(C3)の高圧室に臨むように開口し、第2内側吐出口の下端は第2内側シリンダ室(C4)の高圧室に臨むように開口している。そして、これらの吐出口の上端は、該吐出口を開閉する吐出弁(図示なし)を介して吐出空間(49)に連通している。

【0065】

これら吐出空間(49)は、フロントヘッド(16)と第1カバー部材(18)との間、リアヘッド(17)と第2カバー部材(48)との間にそれぞれ形成されている。上記第1カバー部材(18)は、第1圧縮機構(20)からの吐出ガスを、一旦上記吐出空間(49)に吐出させた後、第1カバー部材(18)と軸受部(16a)との間の吐出開口(18a)を通じてケーシング(10)内の高圧空間(19)に流出させて消音機能を得るためのマフラ機構を構成している。一方、上記第2カバー部材(48)も、第1カバー部材(18)と同様に、第2圧縮機構(50)からの吐出ガスを、一旦上記吐出空間(49)に吐出させた後、第2カバー部材(48)と軸受部(17a)との間の吐出開口(48a)を通じてケーシング(10)内の高圧空間(19)に流出させて消音機能を得るためのマフラ機構を構成している。

【0066】

- 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。ここで、第1、第2圧縮機構(20, 50)の運転動作は、互いに180°ずれた状態で行われる。尚、位相を除いては、互いに同一の動作であるため、第1圧縮機構(20)の動作を代表して説明する。

【0067】

電動機(30)を起動すると、ロータ(32)の回転が駆動軸(33)を介して第1圧縮機構(20)の第1環状ピストン(22)に伝達される。そうすると、第1揺動ブッシュ(27A, 27B)が第1ブレード(23)に沿って往復運動(進退動作)を行い、かつ、第1環状ピストン(22)と第1揺動ブッシュ(27A, 27B)が一体的になって第1ブレード(23)に対して揺動動作を行う。その際、第1揺動ブッシュ(27A, 27B)は、第1環状ピストン(22)及び第1ブレード(23)に対して実質的に面接触をする。そして、第1環状ピストン(22)が第1外側シリンダ部(21a)及び第1内側シリンダ部(21b)に対して揺動しながら公転し、第1圧縮機構(20)が所定の圧縮動作を行う。

【0068】

具体的に、第1外側シリンダ室(C1)では、図3(B)の状態では低圧室(C1-Lp)の容積がほぼ最小であり、ここから駆動軸(33)が図の右回りに回転して図3(C)~図3(A)の状態へ変化するのに伴って該低圧室(C1-Lp)の容積が増大するときに、冷媒が、吸入管(14)及び吸入口(41)を通過して該低圧室(C1-Lp)に吸入される。

【0069】

駆動軸(33)が一回転して再び図3(B)の状態になると、上記低圧室(C1-Lp)への冷媒の吸入が完了する。そして、この低圧室(C1-Lp)は今度は冷媒が圧縮される高圧室(C1-Hp)となり、第1ブレード(23)を隔てて新たな低圧室(C1-Lp)が形成される。駆動軸(33)がさらに回転すると、上記低圧室(C1-Lp)において冷媒の吸入が繰り返される一方、高圧室(C1-Hp)の容積が減少し、該高圧室(C1-Hp)で冷媒が圧縮される。高圧室(C1-Hp)の圧力が所定値となって吐出空間(49)との差圧が設定値に達すると、該高圧室(C1-Hp)の高圧冷媒によって吐出弁が開き、高圧冷媒が吐出空間(49)から吐出開口(18a)を通過してケーシング(10)内の高圧空間(19)へ流出する。

【0070】

第1内側シリンダ室(C2)では、図3(F)の状態では低圧室(C2-Lp)の容積がほぼ最小であり、ここから駆動軸(33)が図の右回りに回転して図3(G)~図3(E)の状態へ変化するのに伴って該低圧室(C2-Lp)の容積が増大するときに、冷媒が、吸入管(14)、吸入口(41)、及び貫通孔(44)を通過して第1内側シリンダ室(C2)の低圧室(C2-Lp)へ吸入される。

10

20

30

40

50

【 0 0 7 1 】

駆動軸（33）が一回転して再び図3（F）の状態になると、上記低圧室（C2-Lp）への冷媒の吸入が完了する。そして、この低圧室（C2-Lp）は今度は冷媒が圧縮される高圧室（C2-Hp）となり、第1ブレード（23）を隔てて新たな低圧室（C2-Lp）が形成される。駆動軸（33）がさらに回転すると、上記低圧室（C2-Lp）において冷媒の吸入が繰り返される一方、高圧室（C2-Hp）の容積が減少し、該高圧室（C2-Hp）で冷媒が圧縮される。高圧室（C2-Hp）の圧力が所定値となって吐出空間（49）との差圧が設定値に達すると、該高圧室（C2-Hp）の高圧冷媒によって吐出弁が開き、高圧冷媒が吐出空間（49）から吐出開口（18a）を通過してケーシング（10）内の高圧空間（19）へ流出する。

【 0 0 7 2 】

第1外側シリンダ室（C1）ではほぼ図3（E）のタイミングで冷媒の吐出が開始され、第1内側シリンダ室（C2）ではほぼ図3（A）のタイミングで吐出が開始される。つまり、第1外側シリンダ室（C1）と第1内側シリンダ室（C2）とでは、吐出のタイミングがほぼ180°異なっている。第1外側シリンダ室（C1）と第1内側シリンダ室（C2）で圧縮されてケーシング（10）内の高圧空間（19）へ流出した高圧の冷媒は吐出管（15）から吐出され、冷媒回路で凝縮行程、膨張行程、及び蒸発行程を経た後、再度圧縮機（1）に吸入される。

【 0 0 7 3 】

- 比較例（固定ブッシュ方式） -

図4～図6に示す比較例の圧縮機について簡単に説明する。

【 0 0 7 4 】

この比較例の圧縮機（70）の圧縮機構は、図1～図3の例が第1環状ピストン（22）を可動側にした可動ブッシュ方式であるのに対して、第1環状ピストン（22）を固定側にした固定ブッシュ方式である。以下、主に図1～図3の例と構成が相違する点を説明する。

【 0 0 7 5 】

第1圧縮機構（20）及び第2圧縮機構（50）は、図1～図3の例と同様に、ケーシング（10）に固定されたフロントヘッド（16）とリアヘッド（17）との間に構成されている。尚、第1圧縮機構（20）が電動機側（図4の上側）に配置され、第2圧縮機構（50）がケーシング（10）の底部（図4の下側）に配置されている。

【 0 0 7 6 】

上記1圧縮機構（20）は、環状の第1シリンダ室（C1，C2）を有する第1シリンダ（21）と、該第1シリンダ室（C1，C2）内に配置された第1環状ピストン（22）と、第1シリンダ室（C1，C2）を第1室である高圧室（圧縮室）（C1-Hp，C2-Hp）と第2室である低圧室（吸入室）（C1-Lp，C2-Lp）とに区画する第1ブレード（23）とを有している。

【 0 0 7 7 】

一方、上記第2圧縮機構（50）は、上記第1圧縮機構（20）と同一構成であって、該第1圧縮機構（20）に対して上下反転している。該第2圧縮機構（50）は、環状の第2シリンダ室（C3，C4）を有する第2シリンダ（51）と、該第2シリンダ室（C3，C4）内に配置された第2環状ピストン（52）と、第2シリンダ室（C3，C4）を第1室である高圧室（図示なし）と第2室である低圧室（図示なし）とに区画する第2ブレード（図示なし）とを有している。

【 0 0 7 8 】

第1シリンダ（21）は、第1環状ピストン（22）に対して偏心回転運動をするように構成されている。つまり、この例では、第1シリンダ室（C1，C2）を有する第1シリンダ（21）が可動側で、第1シリンダ室（C1，C2）内に配置される第1環状ピストン（22）が固定側になっている。

【 0 0 7 9 】

一方、第2シリンダ（51）は、第2環状ピストン（52）に対して偏心回転運動をするように構成されている。つまり、この例では、第2シリンダ室（C3，C4）を有する第2シリンダ（51）が可動側で、第2シリンダ室（C3，C4）内に配置される第2環状ピストン（22

10

20

30

40

50

)が固定側になっている。

【0080】

上記第1シリンダ(21)は、第1外側シリンダ部(21a)及び第1内側シリンダ部(21b)を備えている。第1外側シリンダ部(21a)と第1内側シリンダ部(21b)は、下端部が第1シリンダ側鏡板(21c)で連結されることにより一体化されている。そして、駆動軸(33)の第1偏心部(33a)に、上記第1内側シリンダ部(21b)が摺動自在に嵌め込まれている。

【0081】

一方、上記第2シリンダ(51)は、第2外側シリンダ部(51a)及び第2内側シリンダ部(51b)を備えている。第2外側シリンダ部(51a)と第2内側シリンダ部(51b)は、10 10
上端部が第2シリンダ側鏡板(51c)で連結されることにより一体化されている。そして、駆動軸(33)の第2偏心部(63a)に、上記第2内側シリンダ部(51b)が摺動自在に嵌め込まれている。

【0082】

これに対して、上記第1環状ピストン(22)はフロントヘッド(16)により構成され、第1環状ピストン本体部(22b)が上端部で第1ピストン側鏡板(22c)と一体的に形成された構造になっている。一方、上記第2環状ピストン(52)はリアヘッド(17)により構成され、第2環状ピストン本体部(52b)が下端部で第2ピストン側鏡板(52c)と一体的に形成された構造になっている。

【0083】

第1シリンダ側鏡板(21c)と第1ピストン側鏡板(22c)と第1外側シリンダ部(21a)と第1環状ピストン本体部(22b)との間に第1外側シリンダ室(C1)が形成され、第1シリンダ側鏡板(21c)と第1ピストン側鏡板(22c)と第1内側シリンダ部(21b)と第1環状ピストン本体部(22b)との間に第1内側シリンダ室(C2)が形成されている点は図1～図3の例と同様である。20

【0084】

又、第2シリンダ側鏡板(51c)と第2ピストン側鏡板(52c)と第2外側シリンダ部(51a)と第2環状ピストン本体部(52b)との間に第2外側シリンダ室(C3)が形成され、第2シリンダ側鏡板(51c)と第2ピストン側鏡板(52c)と第2内側シリンダ部(51b)と第2環状ピストン本体部(52b)との間に第2内側シリンダ室(C4)が形成されている点は図1～図3の例と同様である。30

【0085】

一方、この例では、フロントヘッド(16)に、第1外側シリンダ部(21a)の偏心回転動作を許容するための動作空間(26)が形成され、リアヘッド(17)にも、第2外側シリンダ部(51a)の偏心回転動作を許容するための動作空間(26)が形成されている。この動作空間(26)は、吸入管(14)に連通した低圧空間であり、第1、2外側シリンダ部(21a, 51a)と第1、2内側シリンダ部(21b, 51b)にはこの低圧の動作空間(26)から低圧ガスを吸入するための貫通孔(44a, 44b)がそれぞれ形成されている。

【0086】

次に、第1、第2圧縮機構(20, 50)の内部構造について説明するが、上述のように互いに同一の構成であるため、第1圧縮機構(20)を代表例として説明する。40

【0087】

この比較例では、図5において、第1揺動ブッシュ(27A, 27B)は、ブレード溝(28)に第1ブレード(23)を挟んだ状態で、第1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。また、第1揺動ブッシュ(27A, 27B)は、第1環状ピストン(22)に対して第1ブレード(23)が揺動するように構成されている。したがって、上記第1揺動ブッシュ(27)は、該第1揺動ブッシュ(27)の中心点を揺動中心として上記第1ブレード(23)が第1環状ピストン(22)に対して揺動可能となり、かつ上記第1ブレード(23)が第1環状ピストン(22)に対して該第1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。50

【 0 0 8 8 】

以上の構成において、駆動軸（33）が回転すると、第1外側シリンダ部（21a）及び第1内側シリンダ部（21b）は、第1ブレード（23）がブレード溝（28）内を進退しながら、第1揺動プッシュ（27）の中心点を揺動中心として揺動する。又、駆動軸（33）が回転すると、第2外側シリンダ部（21a）及び第2内側シリンダ部（21b）も、第1外側シリンダ部（21a）及び第1内側シリンダ部（21b）と同じように、第2ブレード（図示なし）が第2ブレード溝（図示なし）内を進退しながら、第2揺動プッシュ（図示なし）の中心点を揺動中心として揺動する。

【 0 0 8 9 】

この揺動動作により、第1環状ピストン（22）と第1シリンダ（21）との第1接触点が図6において（A）図から（H）図へ順に移動する。一方、第2環状ピストン（52）と第2シリンダ（51）との第2接触点は、第1接触点に対して駆動軸（33）の軸心回りに180°ずれている。つまり、駆動軸（33）の上側から見て、第1圧縮機構（20）の動作状態が図6（A）のとき、第2圧縮機構（50）の動作状態は図6（E）となる。

【 0 0 9 0 】

なお、図6は固定プッシュ方式の第1圧縮機構（20）の動作状態を表す図であり、図6（A）から図6（H）まで45°間隔で第1シリンダ（21）が図の時計回り方向に移動している様子を表している。このとき、上記第1外側シリンダ部（21a）及び第1内側シリンダ部（21b）は駆動軸（33）の周りを揺動しながら公転するが、自転はしない。その他の構成は、図1～図3の例と同様であるため、説明を省略する。

【 0 0 9 1 】

次に、この圧縮機（1）の運転動作について説明する。ここで、第1、第2圧縮機構（20, 50）の運転動作は、互いに180°ずれた状態で行われる。尚、位相を除いては、互いに同一の動作であるため、第1圧縮機構（20）の動作を代表して説明する。

【 0 0 9 2 】

第1圧縮機構（20）が動作をする際、第1外側シリンダ室（C1）では、図6（F）の状態では低圧室（C1-Lp）の容積がほぼ最小であり、ここから駆動軸（33）が図の右回りに回転して図6（G）～図6（E）の状態へ変化するのに伴って該低圧室（C1-Lp）の容積が増大するときに、冷媒が、吸入管（14）、動作空間（26）、及び貫通孔（44a）を通過して該低圧室（C1-Lp）に吸入される。

【 0 0 9 3 】

駆動軸（33）が一回転して再び図6（F）の状態になると、上記低圧室（C1-Lp）への冷媒の吸入が完了する。そして、この低圧室（C1-Lp）は今度は冷媒が圧縮される高圧室（C1-Hp）となり、第1ブレード（23）を隔てて新たな低圧室（C1-Lp）が形成される。駆動軸（33）がさらに回転すると、上記低圧室（C1-Lp）において冷媒の吸入が繰り返される一方、高圧室（C1-Hp）の容積が減少し、該高圧室（C1-Hp）で冷媒が圧縮される。高圧室（C1-Hp）の圧力が所定値となって吐出空間（49）との差圧が設定値に達すると、該高圧室（C1-Hp）の高圧冷媒によって吐出弁が開き、高圧冷媒が吐出空間（49）から吐出開口（18a）を通過してケーシング（10）内の高圧空間（19）へ流出する。

【 0 0 9 4 】

第1内側シリンダ室（C2）では、図6（B）の状態では低圧室（C2-Lp）の容積がほぼ最小であり、ここから駆動軸（33）が図の右回りに回転して図6（C）～図6（A）の状態へ変化するのに伴って該低圧室（C2-Lp）の容積が増大するときに、冷媒が、吸入管（14）、動作空間（26）、貫通孔（44a）、第1外側シリンダ室（C1）の低圧室（C1-Lp）、及び貫通孔（44b）を通過して該低圧室（C2-Lp）に吸入される。

【 0 0 9 5 】

駆動軸（33）が一回転して再び図6（B）の状態になると、上記低圧室（C2-Lp）への冷媒の吸入が完了する。そして、この低圧室（C2-Lp）は今度は冷媒が圧縮される高圧室（C2-Hp）となり、第1ブレード（23）を隔てて新たな低圧室（C2-Lp）が形成される。駆動軸（33）がさらに回転すると、上記低圧室（C2-Lp）において冷媒の吸入が繰り返され

10

20

30

40

50

る一方、高圧室（C2-Hp）の容積が減少し、該高圧室（C2-Hp）で冷媒が圧縮される。高圧室（C2-Hp）の圧力が所定値となって吐出空間（49）との差圧が設定値に達すると、該高圧室（C2-Hp）の高圧冷媒によって吐出弁が開き、高圧冷媒が吐出空間（49）から吐出開口（18a）を通過してケーシング（10）内の高圧空間（19）へ流出する。

【0096】

第1外側シリンダ室（C1）ではほぼ図6（A）のタイミングで冷媒の吐出が開始され、第1内側シリンダ室（C2）ではほぼ図6（E）のタイミングで吐出が開始される。つまり、第1外側シリンダ室（C1）と第1内側シリンダ室（C2）とでは、吐出のタイミングがほぼ180°異なっている。第1外側シリンダ室（C1）と第1内側シリンダ室（C2）で圧縮されてケーシング（10）内の高圧空間（19）へ流出した高圧の冷媒は吐出管（15）から吐出され、冷媒回路で凝縮行程、膨張行程、及び蒸発行程を経た後、再度圧縮機（1）に吸入される。

10

【0097】

- 揺動モーメントの説明 -

次に、上記圧縮機構に発生する揺動モーメントについて説明する。

【0098】

揺動モーメントとは、支点に対して振り子のように揺動する物体に作用する力のことであり、物体における支点回りの慣性モーメントと揺動角加速度との積で表される。又、この揺動モーメントの反力が支点に作用する。

【0099】

20

図7は固定ブッシュ方式において、駆動軸の回転角（ θ ）が315°の場合の圧縮機構に発生する揺動モーメントを図示しており、図8は可動ブッシュ方式において、駆動軸の回転角（ θ ）が315°の場合の圧縮機構に発生する揺動モーメントを図示している。ここで、回転角（ θ ）とは、駆動軸における駆動軸中心（M2）回りの自転角度を示し、揺動角（ ϕ ）とは、揺動部材（固定ブッシュの場合はシリンダ、可動ブッシュの場合はピストン）における支点（M1）回りの公転角度を示している。尚、支点（M1）は、揺動ブッシュ（27）の中心位置にある。又、斜線で示した領域（A）の面積が、上記揺動部材に発生する揺動モーメントを相対的に示している。

【0100】

固定ブッシュ方式の場合は、図7に示すように、固定された揺動ブッシュ（27）の中心位置回りに揺動するシリンダ（21, 51）に、揺動モーメントが発生している。尚、この揺動モーメントの反力は、支点（M1）となる揺動ブッシュ（27）に作用する。そして、該揺動ブッシュ（27）に作用する反力が環状ピストン（22, 52）を介して、該環状ピストン（22, 52）が固定されたケーシング（10）に伝えられ、圧縮機（70）を加振する。

30

【0101】

一方、可動ブッシュ方式の場合は、図8に示すように、ブレード（23）に沿って移動する揺動ブッシュ（27）の中心位置回りに揺動する該環状ピストン（22, 52）に、揺動モーメントが発生している。尚、この揺動モーメントの反力は、支点（M1）となる揺動ブッシュ（27）に作用する。そして、該揺動ブッシュ（27）に作用する反力がブレード（23）からシリンダ（21, 51）を介してケーシング（10）に伝えられ、圧縮機（1）を加振する。

40

【0102】

次に、上記圧縮機構が二段に重ねて配置された場合の揺動モーメントについて説明する。

【0103】

図9は固定ブッシュ方式における揺動モーメントを示しており、図9（A）は上側に配置された第1圧縮機構（20）、図9（B）は下側に配置された第2圧縮機構（50）の場合の揺動モーメントをそれぞれ示している。又、図10は可動ブッシュ方式における揺動モーメントを示しており、図10（A）は上側に配置された第1圧縮機構（20）、図10（B）は下側に配置された第2圧縮機構（50）の場合の揺動モーメントをそれぞれ示している。

50

【0104】

固定ブッシュ方式の場合は、図9からわかるように、任意の回転角()において、第1圧縮機構(20)と第2圧縮機構(50)との領域(A)の面積、即ち揺動モーメントが異なる場合がある。ここで、領域(A)の面積が異なるのは、任意の回転角()における支点(M1)とシリンダ中心(M3)との距離が、第1圧縮機構(20)と第2圧縮機構(50)とで異なるためである。

【0105】

これに対して、可動ブッシュ方式の場合は、図10からわかるように、任意の回転角()において、第1圧縮機構(20)と第2圧縮機構(50)との領域(A)の面積、即ち揺動モーメントが同じである。ここで、領域(A)の面積が同一となるのは、任意の回転角()における支点(M1)と環状ピストン中心(M3)との距離が、第1圧縮機構(20)と第2圧縮機構(50)とで同じになるためである。

10

【0106】

図11は、固定ブッシュ方式の圧縮機構を二段に重ねて配置した圧縮機(70)における揺動モーメントと駆動軸の回転角との関係について示したグラフであり、図12は、可動ブッシュ方式の圧縮機構を二段に重ねて配置した圧縮機(1)における揺動モーメントと駆動軸の回転角との関係について示したグラフである。尚、図11及び図12の実線は、各圧縮機構の揺動モーメント同士を重ね合わせた場合の揺動モーメントを示している。

【0107】

固定ブッシュ方式の場合は、上述したように、任意の回転角()に対して第1圧縮機構(20)と第2圧縮機構(50)とに発生する揺動モーメントが異なる。したがって、各々の運転動作が180°ずれるように各圧縮機構を配置したとしても、各揺動モーメント同士が互いに打ち消し合わない場合があり、打ち消し合えなかった揺動モーメントの反力が圧縮機に伝わる。

20

【0108】

一方、可動ブッシュ方式の場合は、上述したように、任意の回転角()に対して第1圧縮機構(20)と第2圧縮機構(50)とに発生する揺動モーメントが同一である。つまり、第1圧縮機構(20)と第2圧縮機構(50)を同一の構成部品で構成すれば、各圧縮機構(20, 50)の揺動モーメントの大きさが等しくなる。したがって、各々の運転動作が180°ずれるように各圧縮機構を配置すれば、各揺動モーメント同士が互いに打ち消し合い、結果として、圧縮機(1)に伝わる揺動モーメントがゼロとなる。

30

【0109】

- 参考技術の効果 -

本参考技術によれば、第1及び第2圧縮機構(20, 50)を可動ブッシュ方式とし、且つ第1偏心部(33a)と上記第2偏心部(63a)とが、駆動軸(33)の軸心を中心として互いに180°位相がずれるように構成すること以外は、第1及び第2圧縮機構(20, 50)を同一構成(同一形状、同一寸法)とすることにより、各圧縮機構に発生する揺動モーメント同士が打ち消し合うようにすることができる。したがって、上記圧縮機(1)において、第1及び第2圧縮機構(20, 50)の各揺動モーメントに起因する振動を低減することができる。

40

【0110】

なお、第1圧縮機構(20)と第2圧縮機構(50)を同一の構成部品で構成しなくても、可動ブッシュ方式を採用すれば各圧縮機構(20, 50)の揺動モーメント同士が打ち消し合う方向に作用するので、圧縮機(1)の揺動モーメントを低減することは可能である。

【0111】

《発明の実施形態1》

本発明の実施形態1について説明する。

【0112】

実施形態1は、圧縮機(1)の冷媒(作動流体)として二酸化炭素を用い、第1圧縮機構(20)と第2圧縮機構(50)で冷媒を二段階に圧縮する二段圧縮機構を構成した例であ

50

る。

【0113】

この圧縮機(1)は、図13に示すように、それぞれ可動ブッシュ方式の第1圧縮機構(20)と第2圧縮機構(50)を備え、第2圧縮機構(50)が低段側圧縮機構、第1圧縮機構(20)が高段側圧縮機構になっている。

【0114】

第2圧縮機構(50)は、低圧冷媒を吸入する第1吸入管(14a)と、中間圧冷媒を吐出する第1吐出管(15a)とを有している。第1吸入管(14a)は、リアヘッド(17)に固定され、第2圧縮機構(50)のシリンダ室(C3, C4)に連通している。リアヘッド(17)には、第2圧縮機構(50)のシリンダ室(C3, C4)に連通する中間吐出空間(17b)が形成されている。第2圧縮機構(50)で圧縮された中間圧の冷媒は、吐出口及び吐出弁(図示せず)を介して中間吐出空間(17b)に吐出される。また、リアヘッド(17)には、ケーシング(10)の胴部(11)を貫通する第1吐出管(15a)が固定され、第1吐出管(15a)は、内側端部がリアヘッド(17)の中間吐出空間(17b)に開口するとともに、外側端部が冷媒回路の中間圧冷媒配管(図示せず)に接続されている。

10

【0115】

第1圧縮機構(20)は、中間圧冷媒を吸入する第2吸入管(14b)を有している。第2吸入管(14b)は、フロントヘッド(16)に固定され、第1圧縮機構(20)のシリンダ室(C1, C2)に連通している。第2吸入管(14b)には、中間圧冷媒を第1圧縮機構(20)にインジェクションするためのインジェクション配管(14c)が接続されている。

20

【0116】

第1圧縮機構(20)のシリンダ室(C1, C2)で圧縮された高圧の冷媒は、吐出口及び吐出弁(図示せず)を介して吐出空間(49)に吐出され、この吐出空間(49)からケーシング(10)内の高圧空間(19)に流出する。ケーシング(10)内に充満した高圧冷媒は、ケーシング(10)の上部に設けられている第2吐出管(15b)から冷媒回路の高圧ガス管に吐出される。

【0117】

この実施形態1では第1圧縮機構(20)と第2圧縮機構(50)により二段圧縮機構が構成され、高段側である第1圧縮機構(20)のシリンダ容積が、低段側である第2圧縮機構(50)のシリンダ容積より小さくなっている。そのため、第1環状ピストン本体部(22b)の軸方向長さ寸法 L_1 が第2環状ピストン本体部(52b)の軸方向長さ寸法 L_2 より小さい。一方、第1ピストン側鏡板(22c)の厚さ寸法 t_1 は第2ピストン側鏡板(52c)の厚さ寸法 t_2 より大きい。こうすることにより、第1圧縮機構(20)で発生する揺動モーメントの大きさと第2圧縮機構(50)で発生する揺動モーメントの大きさが等しくなるようにしている。

30

【0118】

なお、揺動モーメントは、ピストン慣性モーメント $\times e$ (図8の偏心率)/ L (図8の支点(M1)と環状ピストン中心(M3)との距離)に比例する値である。第1圧縮機構(20)と第2圧縮機構(50)のピストン本体部の慣性モーメントが異なる場合、ピストン鏡板部の慣性モーメントや e 寸法や L 寸法を調整することにより揺動モーメントを合わせることができる。

40

【0119】

この実施形態1では、第1偏心部(33a)と上記第2偏心部(63a)とが、駆動軸(33)の軸心を中心として互いに180°位相がずれるように構成することを含めて、その他の構成は参考技術と同様である。

【0120】

本実施形態によれば、第1圧縮機構(20)と第2圧縮機構(50)のシリンダ容積が異なる二段圧縮機構において、第1環状ピストン本体部(22b)の軸方向長さ寸法を第2環状ピストン本体部(52b)の軸方向長さ寸法より短くする一方で、第1ピストン側鏡板(22c)の厚さ寸法を第2ピストン側鏡板(52c)の厚さ寸法より大きくすることにより、揺動

50

モーメントの大きさを第1圧縮機構(20)と第2圧縮機構(50)で合わせるようにしている。そのため、第1偏心部(33a)と上記第2偏心部(63a)とが、駆動軸(33)の軸心を中心として互いに180°位相がずれることと相まって、各圧縮機構に発生する揺動モーメント同士が打ち消し合う。したがって、二酸化炭素を冷媒とする二段圧縮の圧縮機(1)において、第1及び第2圧縮機構(20,50)の各揺動モーメントに起因する振動を低減することができる。

【0121】

なお、この実施形態1では、第1環状ピストン本体部(22b)の軸方向長さ寸法を第2環状ピストン本体部(52b)の軸方向長さ寸法より小さくすることにより第1圧縮機構(20)と第2圧縮機構(50)のシリンダ容積を異ならせるようにしているが、参考例として、シリンダ容積は、第1環状ピストン本体部(22b)や第2環状ピストン本体部(52b)の径寸法で調整してもよい。

10

【0122】

また、この実施形態1では、第1圧縮機構(20)のシリンダ容積が第2圧縮機構(50)のシリンダ容積より小さい二段圧縮機構を採用しているが、中間圧冷媒のインジェクション量を増やすことにより、第1圧縮機構(20)のシリンダ容積が第2圧縮機構(50)のシリンダ容積と同じになったり、第1圧縮機構(20)のシリンダ容積が第2圧縮機構(50)のシリンダ容積より大きくなったりする構成にすることも可能である。両圧縮機構(20,50)のシリンダ容積が同じ場合は各圧縮機構(20,50)に同一構成(同一形状、同一寸法)の部品を用いればよく、第1圧縮機構(20)のシリンダ容積が第2圧縮機構(50)のシリンダ容積より大きい場合は、上記とは逆に、第1環状ピストン本体部(22b)の軸方向長さ寸法を第2環状ピストン本体部(52b)の軸方向長さ寸法より長くする一方で、第1ピストン側鏡板(22c)の厚さ寸法を第2ピストン側鏡板(52c)の厚さ寸法より小さくするとよい。

20

【0123】

《その他の実施形態》

上記実施形態については、以下のような構成としてもよい。

【0124】

上記実施形態では、偏心回転式ピストン機構を圧縮機構で構成したが、これに限定される必要はなく、例えば、膨張機構で構成してもよい。

30

【0125】

又、上記実施形態では、上記第1偏心部(33a)と第2偏心部(63a)とが、駆動軸(33)の軸心を中心として互いに180°位相がずれるようにしたが、これに限定されず、固定ブッシュ方式に対して有利な位相差の範囲、例えば $180 \pm 15^\circ$ としてもよい。

【0126】

又、上記参考技術では、第1及び第2圧縮機構(20,50)において、第1偏心部(33a)及び上記第2偏心部(63a)に位相差を持たせることを除いて同一の構成(つまり、第1環状ピストン(22)に対する第2環状ピストン(52)の形状比を1)としているが、これに限定する必要はなく、固定ブッシュ方式に対して有利な範囲で、この形状比を変更してもよい。尚、この形状比を変更する場合において、慣性モーメント比や e (図8の偏心量)/ L (図8の支点(M1)と環状ピストン中心(M3)との距離)比を変更するのが好ましく、該慣性モーメント比及び e/L 比は各々0.74から1.26の範囲で変更するのがよい。

40

【0127】

なお、以上の実施形態は、本質的に好ましい例示であって、本発明、その適用物、あるいはその用途の範囲を制限することを意図するものではない。

【産業上の利用可能性】

【0128】

以上説明したように、本発明は、環状のシリンダ室を有するシリンダと、該シリンダ室に偏心して収納された環状ピストンとを有する偏心回転式ピストン機構を二段に重ねて配

50

置した回転式流体機械について有用である。

【図面の簡単な説明】

【0129】

【図1】本発明の参考技術に係る圧縮機の縦断面図である。

【図2】図1の圧縮機の圧縮機構の構造を示す横断面図である。

【図3】図1の圧縮機の圧縮機構の動作状態図である。

【図4】比較例に係る圧縮機の縦断面図である。

【図5】図4の圧縮機の圧縮機構の構造を示す縦断面図である。

【図6】図4の圧縮機の圧縮機構の動作状態図である。

【図7】比較例に係る圧縮機構に発生する揺動モーメントを示す図である。

10

【図8】参考技術に係る圧縮機構に発生する揺動モーメントを示す図である。

【図9】比較例に係る第1、第2圧縮機構に発生する揺動モーメントを示す図である。

【図10】参考技術に係る第1、第2圧縮機構に発生する揺動モーメントを示す図である。

【図11】比較例に係る圧縮機構に発生する揺動モーメントを示すグラフである。

【図12】参考技術に係る圧縮機構に発生する揺動モーメントを示すグラフである。

【図13】実施形態1に係る圧縮機の縦断面図である。

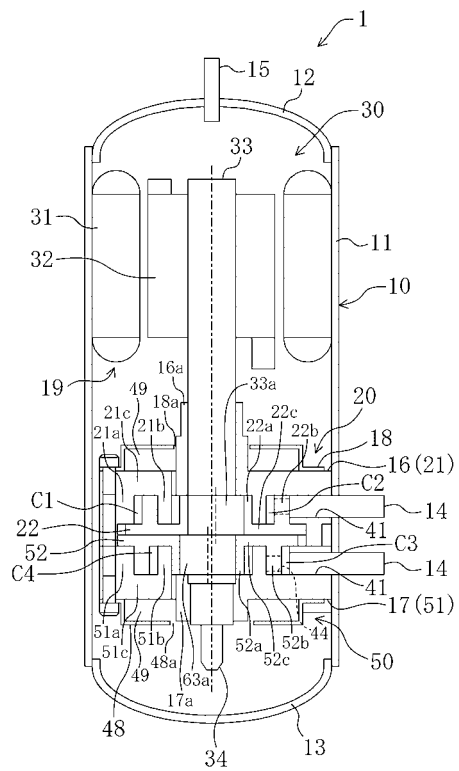
【符号の説明】

【0130】

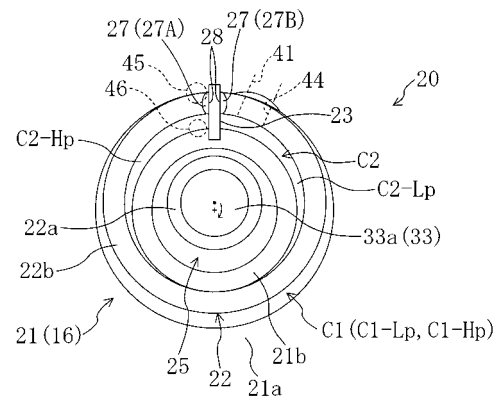
1	圧縮機（回転式流体機械）	20
10	ケーシング	
14	吸入管	
15	吐出管	
20	第1圧縮機構（第1偏心回転式ピストン機構）	
21	第1シリンダ	
21a	第1外側シリンダ部	
21b	第1内側シリンダ部	
21c	第1シリンダ側鏡板	
22	第1環状ピストン	
22a	第1軸受部	30
22b	第1環状ピストン本体部	
22c	第1ピストン側鏡板	
23	第1ブレード	
27	第1揺動ブッシュ	
30	電動機（駆動機構）	
33	駆動軸	
33a	第1偏心部	
50	第2圧縮機構（第2偏心回転式ピストン機構）	
51	第2シリンダ	
51a	第2外側シリンダ部	40
51b	第2内側シリンダ部	
51c	第2シリンダ側鏡板	
52	第2環状ピストン	
52a	第2軸受部	
52b	第2環状ピストン本体部	
52c	第2ピストン側鏡板	
63a	第2偏心部	
C1	第1外側シリンダ室	
C2	第1内側シリンダ室	
C3	第2外側シリンダ室	50

- C4 第2内側シリンダ室
- C1-Hp 高压室
- C2-Hp 高压室
- C1-Lp 低压室
- C2-Lp 低压室

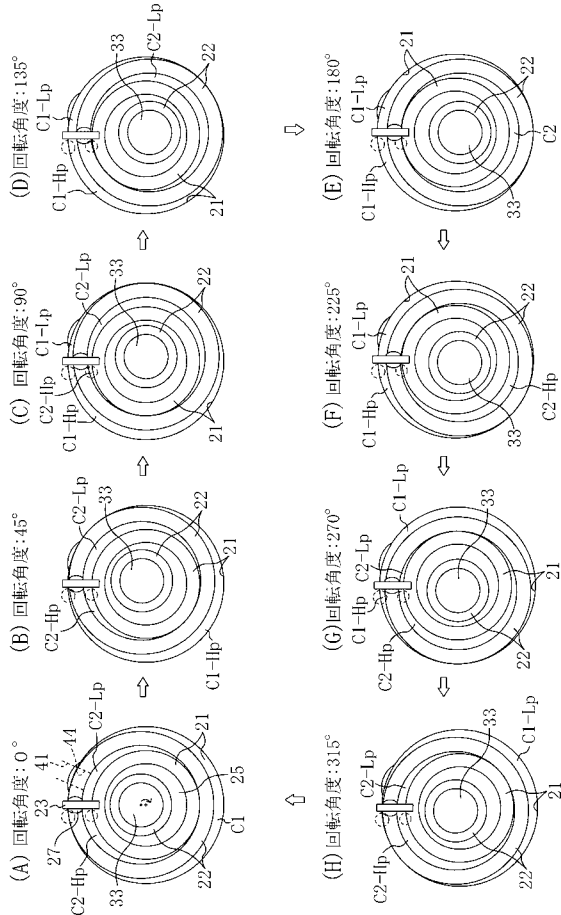
【図1】



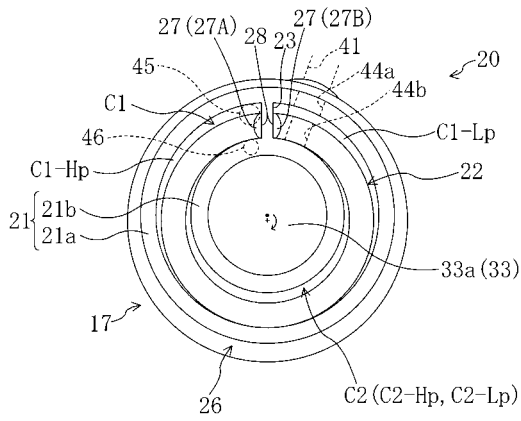
【図2】



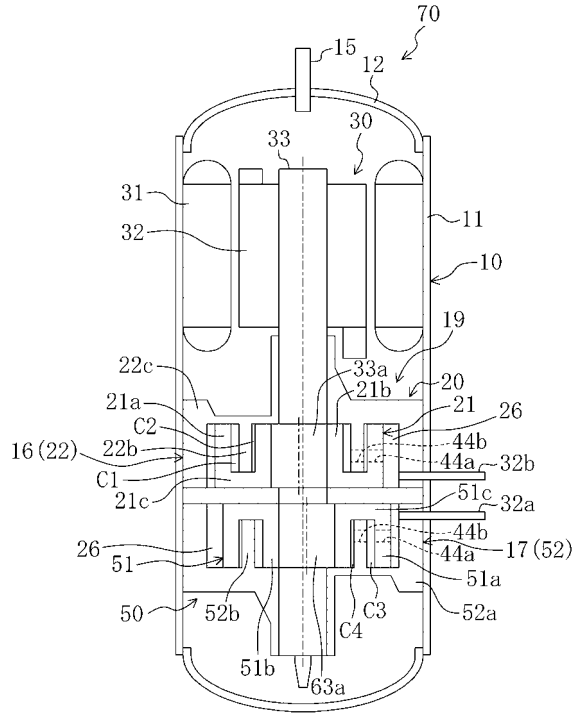
【 図 3 】



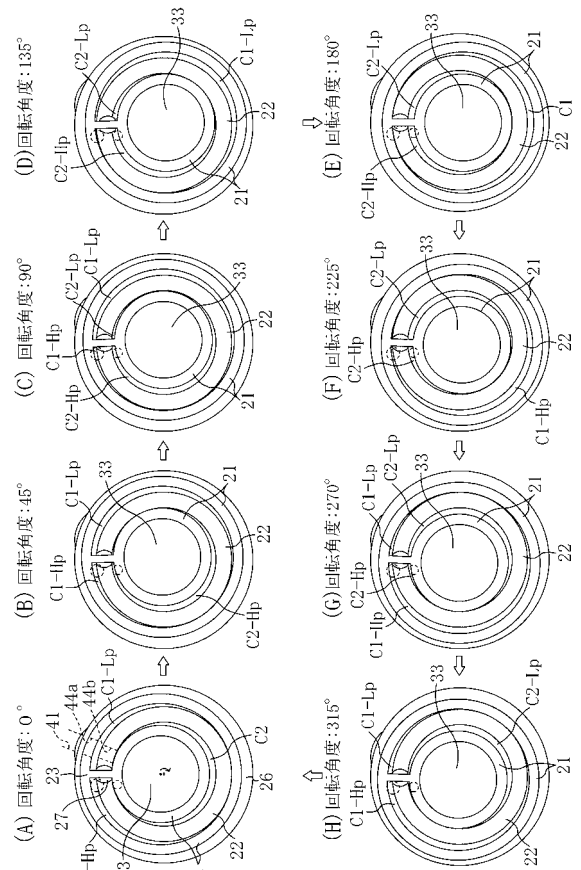
【 図 5 】



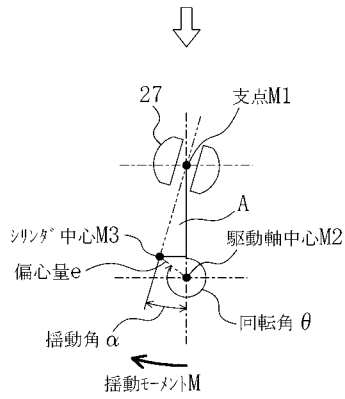
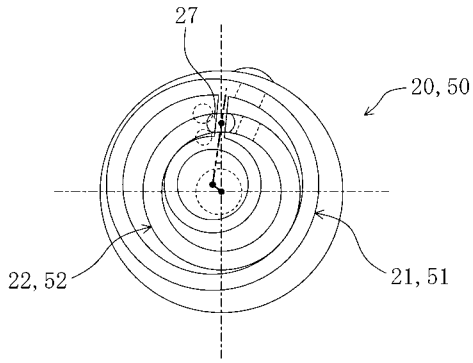
【 図 4 】



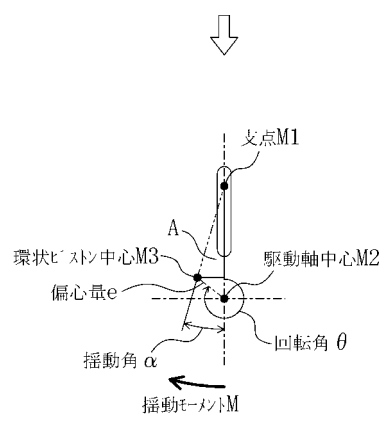
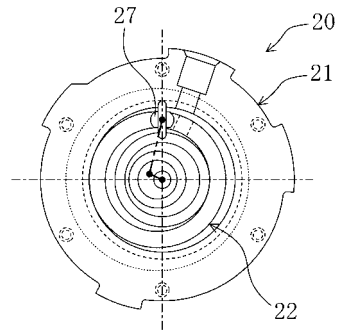
【 図 6 】



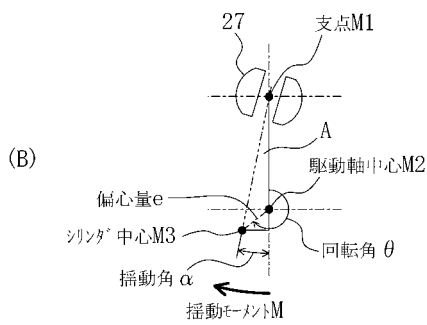
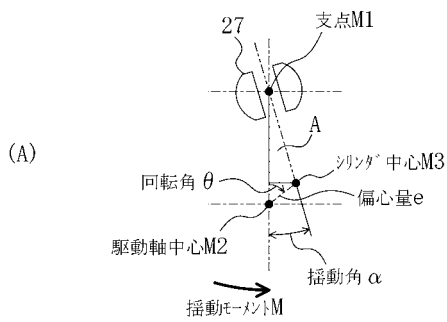
【図7】



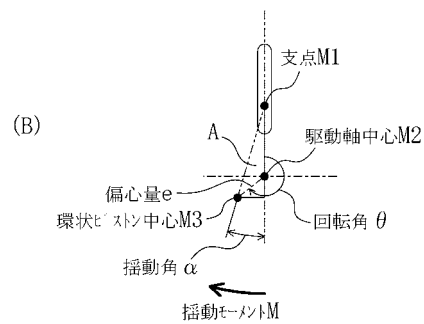
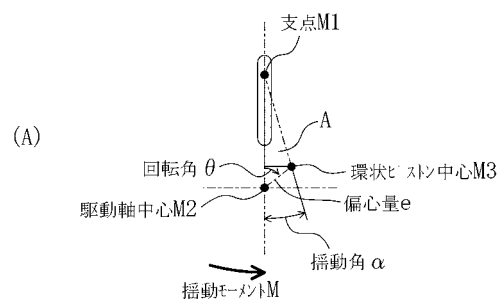
【図8】



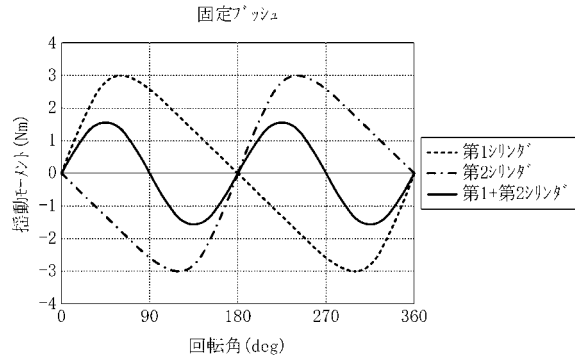
【図9】



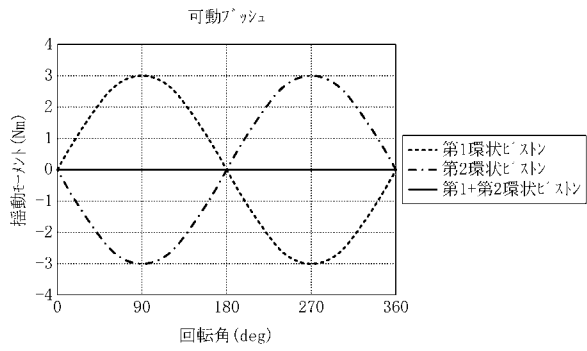
【図10】



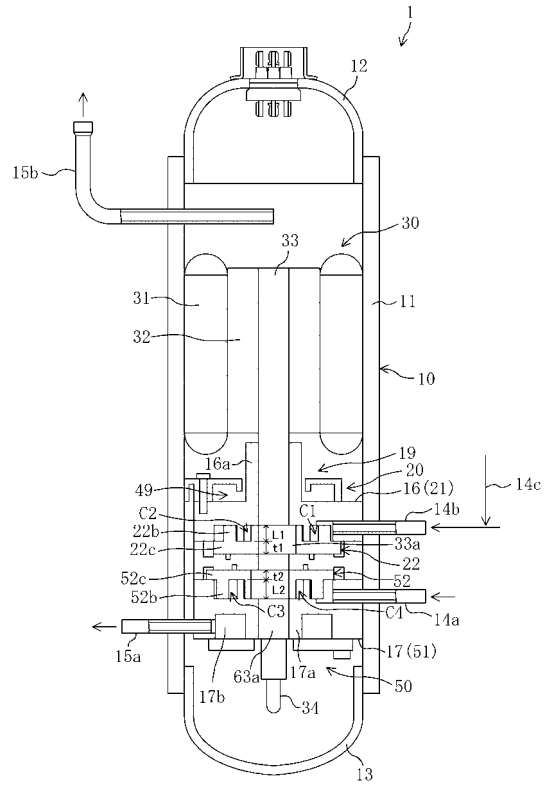
【図11】



【図12】



【図13】



フロントページの続き

- (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
- (74)代理人 100124671
弁理士 関 啓
- (74)代理人 100131060
弁理士 杉浦 靖也
- (72)発明者 清水 孝志
大阪府堺市北区金岡町1304番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内
- (72)発明者 芝本 祥孝
大阪府堺市北区金岡町1304番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内
- (72)発明者 外島 隆造
大阪府堺市北区金岡町1304番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内
- (72)発明者 増田 正典
大阪府堺市北区金岡町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 田谷 宗隆

- (56)参考文献 特開平04-101089(JP,A)
特開平05-187374(JP,A)
特開平08-004672(JP,A)
特開平11-230073(JP,A)
特開2007-113489(JP,A)
特開2005-320929(JP,A)
実開昭61-151090(JP,U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F04C 18/32
F04C 23/00