

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3832012号
(P3832012)

(45) 発行日 平成18年10月11日(2006.10.11)

(24) 登録日 平成18年7月28日(2006.7.28)

(51) Int. Cl.

F O 4 B 27/08 (2006.01)

F I

F O 4 B 27/08

L

請求項の数 6 (全 15 頁)

(21) 出願番号	特願平9-80502	(73) 特許権者	000003218
(22) 出願日	平成9年3月31日(1997.3.31)		株式会社豊田自動織機
(65) 公開番号	特開平10-274153		愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地
(43) 公開日	平成10年10月13日(1998.10.13)	(74) 代理人	100068755
審査請求日	平成15年2月4日(2003.2.4)		弁理士 恩田 博宣
前置審査		(74) 代理人	100105957
			弁理士 恩田 誠
		(72) 発明者	川口 真広
			愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会
			社 豊田自動織機製作所 内
		(72) 発明者	村瀬 正和
			愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会
			社 豊田自動織機製作所 内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 可変容量型圧縮機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

駆動軸には回転支持体が固定され、同じく駆動軸にはカムプレートが、その中央部に貫設された挿通孔を以って同駆動軸の軸線方向へスライド移動可能でかつ傾動可能に支持され、同カムプレートにはピストンが連結され、回転支持体とカムプレートとの間にはヒンジ機構が介在されており、同ヒンジ機構の案内により、カムプレートの傾角を最大傾角と最小傾角との間で変更することでピストンのストロークを変更して吐出容量を制御する構成の可変容量型圧縮機において、

前記カムプレートが最小傾角の状態、同カムプレートを駆動軸の軸線を含む仮想平面によって上死点位置側と下死点位置側とに二分割した場合、その重心が上死点位置側の分割部分に存在するとともに、前記カムプレートの挿通孔と駆動軸との間には所定のクリアランスが存在し、前記カムプレートが最小傾角の状態では前記カムプレートの挿通孔における前記下死点位置側の内面は前記駆動軸に押し付けられ、前記上死点位置側の内面は駆動軸との間にクリアランスを有するように構成した可変容量型圧縮機。

【請求項 2】

前記ヒンジ機構は、一方に設けられたガイドピンと、他方に設けられ、駆動軸の軸線に対して外方から近づくように延在されてガイドピンの相対移動を案内するガイド面とを備えた請求項 1 に記載の可変容量型圧縮機。

【請求項 3】

前記重心は、カムプレートの傾角が最小傾角から最大傾角側の所定傾角に変更される間

10

20

において、仮想平面による上死点位置側の分割部分に存在する請求項 2 に記載の可変容量型圧縮機。

【請求項 4】

前記仮想平面を第 1 仮想平面とすると、前記重心は、駆動軸の軸線、上死点位置及び下死点位置を含み第 1 仮想平面と直交する第 2 仮想平面上に存在する請求項 3 に記載の可変容量型圧縮機。

【請求項 5】

外部冷媒回路上の冷媒循環を阻止することが可能な冷媒循環阻止手段を備えた請求項 1 ~ 4 のいずれかに記載の可変容量型圧縮機。

【請求項 6】

前記駆動軸は、外部駆動源に対してクラッチ機構を介することなく作動連結されている請求項 5 に記載の可変容量型圧縮機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、例えば、車両空調システムに適用され、カムプレート の傾角を調節することでピストンのストロークを変更して吐出容量を制御可能な可変容量型圧縮機に関する。

【0002】

【従来の技術】

この種の圧縮機としては、図 5 及び図 6 に示すようなものが存在する。すなわち、回転支持体 101 は駆動軸 102 上に固定されている。斜板 103 はその中央部に挿通孔 103a が貫設され、同挿通孔 103a には駆動軸 102 が所定のクリアランスを以って挿通されている。ピストン 104 は、ハウジング 105 に設けられたシリンダボア 105a に収容されるとともに、斜板 103 の外周部にシュー 106 を介して係留されている。

【0003】

ヒンジ機構 107 は、回転支持体 101 と斜板 103 との間に介在されている。同ヒンジ機構 107 は、斜板 103 に設けられたガイドピン 108 と、同ガイドピン 108 に対応して回転支持体 101 に設けられた支持アーム 109 とからなる。球状部 108a はガイドピン 108 の先端部に設けられている。ガイド孔 109a は支持アーム 109 に設けられている。ガイド面 109b はガイド孔 109a の内面が構成し、同ガイド面 109b は駆動軸 102 の軸線 L に対して外方から近づくように延在されている。ガイドピン 108 は、球状部 108a を以って支持アーム 109 のガイド孔 109a に挿入されている。

【0004】

さて、前記斜板 103 は、回転支持体 101 及びヒンジ機構 107 を介して駆動軸 102 と一体回転可能である。従って、同斜板 103 の回転運動がシュー 106 を介してピストン 104 の往復直線運動に変換され、シリンダボア 105a における冷媒ガスの吸入、圧縮及び吐出の一連の圧縮サイクルが行われる。図面に示すように、同斜板 103 が上死点位置 D1 を以ってピストン 104 に対応すると、同ピストン 104 は上死点に位置される。斜板 103 が図面の状態から 180° 回転され、下死点位置 D2 を以ってピストン 104 に対応すると、同ピストン 104 は下死点に位置される。

【0005】

前記斜板 103 は、ヒンジ機構 107 の案内により、図 5 に示す自身の傾角を最大とする最大傾角位置と、図 6 に示す傾角を最小とする最小傾角位置との間で、駆動軸 102 上をスライド移動しつつ傾動可能である。同斜板 103 の傾動は、球状部 108a とガイド孔 109a のガイド面 109b との間のスライドガイド関係、駆動軸 102 のスライド支持作用により案内される。斜板 103 の傾角が変更されると、ピストン 104 の上死点の位置はそのままに下死点の位置が変更される。その結果、同ピストン 104 のストロークが変更され、吐出容量が調節される。なお、ピストン 104 の上死点の位置を、斜板 103 の傾角に関係なく一定とするのは、例えば、同ピストン 104 が上死点に位置した時のトップクリアランスを零付近に設定すれば、全吐出容量域において圧縮効率の向上を図り得

10

20

30

40

50

るからである。

【 0 0 0 6 】

【 発明が解決しようとする課題 】

ここで、図 5 に示すように、斜板 1 0 3 の傾角が最大側に調節されるとピストン 1 0 4 のストロークが大きくなり、冷媒ガスの圧縮比が大きくなる。このため、大きな圧縮荷重 K が、ピストン 1 0 4、斜板 1 0 3 及びガイドピン 1 0 8 の球状部 1 0 8 a を介してガイド孔 1 0 9 a のガイド面 1 0 9 b に作用され、同ガイドピン 1 0 8 はガイド面 1 0 9 b から圧縮荷重 K の大きな反力 F を受ける。同ガイド面 1 0 9 b は、駆動軸 1 0 2 の軸線 L に対して外方から近づくように延在されている。従って、ガイドピン 1 0 8 に作用する反力 F が、斜板 1 0 3 を上死点位置 D 1 側へずらす方向の分力 F 1 を生じる。その結果、斜板 1 0 3 の挿通孔 1 0 3 a は、その下死点位置 D 2 に対応する内面が駆動軸 1 0 2 に押し付けられた状態となり、この両者 1 0 2、1 0 3 a の軸線 L 周りでの当接位置関係は、同斜板 1 0 3 がいずれの位置に回転変位されても変わることはない。

10

【 0 0 0 7 】

ところが、図 6 に示すように、吐出容量が最小となると冷媒ガスの圧縮比が小さくなり、前述した反力 F に基づく分力 F 1 が小さくなる。従って、斜板 1 0 3 はその自重により、常に駆動軸 1 0 2 に対して重力方向へずれ落ちようとする。その結果、同斜板 1 0 3 が駆動軸 1 0 2 に対して衝撃的に当接して騒音や振動を生じたり、挿通孔 1 0 3 a の内面と駆動軸 1 0 2 との軸線 L 周りでの当接位置関係が、斜板 1 0 3 の回転変位により変化してしまう等の問題を生じていた。

20

【 0 0 0 8 】

例えば、図 6 においては、斜板 1 0 3 が自重により下死点位置 D 2 側にずれ落ちており、その挿通孔 1 0 3 a は上死点位置 D 1 に対応する内面が駆動軸 1 0 2 に当接された状態となっている。従って、図 5 に示す吐出容量が最大側の時と比較して、斜板 1 0 3 が下死点位置 D 2 側にずれ落ちた分だけ、ピストン 1 0 4 がシリンダボア 1 0 5 a に押し込まれる方向に変位され、同ピストン 1 0 4 の上死点の位置がシリンダボア 1 0 5 a の奥側に変位されていた。その結果、従来の圧縮機においては、ピストン 1 0 4 と、シリンダボア 1 0 5 a の奥側に配置される図示しない弁形成体との衝突を避けるために、トップクリアランスを零付近に設定することは困難であった。

【 0 0 0 9 】

本発明は、上記従来技術に存在する問題点に着目してなされたものであって、その目的は、最小吐出容量運転時において、カムプレートが駆動軸に対して重力方向にずれ落ちることがない可変容量型圧縮機を提供することにある。

30

【 0 0 1 0 】

【 課題を解決するための手段 】

上記目的を達成するために請求項 1 の発明では、前記カムプレートが最小傾角の状態では、同カムプレートを駆動軸の軸線を含む仮想平面によって上死点位置側と下死点位置側とに二分割した場合、その重心が上死点位置側の分割部分に存在するとともに、前記カムプレートの挿通孔と駆動軸との間には所定のクリアランスが存在し、前記カムプレートが最小傾角の状態では前記カムプレートの挿通孔における前記下死点位置側の内面は前記駆動軸に押し付けられ、前記上死点位置側の内面は駆動軸との間にクリアランスを有するように構成した可変容量型圧縮機である。

40

【 0 0 1 1 】

請求項 2 の発明では、前記ヒンジ機構は、一方に設けられたガイドピンと、他方に設けられ、駆動軸の軸線に対して外方から近づくように延在されてガイドピンの相対移動を案内するガイド面とを備えたものである。

【 0 0 1 2 】

請求項 3 の発明では、前記重心は、カムプレートの傾角が最小傾角から最大傾角側の所定傾角に変更される間において、仮想平面による上死点位置側の分割部分に存在するものである。

50

【 0 0 1 3 】

請求項 4 の発明では、前記仮想平面を第 1 仮想平面とすると、前記重心は、駆動軸の軸線、上死点位置及び下死点位置を含み第 1 仮想平面と直交する第 2 仮想平面上に存在するものである。

【 0 0 1 4 】

請求項 5 の発明では、外部冷媒回路上の冷媒循環を阻止することが可能な冷媒循環阻止手段を備えたものである。

請求項 6 の発明では、前記駆動軸は、外部駆動源に対してクラッチ機構を介することなく作動連結されている。

【 0 0 1 5 】

(作用)

上記構成の請求項 1 の発明においては、最小傾角状態でのカムプレートの重心は、仮想平面による上死点位置側の分割部分に存在する。従って、吐出容量が最小の時、回転するカムプレートに作用される遠心力には上死点位置側が大となるアンバランスが生じ、同カムプレートは駆動軸に対して上死点位置側へ変位しようとする。その結果、同カムプレートの挿通孔は、下死点位置側の内面が駆動軸に押し付けられた状態となり、同カムプレートはいずれに回転変位されても駆動軸に対して重力方向にずれ落ちることはない。

【 0 0 1 6 】

請求項 2 の発明においては、カムプレートの傾角が最大側に調節されるとピストンのストロークが大きくなり、冷媒ガスの圧縮比が大きくなる。このため、大きな圧縮荷重が、ピストン及びカムプレートを介してヒンジ機構に作用され、カムプレートは同ヒンジ機構から圧縮荷重の大きな反力を受ける。同ヒンジ機構のガイド面は、駆動軸の軸線に対して外方から近づくように延在されている。従って、同ガイド面は、反力に基づいてカムプレートを駆動軸に対して上死点位置側へずらす方向の分力を生じる。その結果、カムプレートの挿通孔は、下死点位置に対応する内面が駆動軸に押し付けられた状態となり、吐出容量が最大側の時においても、カムプレートの駆動軸に対する重力方向へのずれ落ちを確実に防止できる。

【 0 0 1 7 】

請求項 3 の発明においては、カムプレートの傾角が最小傾角から最大傾角側の所定傾角に変更される間において、同カムプレートの重心は仮想平面による上死点位置側の分割部分に存在する。従って、圧縮荷重による分力をそれ程期待できない、最小以外の小吐出容量運転時においても（カムプレートの傾角が所定傾角以下の状態）、カムプレートの駆動軸に対する重力方向への落下を確実に防止できる。以上のように、請求項 1 ～ 3 の構成を併せて採ることで、全吐出容量域において、カムプレートの駆動軸に対する重力方向へのずれ落ちを確実に防止できる。

【 0 0 1 8 】

また、カムプレートの傾角にかかわらず、同カムプレートの挿通孔は常に下死点位置側の内面が駆動軸に押し付けられた状態となる。従って、吐出容量が変更されても、カムプレートの挿通孔の内面と駆動軸との同駆動軸の軸線周りでの当接位置関係にそれほどずれが生じることはなく、ピストンの上死点の位置の変位を少なく抑えることが可能となる。

【 0 0 1 9 】

請求項 4 の発明においてカムプレートの重心は、駆動軸の軸線、上死点位置及び下死点位置を含み第 1 仮想平面と直交する第 2 仮想平面上に存在する。従って、遠心力のアンバランスが、前述した圧縮荷重に基づく分力と同じ方向に作用され、圧縮荷重による分力を期待できない小吐出容量運転時においても、吐出容量が最大側の時と同様に、カムプレートの挿通孔は下死点位置に対応する内面が駆動軸に押し付けられる。その結果、全吐出容量域において、カムプレートの挿通孔の内面と駆動軸との当接位置関係が一定に維持され、ピストンの上死点の位置が変位されることは殆どない。

【 0 0 2 0 】

請求項 5 の発明においては、例えば、冷房不要時や外部冷媒回路上の蒸発器においてフロ

10

20

30

40

50

ストが発生しそうな場合には、冷媒循環阻止手段により外部冷媒回路上の冷媒循環が阻止される。従って、圧縮機の運転、つまり、駆動軸の回転は継続されても良く、請求項 6 の発明においては、同駆動軸を外部駆動源に対してクラッチ機構を介することなく連結している。例えば、クラッチレスタイプの可変容量型圧縮機は、クラッチ付きのタイプと比較して最小吐出容量運転の頻度が高い。つまり、最小吐出容量運転時における振動・騒音対策が特に重要視される。

【 0 0 2 1 】

【発明の実施の形態】

以下、本発明を、車両空調システムに適用されるクラッチレスタイプの可変容量型圧縮機に具体化した一実施形態について説明する。

10

【 0 0 2 2 】

図 1 に示すように、フロントハウジング 1 1 はシリンダブロック 1 2 の前端に接合固定されている。リヤハウジング 1 3 は、シリンダブロック 1 2 の後端に弁形成体 1 4 を介して接合固定されている。クランク室 1 5 は、フロントハウジング 1 1 とシリンダブロック 1 2 とに囲まれて区画形成されている。駆動軸 1 6 は、クランク室 1 5 を通るようにフロントハウジング 1 1 とシリンダブロック 1 2 との間に回転可能に架設支持されている。プーリ 1 7 は、フロントハウジング 1 1 の外壁面にアンギュラベアリング 1 8 を介して回転可能に支持されている。同プーリ 1 7 は、駆動軸 1 6 のフロントハウジング 1 1 からの突出端部に連結されており、その外周部に巻き掛けられたベルト 1 9 を介して、外部駆動源としての車両エンジン 2 0 に電磁クラッチ等のクラッチ機構を介することなく作動連結されている。

20

【 0 0 2 3 】

リップシール 2 1 は、駆動軸 1 6 の前端側とフロントハウジング 1 1 との間に介在され、同駆動軸 1 6 を封止している。

回転支持体 2 2 は、クランク室 1 5 において駆動軸 1 6 に止着されている。カムプレートとしての斜板 2 3 はクランク室 1 5 に収容され、その中央部に貫設された挿通孔 2 3 a を挿通される駆動軸 1 6 により、同駆動軸 1 6 の軸線 L 方向へスライド移動可能でかつ傾動可能に支持されている。同挿通孔 2 3 a と駆動軸 1 6 との間には、斜板 2 3 のスムーズな移動を達成するために所定のクリアランスが存在する。ヒンジ機構 7 1 は、回転支持体 2 2 と斜板 2 3 との間に介在されている。カウンタウエイト 5 9 は、斜板 2 3 においてヒンジ機構 7 1 とは軸線 L を介した反対側に配設されている。

30

【 0 0 2 4 】

前記ヒンジ機構 7 1 について詳述すると、図 3 及び図 4 に示すように、一对のガイドピン 2 5 は、斜板 2 3 の前面外周部において上死点位置 D 1 を中心とした対称位置に突設されている。同ガイドピン 2 5 は回転支持体 2 2 に向かって延在され、その先端部には球状部 2 5 a が形成されている。一对の支持アーム 2 4 は、回転支持体 2 2 の裏面外周部において斜板 2 3 の上死点位置 D 1 を中心とした対称位置に突設されている。同支持アーム 2 4 は斜板 2 3 に向かって延在され、その先端部にはガイド孔 2 4 a が貫設されている。ガイド面 2 4 b はガイド孔 2 4 a の内面が構成し、同ガイド面 2 4 b は軸線 L に対して外方から近づくように延在されている。ガイドピン 2 5 は、球状部 2 5 a を以って支持アーム 2 4 のガイド孔 2 4 a に挿入されている。

40

【 0 0 2 5 】

斜板 2 3 は、支持アーム 2 4 とガイドピン 2 5 との連係により、駆動軸 1 6 の軸線 L 方向へ傾動可能でかつ同駆動軸 1 6 と一体的に回転可能となっている。同斜板 2 3 の傾動は、ガイド孔 2 4 a と球状部 2 5 a との間のスライドガイド関係、駆動軸 1 6 のスライド支持作用により案内される。斜板 2 3 の半径中心部がシリンダブロック 1 2 側にスライド移動されると、同斜板 2 3 の傾角が減少される。傾角減少バネ 2 6 はコイルスプリングよりなり、回転支持体 2 2 と斜板 2 3 との間において駆動軸 1 6 に巻装されている。同傾角減少バネ 2 6 は、斜板 2 3 を傾角の減少方向に付勢する。傾角規制突部 2 2 a は回転支持体 2 2 の後面に形成され、斜板 2 3 の最大傾角を当接規制する。

50

【 0 0 2 6 】

吸入圧領域を構成する収容孔 2 7 は、シリンダブロック 1 2 の中心部に貫設されている。遮断体 2 8 は筒状をなし、収容孔 2 7 にスライド可能に収容されている。吸入通路開放バネ 2 9 は、収容孔 2 7 の端面と遮断体 2 8 との間に介在され、同遮断体 2 8 を斜板 2 3 側へ付勢している。

【 0 0 2 7 】

前記駆動軸 1 6 は、その後端部を以て遮断体 2 8 の内部に挿入されている。ラジアルベアリング 3 0 は、駆動軸 1 6 の後端部と遮断体 2 8 の内周面との間に介在されている。同ラジアルベアリング 3 0 は、サークリップ 3 1 によって遮断体 2 8 からの抜けが阻止されており、同遮断体 2 8 とともに駆動軸 1 6 に対して軸線 L 方向へスライド移動可能である。従って、駆動軸 1 6 の後端部は、ラジアルベアリング 3 0 及び遮断体 2 8 を介して収容孔 2 7 の内周面で回転可能に支持されている。

10

【 0 0 2 8 】

吸入圧領域を構成する吸入通路 3 2 は、リヤハウジング 1 3 の中心部に形成されている。同吸入通路 3 2 は収容孔 2 7 に連通されており、その弁形成体 1 4 に表れる収容孔 2 7 側の開口周囲には、位置決め面 3 3 が形成されている。遮断面 3 4 は遮断体 2 8 の先端面が形成し、同遮断体 2 8 の移動により位置決め面 3 3 に接離される。同遮断面 3 4 が位置決め面 3 3 に対して環状領域で当接されることにより、両者間 3 3 , 3 4 のシール作用で吸入通路 3 2 と収容孔 2 7 の内空間との連通が遮断される。

【 0 0 2 9 】

スラストベアリング 3 5 は斜板 2 3 と遮断体 2 8 との間に介在され、駆動軸 1 6 上にスライド移動可能に支持されている。同スラストベアリング 3 5 は、吸入通路開放バネ 2 9 に付勢されて、常には斜板 2 3 と遮断体 2 8 との間で挟持されている。

20

【 0 0 3 0 】

そして、斜板 2 3 が遮断体 2 8 側へ傾動するのに伴い、同斜板 2 3 の傾動がスラストベアリング 3 5 を介して遮断体 2 8 に伝達される。従って、同遮断体 2 8 が、吸入通路開放バネ 2 9 の付勢力に抗して位置決め面 3 3 側に移動され、同遮断体 2 8 は遮断面 3 4 を以て位置決め面 3 3 に当接される。同遮断面 3 4 が位置決め面 3 3 に当接された状態にて、斜板 2 3 のそれ以上の傾動が規制され、この規制された状態にて同斜板 2 3 は、0 ° よりも僅かに大きな最小傾角となる。

30

【 0 0 3 1 】

シリンダボア 1 2 a はシリンダブロック 1 2 に貫設形成され、片頭型のピストン 3 6 は同シリンダボア 1 2 a に収容されている。同ピストン 3 6 はシュー 3 7 を介して斜板 2 3 の外周部に係留されており、同斜板 2 3 の回転運動がシュー 3 7 を介してピストン 3 6 の往復直線運動に変換される。図面に示すように、斜板 2 3 が上死点位置 D 1 を以てピストン 3 6 に対応すると、同ピストン 3 6 は上死点に位置される。斜板 2 3 が図面の状態から 1 8 0 ° 回転され、下死点位置 D 2 を以てピストン 3 6 に対応すると、同ピストン 3 6 は下死点に位置される。ピストン 3 6 が上死点に位置した時のトップクリアランスは、極力零に近く設定されている。

【 0 0 3 2 】

斜板 2 3 の傾角が変更されると、ピストン 3 6 の上死点の位置はそのままに下死点の位置が変更される。その結果、同ピストン 3 6 のストロークが変更され、吐出容量が調節される。このように、ピストン 3 6 の上死点を、斜板 2 3 の傾角にかかわらず一定とすることで、前述したトップクリアランスは全吐出容量域において零付近で維持される。

40

【 0 0 3 3 】

吸入圧領域を構成する吸入室 3 8 及び吐出圧領域を構成する吐出室 3 9 は、リヤハウジング 1 3 内にそれぞれ区画形成されている。吸入ポート 4 0、同吸入ポート 4 0 を開閉する吸入弁 4 1、吐出ポート 4 2、同吐出ポート 4 2 を開閉する吐出弁 4 3 は、それぞれ前記弁形成体 1 4 に形成されている。そして、吸入室 3 8 の冷媒ガスは、ピストン 3 6 の上死点側から下死点側への移動により、吸入ポート 4 0 及び吸入弁 4 1 を介してシリンダボア

50

1 2 a へ吸入される。同シリンダボア 1 2 a に流入された冷媒ガスは、ピストン 3 6 の下死点側から上死点側への移動により、吐出ポート 4 2 及び吐出弁 4 3 を介して吐出室 3 9 へ吐出される。

【 0 0 3 4 】

スラストベアリング 4 4 は、回転支持体 2 2 とフロントハウジング 1 1 との間に介在されている。同スラストベアリング 4 4 は、ピストン 3 6 を介して回転支持体 2 2 に作用される、冷媒圧縮時の圧縮反力を受け止める。

【 0 0 3 5 】

吸入室 3 8 は、通口 4 5 を介して収容孔 2 7 に連通されている。そして、前記遮断体 2 8 がその遮断面 3 4 を以て位置決め面 3 3 に当接されると、通口 4 5 は吸入通路 3 2 から遮断される。

10

【 0 0 3 6 】

通路 4 6 は駆動軸 1 6 の軸心に形成され、その入口 4 6 a は駆動軸 1 6 の前端側においてリップシール 2 1 付近で、出口 4 6 b は遮断体 2 8 の内部でそれぞれ開口されている。放圧通口 4 7 は遮断体 2 8 の周面に貫設され、同放圧通口 4 7 を介して遮断体 2 8 の内部と収容孔 2 7 とが連通されている。これら通路 4 6、放圧通口 4 7 及び収容孔 2 7 の内空間が抽気通路を構成する。

【 0 0 3 7 】

給気通路 4 8 は吐出室 3 9 とクランク室 1 5 とを接続し、同通路 4 8 上には容量制御弁 4 9 が介在されている。感圧通路 5 0 は、容量制御弁 4 9 と吸入通路 3 2 とを接続する。

20

【 0 0 3 8 】

前記容量制御弁 4 9 は、バルブハウジング 5 1 とソレノイド部 5 2 とが中央付近において接合されている。弁室 5 3 は、バルブハウジング 5 1 とソレノイド部 5 2 との間に区画形成されている。弁体 5 4 は同弁室 5 3 に収容されている。弁孔 5 5 は、弁室 5 3 においてバルブハウジング 5 1 の軸線上に形成され、弁体 5 4 と対向するように開口されている。強制開放バネ 5 6 は、弁体 5 4 と弁室 5 3 の内壁との間に介在され、弁孔 5 5 を開放する方向に弁体 5 4 を付勢している。弁室 5 3 は、給気通路 4 8 を介して吐出室 3 9 に連通されている。

【 0 0 3 9 】

感圧通路 5 0 が接続される感圧室 5 8 は、バルブハウジング 5 1 の上部に区画形成されている。感圧部材としてのベローズ 6 0 は、感圧室 5 8 に収容されている。感圧ロッド挿通孔 6 1 は、感圧室 5 8 と弁室 5 3 とを区画するバルブハウジング 5 1 の隔壁部 5 7 に貫設され、両室 5 8、5 3 を接続する。同感圧ロッド挿通孔 6 1 の弁体 5 4 側部分が、前記弁孔 5 5 を兼ねる。感圧ロッド 6 2 は、感圧ロッド挿通孔 6 1 に摺動可能に挿通されている。弁体 5 4 とベローズ 6 0 は、感圧ロッド 6 2 によって作動連結されている。また、同感圧ロッド 6 2 の弁体 5 4 側部分は、弁孔 5 5 内の冷媒ガスの通路を確保するために小径となっている。

30

【 0 0 4 0 】

ポート 6 3 は、バルブハウジング 5 1 において弁室 5 3 と感圧室 5 8 との間に形成され、弁孔 5 5 と直交されている。同ポート 6 3 は、給気通路 4 8 を介してクランク室 1 5 に連通されている。つまり、弁室 5 3、弁孔 5 5 及びポート 6 3 は給気通路 4 8 の一部を構成している。

40

【 0 0 4 1 】

固定鉄芯 6 4 は、ソレノイド部 5 2 の収容室 6 5 の上方開口部に嵌合され、同固定鉄芯 6 4 によってソレノイド室 6 6 が区画形成されている。略有蓋円筒状をなす可動鉄芯 6 7 は、同ソレノイド室 6 6 に往復動可能に収容されている。追従バネ 6 8 は、可動鉄芯 6 7 と収容室 6 5 の底面との間に介装されている。なお、同追従バネ 6 8 は、強制開放バネ 5 6 よりも弾性係数が小さいものが使用されている。ソレノイドロッド挿通孔 6 9 は固定鉄芯 6 4 に形成され、ソレノイド室 6 6 と弁室 5 3 とを接続している。ソレノイドロッド 7 0 は弁体 5 4 と一体形成されており、ソレノイドロッド挿通孔 6 9 に摺動可能に挿通されて

50

いる。ソレノイドロッド 70 の可動鉄芯 67 側端は、強制開放バネ 56 及び追従バネ 68 の付勢力によって可動鉄芯 67 に当接される。可動鉄芯 67 と弁体 54 とは、ソレノイドロッド 70 を介して作動連結されている。円筒状をなすソレノイド 74 は、固定鉄芯 64 及び可動鉄芯 67 の外側において、両鉄芯 64, 67 を跨ぐようにして配置されている。

【0042】

上記構成の圧縮機は、その吸入室 38 に冷媒ガスを導入する通路となる吸入通路 32 と、吐出室 39 から冷媒ガスを排出する吐出フランジ 75 とが外部冷媒回路 76 により接続されている。凝縮器 77、膨張弁 78 及び蒸発器 79 は、同外部冷媒回路 76 上に介在されている。そして、図示しないが、圧縮機、凝縮器 77、膨張弁 78 及び蒸発器 79 は車両に搭載されて、車両空調システムが構築されている。

10

【0043】

蒸発器温度センサ 81、車室温度センサ 82、エアコンスイッチ 83、車室温度設定器 84 及び前記容量制御弁 49 のソレノイド 74 は、制御コンピュータ 85 に接続されている。同制御コンピュータ 85 は、各センサ 81, 82 による検出値、エアコンスイッチ 83 のオン・オフ信号、車室温度設定器 84 による設定温度信号等に基づいて入力電流値を決定し、ソレノイド 74 へ出力する。

【0044】

次に、前記構成の圧縮機の作用について説明する。

制御コンピュータ 85 は、エアコンスイッチ 83 がオン状態の下で、車室温度センサ 82 の検出値が車室温度設定器 84 の設定温度以上である場合に、ソレノイド 74 の励磁を指令する。そして、ソレノイド 74 に所定の電流が供給され、図 1 に示すように、両鉄芯 64, 67 間に入力電流値に応じた吸引力が生じる。この吸引力は、強制開放バネ 56 の付勢力に抗して、弁開度が減少する方向の力としてソレノイドロッド 70 を介して弁体 54 に伝達される。一方、ペローズ 60 は、吸入通路 32 から感圧通路 50 を介して感圧室 58 に導入される吸入圧の変動に応じて変位する。そして、同ペローズ 60 はソレノイド 74 の励磁状態において吸入圧に感応し、その変位が感圧ロッド 62 を介して弁体 54 に伝達される。容量制御弁 49 の弁開度は、ソレノイド部 52 からの付勢力、ペローズ 60 からの付勢力及び強制開放バネ 56 の付勢力のバランスにより決定される。

20

【0045】

冷房負荷が大きい場合には、例えば、車室温度センサ 82 によって検出された車室温度と、車室温度設定器 84 の設定温度との差が大きい。制御コンピュータ 85 は、車室温度と設定温度とに基づいて設定吸入圧を変更するようにソレノイド 74 への入力電流値を制御する。制御コンピュータ 85 は車室温度と設定温度との差が大きいほど入力電流値を大きくする。従って、固定鉄芯 64 と可動鉄芯 67 との間の吸引力が強くなり、弁体 54 の弁開度が小さくなる方向の付勢力が増大する。そして、より低い吸入圧にて、弁体 54 の開閉が行われる。従って、容量制御弁 49 は、入力電流値が増大されることにより、より低い吸入圧を保持するように作動される。

30

【0046】

弁体 54 の弁開度が小さくなれば、吐出室 39 から給気通路 48 を経由してクランク室 15 へ流入する冷媒ガス量が少なくなる。この一方で、クランク室 15 の冷媒ガスは、通路 46 及び放圧通口 47 を経由して吸入室 38 へ流出している。このため、クランク室 15 の圧力が低下する。また、冷房負荷が大きい状態では、シリンダボア 12a の吸入圧も高く、クランク室 15 の圧力とシリンダボア 12a の吸入圧との差が小さくなる。従って、斜板 23 の傾角が大きくなる。

40

【0047】

給気通路 48 における通過断面積が零、つまり容量制御弁 49 の弁体 54 が弁孔 55 を完全に閉止した状態となると、吐出室 39 からクランク室 15 への高圧冷媒ガスの供給は行われない。そして、クランク室 15 の圧力は、吸入室 38 の圧力と略同一になり、斜板 23 の傾角は最大となる。

【0048】

50

逆に、冷房負荷が小さい場合には、例えば、車室温度と設定温度との差は小さい。制御コンピュータ 85 は車室温度が低いほど入力電流値を小さくするように指令する。このため、固定鉄芯 64 と可動鉄芯 67 との間の吸引力は弱く、弁体 54 の弁開度が小さくなる方向の付勢力が減少する。そして、より高い吸入圧にて、弁体 54 の開閉が行われる。従って、容量制御弁 49 は、入力電流値が減少されることにより、より高い吸入圧を保持するように作動する。

【0049】

弁体 54 の弁開度が大きくなれば、吐出室 39 からクランク室 15 へ流入する冷媒ガス量が多くなり、クランク室 15 の圧力が上昇する。また、この冷房負荷が小さい状態では、シリンダボア 12a の吸入圧が低く、クランク室 15 の圧力とシリンダボア 12a の吸入圧との差が大きくなる。従って、斜板 23 の傾角が小さくなる。

10

【0050】

冷房負荷がない状態に近づいてゆくと、蒸発器 79 における温度がフロスト発生をもたらす温度に近づいてゆく。同フロスト判定温度は、蒸発器 79 においてフロストが発生しそうな状況を反映する。制御コンピュータ 85 は、蒸発器温度がフロスト判定温度以下になるとソレノイド 74 の消磁を指令する。また、同制御コンピュータ 85 は、エアコンスイッチ 83 がオフとなるとソレノイド 74 を消磁の消磁を指令する。

【0051】

従って、ソレノイド 74 は電流供給の停止により消磁され、固定鉄芯 64 と可動鉄芯 67 との吸引力が消失する。このため、図 2 に示すように、弁体 54 は、強制開放バネ 56 の付勢力により、可動鉄芯 67 及びソレノイド 74 を介して作用する追従バネ 68 の付勢力に抗して下方に移動される。そして、弁体 54 が弁孔 55 を最大に開いた弁開度位置に移行する。このため、吐出室 39 の高圧冷媒ガスが多量に給気通路 48 を介してクランク室 15 へ供給され、同クランク室 15 の圧力が高くなる。クランク室 15 の圧力上昇により、斜板 23 が最小傾角へ移行する。

20

【0052】

このように、容量制御弁 49 の開閉動作は、ソレノイド 74 に対する入力電流値の大小に応じて変化される。入力電流値が大きくなると低い吸入圧にて開閉が実行され、入力電流値が小さくなると高い吸入圧にて開閉動作が行われる。圧縮機は設定された吸入圧を維持すべく、斜板 23 の傾角を変更し、その吐出容量を変更する。つまり、容量制御弁 49 は、入力電流値を変えて設定吸入圧を変更する役割、及び、吸入圧に関係なく最小容量運転を行う役割を担っている。このような容量制御弁 49 を具備することにより、圧縮機は冷凍回路の冷凍能力を変更する役割を担っている。

30

【0053】

斜板 23 の傾角が最小となると、遮断体 28 はその遮断面 34 を以て位置決め面 33 に当接され、吸入通路 32 と収容孔 27 との連通が遮断される。この状態では、吸入通路 32 における通過断面積が零となり、外部冷媒回路 76 から吸入室 38 への冷媒ガスの流入が阻止される。同斜板 23 の最小傾角は、0°よりも僅かに大きくなるように設定されている。この最小傾角状態は、遮断体 28 が吸入通路 32 と収容孔 27 とを遮断する閉位置に配置されたときにもたらされる。遮断体 28 は斜板 23 の傾動に連動して、閉位置と同閉位置から離間されて吸入通路 32 と収容孔 27 とを接続する開位置とに切り換え配置される。

40

【0054】

斜板 23 の最小傾角は 0°ではないため、最小傾角状態においても、シリンダボア 12a から吐出室 39 への冷媒ガスの吐出は行われている。シリンダボア 12a から吐出室 39 へ吐出された冷媒ガスは、給気通路 48 を通ってクランク室 15 へ流入する。クランク室 15 の冷媒ガスは、通路 46 及び放圧通口 47 を通って吸入室 38 へ流入する。吸入室 38 の冷媒ガスは、シリンダボア 12a に吸入されて、再度吐出室 39 へ吐出される。すなわち、最小傾角状態では、吐出圧領域である吐出室 39、給気通路 48、クランク室 15、通路 46、放圧通口 47、収容孔 27、吸入圧領域である吸入室 38、シリンダボア 1

50

2 aを經由する循環通路が圧縮機内部に形成されている。そして、吐出室 3 9、クランク室 1 5 及び吸入室 3 8の間では、圧力差が生じている。従って、冷媒ガスが前記循環通路を循環し、冷媒ガスとともに流動する潤滑油が圧縮機内の各摺動部を循環する。

【 0 0 5 5 】

次に、本実施形態の特徴点について説明する。

図 3 は、斜板 2 3 の回転が停止してなおかつ同斜板 2 3 が最小傾角の状態を示している。第 1 仮想平面 H 1 は駆動軸 1 6 の軸線 L を含み、斜板 2 3 を上死点位置 D 1 側と下死点位置 D 2 側とに仮想的に二分割する。第 2 仮想平面 H 2 は、駆動軸 1 6 の軸線 L、上死点位置 D 1 及び下死点位置 D 2 を含み、従って、同第 2 仮想平面 H 2 は第 1 仮想平面 H 1 に直交されている。そして、斜板 2 3 の重心 G は、第 1 仮想平面 H 1 による上死点位置 D 1 側の分割部分において、第 2 仮想平面 H 2 上に設定されている。また、同重心 G は、第 2 仮想平面 H 2 において斜板 2 3 の前面寄りに設定されており、図 4 において矢印 A で示すように、斜板 2 3 が最小傾角から最大傾角側に傾動されると第 1 仮想平面 H 1 から離れて行き、同斜板 2 3 が最大傾角の状態では第 1 仮想平面 H 1 から最も離間される。同重心 G の設定は、例えば、カウンタウエイト 5 9 の重量や、同カウンタウエイト 5 9 とヒンジ機構 7 1 との位置関係を調節すること等により行われる。

10

【 0 0 5 6 】

さて、図 4 に示すように、前記斜板 2 3 が最小傾角の状態で回転を開始すると、同斜板 2 3 の上死点位置 D 1 側に作用される遠心力 R 1 と下死点位置 D 2 側に作用される遠心力 R 2 との間に、 $R 1 > R 2$ となるアンバランスが生じる。従って、同斜板 2 3 は、駆動軸 1 6 に対して上死点位置 D 1 側へずれようとし、その挿通孔 2 3 a は下死点位置 D 2 に対応する内面が駆動軸 1 6 に押し付けられた状態となる。この挿通孔 2 3 a の内面と駆動軸 1 6 との軸線 L 周りでの当接位置関係は、従来技術において詳述した、吐出容量が最大側の時と同じ状態であって、しかも、同関係は斜板 2 3 がいずれの位置に回転変位されても変わることはない。

20

【 0 0 5 7 】

前記重心 G は、斜板 2 3 が最小傾角から最大傾角側の所定傾角に傾動されても、常に、第 1 仮想平面 H 1 による上死点位置 D 1 側の分割部分において、第 2 仮想平面 H 2 上に存在する。従って、挿通孔 2 3 a の内面と駆動軸 1 6 との軸線 L 周りでの当接位置関係は、圧縮荷重 K に基づく分力 F 1 をそれ程期待できない最小以外の小吐出容量運転時においても、吐出容量が最大側の時と同じ状態に維持される。つまり、本実施形態では、圧縮機の運転中において、挿通孔 2 3 a の内面と駆動軸 1 6 との軸線 L 周りでの当接位置関係が、斜板 2 3 の回転変位及び同斜板 2 3 の傾角（吐出容量）の増減によって変化することがないように構成されている。

30

【 0 0 5 8 】

上記構成の本実施形態においては、次のような効果を奏する。

(1) 斜板 2 3 の重心 G は、第 1 仮想平面 H 1 による上死点位置 D 1 側の分割部分に存在する。従って、同斜板 2 3 に作用される遠心力にはアンバランス ($R 1 > R 2$) が生じる。その結果、吐出容量が最小となった場合でも、斜板 2 3 の挿通孔 2 3 a の内面が駆動軸 1 6 に押し付けられ、同斜板 2 3 はいずれの位置に回転変位されても、駆動軸 1 6 に対して重力方向にずれ落ちることがない。その結果、同斜板 2 3 が、圧縮機の最小吐出容量運転中に、駆動軸 1 6 に対して衝撃的に当接されるような状況を避けることができ、振動や騒音の発生を防止できる。

40

【 0 0 5 9 】

(2) ガイド面 2 4 b は、軸線 L に対して外方から近づくように延在されている。従って、斜板 2 3 の傾角が最大側に調節されると、圧縮荷重 K に基づく分力 F 1 により、斜板 2 3 の挿通孔 2 3 a は下死点位置 D 2 に対応する内面が駆動軸 1 6 に押し付けられた状態となる。その結果、吐出容量が最大側の時においても、斜板 2 3 の駆動軸 1 6 に対する重力方向へのずれ落ちを防止できる。

【 0 0 6 0 】

50

(3) 重心 G は、斜板 23 が最小傾角から最大傾角側の所定傾角に傾動されても、常に、第 1 仮想平面 H1 による上死点位置 D1 側の分割部分に存在する。従って、圧縮荷重 K に基づく分力 F1 をそれ程期待できない最小以外の小吐出容量運転時においても、斜板 23 が駆動軸 16 に対して重力方向に落下することを防止できる。その結果、前記(1)及び(2)と併せて、全吐出容量域において、斜板 23 が駆動軸 16 に対して重力方向にずれ落ちることを防止できる。

【0061】

(4) 前記(1)～(3)で述べたように、斜板 23 の傾角にかかわらず、同斜板 23 の挿通孔 23a は、常に下死点位置 D2 側の内面が駆動軸 16 に押し付けられた状態となる。従って、吐出容量が変更されても、斜板 23 の挿通孔 23a の内面と駆動軸 16 との当接位置関係にそれほどずれが生じることはない。その結果、ピストン 36 の上死点の位置のシリンダボア 12a に対する変位を少なく抑えることができ、同ピストン 36 と弁形成体 14 との衝突を危惧することなく、トップクリアランスを零付近に設定することが可能となる。よって、全吐出容量域において圧縮効率が向上される。

10

【0062】

(5) 前記(4)に加え、重心 G は、第 1 仮想平面 H1 による上死点位置 D1 側の分割部分において第 2 仮想平面 H2 上に存在する。従って、遠心力のアンバランス($R1 > R2$)が、前述した圧縮荷重 K に基づく分力 F1 と同じ方向に作用され、吐出容量が最小側において斜板 23 の挿通孔 23a は、最大側の時と同様に、下死点位置 D2 に対応する内面が駆動軸 16 に押し付けられる。つまり、圧縮機の運転中において、挿通孔 23a の内面と駆動軸 16 との軸線 L 周りでの当接位置関係が、斜板 23 の回転変位及び同斜板 23 の傾角(吐出容量)の増減によって変化することが殆どない。その結果、ピストン 36 の上死点の位置がシリンダボア 12a に対して変位されることを防止でき、トップクリアランスをより零付近に設定することが可能となる。よって、全吐出容量域において、圧縮効率のさらなる向上を図り得る。

20

【0063】

(6) 外部冷媒回路 76 からの冷媒ガスの吸入を遮断体 28 により遮断することで、同外部冷媒回路 76 上の冷媒循環を阻止することが可能である。従って、冷房不要時等においても圧縮機の運転は継続されて良く、駆動軸 16 と車両エンジン 20 との間には、高価かつ重量物である電磁クラッチ等のクラッチ機構が介在されていない。その結果、圧縮機全体の軽量化及び低コスト化を図り得るし、同電磁クラッチのオン・オフショックによる体感フィーリングの悪さを解消できる。

30

【0064】

(7) 遮断体 28 は、斜板 23 の最小傾角位置に連動して外部冷媒回路 76 上の冷媒循環を阻止する。従って、圧縮機は最小吐出容量となってその駆動トルクも少なく済み、冷房不要時の動力損失を低減できる。

【0065】

(8) クラッチレスタイプの可変容量型圧縮機は、車両エンジン 20 が運転される限り、冷房不要時等においても吐出容量を最小として運転し続ける。従って、クラッチ付きの圧縮機と比較して最小吐出容量運転の頻度が高く、同最小吐出容量運転時における振動や騒音の発生は特に問題となる。つまり、クラッチレスタイプの可変容量型圧縮機において具体化した本実施形態においては、その効果を奏するのに特に有効である。

40

【0066】

なお、本発明の趣旨から逸脱しない範囲で以下の態様でも実施できる。

(1) 上記実施形態において斜板 23 の重心 G は、同斜板 23 の傾角にかかわらず、常に、第 1 仮想平面 H1 による上死点位置 D1 側の分割部分に存在する。しかし、斜板 23 の傾角が最大側に変更されて所定傾角を越え、圧縮荷重 K に基づく分力 F1 を期待できるようになれば、前記重心 G は第 1 仮想平面 H1 による下死点位置 D2 側の分割部分に移動していても良い。

【0067】

50

(2) 上記実施形態において斜板 23 の重心 G は、同斜板 23 が最小傾角から最大傾角側に傾動されると第 1 仮想平面 H 1 から離れて行き、最大傾角の状態では第 1 仮想平面 H 1 から最も離間される。従って、斜板 23 に作用する遠心力のアンバランス ($R_1 > R_2$) は、同斜板 23 が最小傾角で最も小さく、最大傾角で最も大きくなる。これを変更し、斜板 23 の重心 G が、同斜板 23 が最小傾角から最大傾角側に傾動されると第 1 仮想平面 H 1 に近づいて行き、最大傾角の状態では第 1 仮想平面 H 1 に最も近接するように構成しても良い。この場合、斜板 23 に作用する遠心力のアンバランス ($R_1 > R_2$) は、同斜板 23 が最小傾角で最も大きく、最大傾角で最も小さくなる。

【0068】

(3) クラッチ付きの変容量型圧縮機において具体化すること。

10

上記実施形態から把握できる技術的思想について記載する。

(1) 前記カムプレート 23 の傾角が最小傾角から最大傾角側に変更されるにつれて、同カムプレート 23 の重心 G が仮想平面 H 1 から離れて行くように構成された請求項 1 ~ 6 のいずれかに記載の変容量型圧縮機。

【0069】

このようにすれば、カムプレート 23 に作用する遠心力のアンバランス ($R_1 > R_2$) は、同カムプレート 23 が最小傾角で最も小さく、最大傾角で最も大きくなる。

【0070】

(2) 前記カムプレート 23 の傾角が最小傾角から最大傾角側に変更されるにつれて、同カムプレート 23 の重心 G が仮想平面 H 1 に近づくように構成された請求項 1 ~ 6 に記載

20

のいずれか変容量型圧縮機。

【0071】

このようにすれば、カムプレート 23 に作用する遠心力のアンバランス ($R_1 > R_2$) は、同カムプレート 23 が最小傾角で最も大きく、最大傾角側に近づくにつれて小さくなる。

【0072】

【発明の効果】

上記構成の請求項 1 の発明によれば、最小傾角状態でカムプレートは、いずれに回転変位されても駆動軸に対して重力方向にずれ落ちることにはない。従って、最小吐出容量運転時における、振動や騒音の発生を防止できる。

30

【0073】

請求項 2 の発明によれば、吐出容量が最大側の時においても、カムプレートの駆動軸に対する重力方向へのずれ落ちを確実に防止でき、振動や騒音の発生を防止できる。

【0074】

請求項 3 の発明によれば、全吐出容量域において、カムプレートの駆動軸に対する重力方向へのずれ落ちを確実に防止でき、振動や騒音の発生を防止できる。また、吐出容量が変更されても、カムプレートの挿通孔の内面と駆動軸との当接位置関係にそれほどずれが生じることはなく、ピストンの上死点の位置の変位を少なく抑えることが可能となる。従って、トップクリアランスを零付近に設定することが可能となり、全吐出容量域において圧縮効率を向上し得る。

40

【0075】

請求項 4 の発明によれば、全吐出容量域において、カムプレートの挿通孔の内面と駆動軸との当接位置関係が一定に維持され、ピストンの上死点の位置が変位されることは殆どない。従って、トップクリアランスをより零付近に設定することが可能となり、全吐出容量域において圧縮効率をさらに向上し得る。

【0076】

請求項 5 の発明によれば、外部冷媒回路上の冷媒循環を阻止することができ、請求項 6 の発明によれば、駆動軸と外部駆動源との間に高価かつ重量物である電磁クラッチ等のクラッチ機構を介在させない。その結果、圧縮機全体の軽量化及び低コスト化を図り得るし、同電磁クラッチのオン・オフショックによる体感フィーリングの悪さを解消できる。

50

【 0 0 7 7 】

例えば、クラッチレスタイプの可変容量型圧縮機は、クラッチ付きのタイプと比較して最小吐出容量運転の頻度が高い。つまり、最小吐出容量運転時における振動・騒音対策が特に重要視され、同圧縮機に請求項 1 の発明を適用することで、その効果がより有効に奏される。

【 図面の簡単な説明 】

【 図 1 】 クラッチレスタイプの可変容量型圧縮機の縦断面図。

【 図 2 】 圧縮機の最小吐出容量状態を示す説明図。

【 図 3 】 斜板の部分破断斜視図。

【 図 4 】 圧縮機の要部拡大断面図。

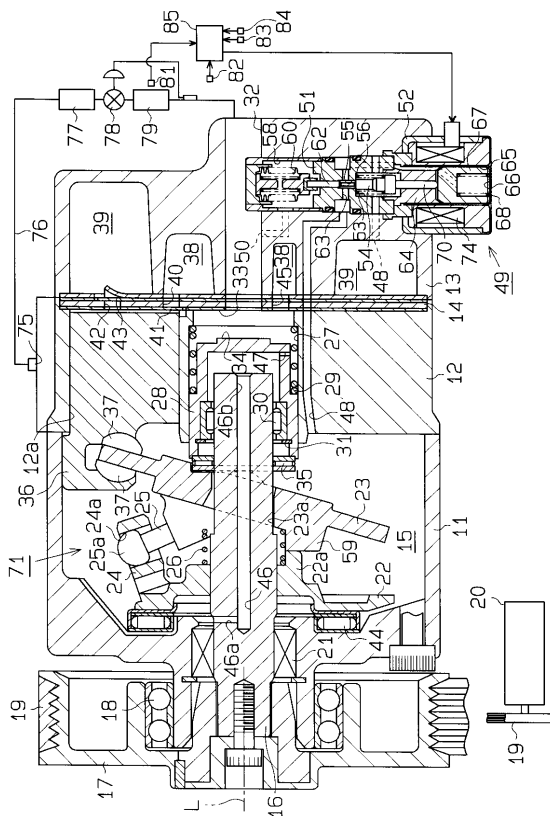
【 図 5 】 従来の可変容量型圧縮機を示す要部拡大断面図。

【 図 6 】 圧縮機の最小吐出容量状態を示す説明図。

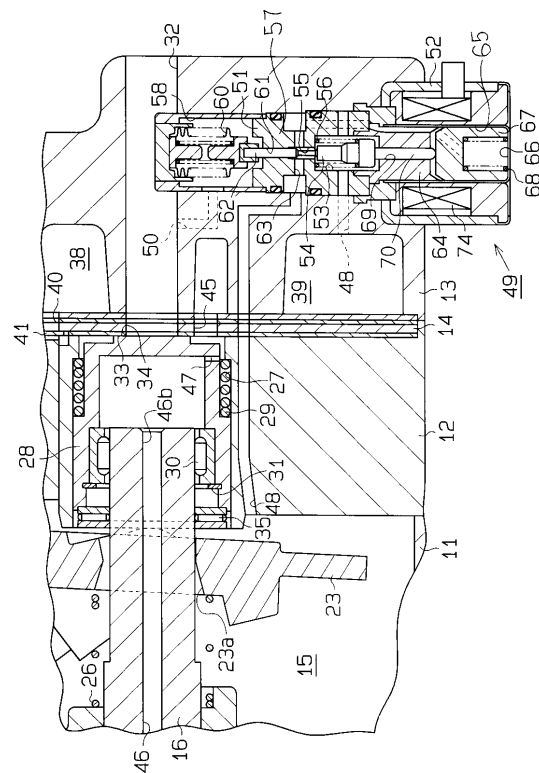
【 符号の説明 】

1 6 ... 駆動軸、2 2 ... 回転支持体、2 3 ... カムプレートとしての斜板、2 3 a ... 挿通孔、3 6 ... ピストン、7 1 ... ヒンジ機構、D 1 ... 上死点位置、D 2 ... 下死点位置、G ... 斜板の重心、H 1 ... 仮想平面としての第 1 仮想平面、L ... 駆動軸の軸線。

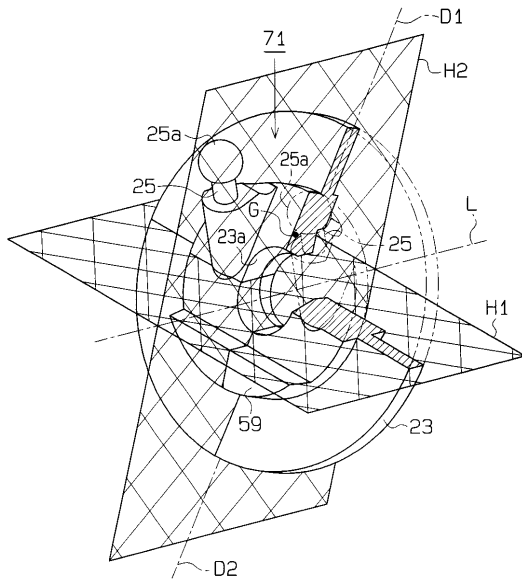
【 図 1 】



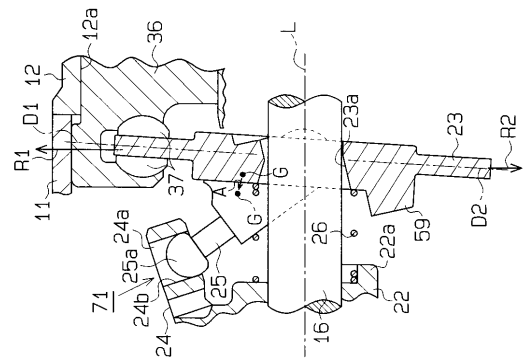
【 図 2 】



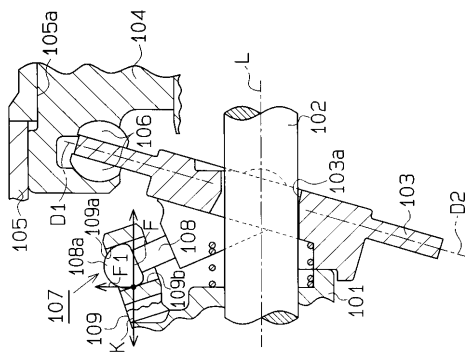
【 図 3 】



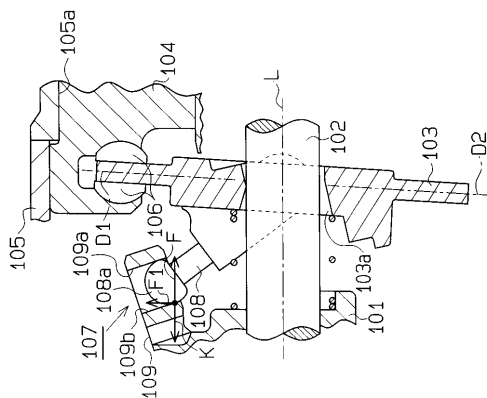
【 図 4 】



【 図 5 】



【 図 6 】



フロントページの続き

- (72)発明者 深沼 哲彦
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社 豊田自動織機製作所 内
- (72)発明者 久保 裕司
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社 豊田自動織機製作所 内

審査官 尾崎 和寛

- (56)参考文献 特開平06-207584(JP,A)
特開平08-338364(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F04B 27/02~27/14