

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第5148653号

(P5148653)

(45) 発行日 平成25年2月20日 (2013. 2. 20)

(24) 登録日 平成24年12月7日 (2012. 12. 7)

(51) Int. Cl.	F 1
FO4C 29/02 (2006.01)	FO4C 29/02 321A
FO4C 18/02 (2006.01)	FO4C 18/02 311G
	FO4C 18/02 311Y
	FO4C 29/02 361A

請求項の数 5 (全 21 頁)

(21) 出願番号	特願2010-91508 (P2010-91508)	(73) 特許権者	000006208
(22) 出願日	平成22年4月12日 (2010. 4. 12)		三菱重工業株式会社
(62) 分割の表示	特願2004-55083 (P2004-55083)		東京都港区港南二丁目16番5号
の分割		(74) 代理人	100089118
原出願日	平成16年2月27日 (2004. 2. 27)		弁理士 酒井 宏明
(65) 公開番号	特開2010-156348 (P2010-156348A)	(74) 代理人	100118762
(43) 公開日	平成22年7月15日 (2010. 7. 15)		弁理士 高村 順
審査請求日	平成22年4月12日 (2010. 4. 12)	(72) 発明者	佐藤 創
			東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内
		(72) 発明者	木全 央幸
			東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 スクロール型圧縮機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ハウジングと、

前記ハウジング内のスクロール型圧縮機構により圧縮された高压ガスの雰囲気中に設けられた潤滑油の貯留部と、

前記スクロール型圧縮機構の背圧室に形成された前記貯留部から供給される前記潤滑油の油溜まり部と、

前記油溜まり部と、前記油溜まり部よりも圧力が低い前記スクロール型圧縮機構の吸入室との間を連結し、前記油溜まり部から前記吸入室に流れる前記潤滑油の流量を調整する流量調整機構と、

前記スクロール型圧縮機構の固定スクロール部材を固定し前記スクロール型圧縮機構を支持する軸受とを備え、

前記軸受は、軸受本体と、スラストプレートとを有し、

前記流量調整機構は、前記スラストプレートと、前記軸受本体との間に形成される流路を含む

ことを特徴とするスクロール型圧縮機。

【請求項 2】

請求項 1 に記載のスクロール型圧縮機において、

前記流路は、前記軸受の周方向に延在するように設けられている

ことを特徴とするスクロール型圧縮機。

【請求項 3】

請求項 1 に記載のスクロール型圧縮機において、
前記軸受本体と、前記スラストプレートとの間にスペーサが設けられ、
前記流路は、前記スペーサが設けられることにより形成される前記軸受本体と前記スラストプレートとの間の隙間に設けられる
ことを特徴とするスクロール型圧縮機。

【請求項 4】

請求項 1 から 3 のいずれか 1 項に記載のスクロール型圧縮機において、
前記軸受本体と、前記スラストプレートとの間にスペーサが設けられ、
前記流路は、前記スペーサに形成される
ことを特徴とするスクロール型圧縮機。

10

【請求項 5】

請求項 3 または 4 に記載のスクロール型圧縮機において、
前記スペーサは、前記軸受と前記スクロール型圧縮機構の旋回スクロール部材との間の隙間の調整用を使用される
ことを特徴とするスクロール型圧縮機。

20

【発明の詳細な説明】

30

【技術分野】

【0001】

本発明は、例えば、冷凍装置や空気調和装置などに使用されるスクロール型圧縮機に関する。

【背景技術】

【0002】

従来より、冷凍装置や空気調和装置で冷媒ガスなどの圧縮に広く使用されているスクロール型圧縮機においては、固定スクロール部材、旋回スクロール部材及び自転阻止機構を具備することでスクロール型圧縮機構を構成している。このスクロール型圧縮機構において、一方の固定スクロール部材は、吸入管及び吐出管を接続したハウジング内に固定支持された不動のスクロールである。他方の旋回スクロール部材は、固定スクロール部材と上下または左右方向に噛み合わされた状態で配置され、自転阻止機構により自転を阻止されると共に、電動モータなどの駆動源と連結されて、固定スクロール部材に対し公転旋回運動を行うものである。この旋回スクロール部材は、固定スクロール部材と複数の接触点で接触して三日月状の圧縮室を形成し、同圧縮室が外周側より容積を減少させながら内側へ移動することにより、吸入・圧縮・吐出を同時に行うことができる。

40

【0003】

また、スクロール型圧縮機においても、焼き付きの防止や冷却等を目的として各摺動部の潤滑が必要になる。このため、スクロール型圧縮機では、従来よりハウジングの底部に潤滑油を貯留する貯留部が設けられ、たとえば電動モータの回転シャフト下端部付近に設

50

けた潤滑油ポンプ機構によって、回転シャフト等に設けた油通路を通して回転シャフト上部の偏心ピン（ドライブピン）上端面から各摺動部へ潤滑油を供給するように構成した潤滑システムを備えている。

【0004】

以下、従来例として密閉縦型のスクロール型圧縮機の構成及び潤滑システムを図11及び図12に基づいて簡単に説明する。図11は、スクロール型圧縮機を示す図であって、回転シャフトの軸線を含む断面より見た場合の断面図である。また、図12は、同スクロール型圧縮機の油量制御装置を示す図であって、図11のA部拡大図である。

【0005】

図11に示すように、スクロール型圧縮機31は、有底筒形状の高圧ハウジング32と、該高圧ハウジング32内部の上部に上部軸受33で支持されたスクロール型圧縮機構34と、該スクロール型圧縮機構34の下方、すなわちハウジング32内の下部に上部軸受33などで支持して配設された駆動手段であるモータ35とを備え、該モータ35の回転シャフト36が、スクロール型圧縮機構34の下部に連結されている。

【0006】

高圧ハウジング32は、筒部32aの下端及び上端が底部32b及び蓋部32cでそれぞれ閉塞状態とされ、ハウジング全体がスクロール型圧縮機構34で圧縮された高圧のガス圧力に耐えうる圧力容器となっている。そして、高圧ハウジング32の筒部32aには、圧縮する冷媒ガスを導入する吸入管37がスクロール型圧縮機構34の内部と貫通状態に接続され、さらに、筒部32aには、スクロール型圧縮機構34で圧縮された高圧の冷媒ガスを外部へ導く吐出管38が接続されており、その一端が高圧ハウジング32内の高圧ガス雰囲気中に開口している。

【0007】

スクロール型圧縮機構34は、上部軸受33に固定された固定スクロール部材39と、上部軸受33と固定スクロール部材39とで形成された密封空間内にスラスト軸受面40を介して公転旋回運動が可能に支持された旋回スクロール部材41と、該旋回スクロール部材41の外面に設けられ、この旋回スクロール部材41の公転旋回運動を許容しながら自転を阻止する周知のオルダムリンク等よりなる自転阻止機構42とを備えている。

【0008】

固定スクロール部材39は、固定側端板39aと、該固定側端板39aの内面に立設された渦巻き状の固定側渦巻体39bと、固定側端板39aの周縁部に形成された円筒状の周壁部39cとを備える。このうち、固定側端板39aには、その中央部に吐出ポート43が上下に貫通状態に形成されると共に、同吐出ポート43を開閉する吐出弁44が設けられている。また、周壁部39cには吸入管37が接続されており、該吸入管37により、スクロール型圧縮機構34の密封空間内に、これから圧縮する冷媒ガスを吸入するようになっている。

【0009】

旋回スクロール部材41は、固定側端板39aに対向状態に配された旋回側端板41aと、該旋回側端板41aの内面に立設され、固定側渦巻体39bと噛み合わされた渦巻き状の旋回側渦巻体41bとを備える。旋回側端板41aには、その外面に円筒形状のボス45が軸線を同じくして立設され、該ボス45の内部には、ブッシュ46が回転可能に嵌装されている。そして、このブッシュ46の内部には、回転シャフト36の軸線から偏心した貫通孔が形成されている。旋回スクロール部材41と上部軸受33との間には、高圧および高圧より低く吸入圧力より大きい圧力にて、旋回スクロール部材41を固定スクロール部材39に押し付け、旋回スクロール41と固定スクロール39とをお互いに軸方向で密封させるべく、それぞれ高圧室を形成するための高圧仕切りシール60および、中間圧力室を形成するための中間圧仕切りシール部材61とを備える。

【0010】

固定スクロール部材39と旋回スクロール部材41とは、互いに所定の距離だけ偏心した状態で、固定側渦巻体39bと旋回側渦巻体41bとの互いの側面が複数個所で線接触

10

20

30

40

50

するように180度の位相差をもって噛み合わされている。また、この状態で、固定側渦巻体39b及び旋回側渦巻体41bの先端がそれぞれ旋回側端板41a及び固定側端板39aの内面に旋回スクロールの渦巻き体と反対側から固定スクロールに押し付ける背圧力により密接して、固定側渦巻体39bと旋回側渦巻体41bの中心に対して点対称の位置関係となる複数個所に、密閉空間となる圧縮室Pが形成される。なお、旋回スクロール部材41は、周知のオルダムリンクを備えた自転阻止機構42により、上部軸受33及び同上部軸受33に固定された固定スクロール部材39に対して、自転が阻止された状態で公転旋回運動可能に配されている。

【0011】

モータ35の回転シャフト36は、上部軸受33と、モータ35の下方に位置する下部軸受60とで軸支され、その軸線から所定量偏心された偏心ピン48が上端に突出状態に設けられている。偏心ピン48は、ブッシュ46の貫通孔に挿入され、ブッシュ46を回転可能に支持している。なお、回転シャフト36などの適所には、一体に回転するバランスウェイト（図示せず）が固定されている。

【0012】

偏心ピン48及び回転シャフト36には、これらを上下に貫通する油通路49が形成されるとともに、回転シャフト36の下端には潤滑油ポンプ機構50が設けられている。この潤滑油ポンプ機構50は、油通路49の下端に接続されている。また、スクロール型圧縮機構34により圧縮された冷媒ガス（高圧ガス）の雰囲気中となるハウジング32内の底部32bには、潤滑油を貯留しておく貯留部51が設けられており、該貯留部51に所定量以上の潤滑油が溜まった正常な状態では、回転シャフト36下端の潤滑油ポンプ機構50が潤滑油中に位置するようになっている。

【0013】

そして、スクロール型圧縮機31は、貯留部51と、スクロール型圧縮機34の吸入室SUCとの間を、潤滑油供給流路100で直接接続する構成を採用している。この潤滑油供給流路100は、貯留部51内の潤滑油を吸い込むように下端が開口した油通路49（以下、油通路100aとして説明する）と、該油通路100aの上端開口に連通し、ボス45の凹部内面及びブッシュ46外面間の隙間流路100bと、該隙間流路100b及び吸入室SUC間を連通させるように、上部軸受33内に形成された上部軸受内流路100cと、該上部軸受内流路100cから吸入室SUCに向かう潤滑油のうち、余剰分を貯留部51に戻す戻り流路100dとを備えて構成されている。そして、この潤滑油供給流路100には、吸入室SUCに吐出される潤滑油の流量制限を行う油量制御装置150が接続されている。

【0014】

図12に示すように、油量制御装置150は、上部軸受内流路100c及び戻り流路100d間を接続する保油部151と、該保油部151内に、鉛直上方をその軸線が向くように固定された外側本体152及び内側本体153と、これら外側本体152及び内側本体153間に挟み込まれた状態に保持固定された複数枚のオリフィス154及びパッキン155（図13参照）と、内側本体153の下端に固定されたストレーナ156とを備えて構成されている。

【0015】

保油部151は、貯留部51から各オリフィス154に向かう途中の潤滑油を一時的に溜める凹部空間であり、鉛直上方に開口151aを有した状態で、上部軸受33内に形成されている。外側本体152は、周囲に雄ねじが形成された筒体であり、上部軸受33に形成された雌ねじ孔に螺着固定されている。そして、この外側本体152の上端には、流量調整済みの潤滑油を吐出する吐出口152aが形成されている。なお、図12に示す符号40xは、吐出口152aから吐出された潤滑油を、真上のスクロール型圧縮機構34に向かって導出すべく、上部軸受33に形成された貫通孔である。

【0016】

内側本体153は、保油部151の潤滑油を各オリフィス154に導く導油管であり、

10

20

30

40

50

その下端に形成された吸い込み口153bが、開口151aを通過して保油部151内に溜まっている潤滑油内に挿入されている。さらに、この内側本体153は、周囲に雄ねじが形成されており、外側本体152の内部に形成された雌ねじ孔に対して螺着固定されている。そして、この内側本体153内には、鉛直方向に向かって流路153aが形成されており、各オリフィス154及びパッキン155を介して、吐出口152aに連通している。ストレーナ156は、吸い込み口153bに設けられており、吸い込む潤滑油に含まれるゴミ等を除去し、各オリフィス154の目詰まりを防止する役目をなしている。

【0017】

図13に示すように、各オリフィス154は、吸入室SUCに向かって吐出される潤滑油の流量を絞る穴あきの円盤状部品であり、これらのオリフィス孔154aを同軸に合わせた状態で、各パッキン155を介在させることによって、互いに所定間隔をおいて多段に重ね合わされている。各パッキン155は、弾性を有する穴あきの円盤状部品であり、各オリフィス154を通過して流れる潤滑油が、各オリフィス孔154aを通らずにバイパスする流れを防止するためのシール材としての役目と、各オリフィス154間に、オリフィス孔154aよりも大きい孔径で空間155aを確保し、各オリフィス間の差圧を安定させる役目をなしている。

【0018】

そして、これらオリフィス154及びパッキン155は、交互に重ね合わされた状態で外側本体152内に挿入され、さらにこの外側本体152内に内側本体153を螺着させることで、各オリフィス及び各パッキン155間を密接に圧着させるものとなっている。

【0019】

スクロール型圧縮機31によれば、モータ35を駆動させることにより、旋回スクロール部材41が自転阻止機構42により自転が阻止された状態で、固定スクロール部材39に対して公転旋回運動を行う。この結果、吸入管37から圧縮室Pに吸入した冷媒ガスが、その容積の減少に伴って圧縮され、高圧の冷媒ガスとなる。この高圧の冷媒ガスは、吐出ポート43から吐出弁44を押し開いて高圧ハウジング32内に流出し、高圧ハウジング32内に充填するとともに、吐出管38から外部へと吐出されていく。この時、高圧ハウジング32内は、スクロール型圧縮機構34の吐出圧力と同一またはほぼ同一の高圧状態にあり、この高圧が貯留部51内の潤滑油液面Lにも作用している。

【0020】

一方、潤滑油ポンプ機構50は、貯留部51内に貯留されている潤滑油を吸い込んで、油通路100a、隙間流路100b、そして上部軸受内流路100cの順序で吸い上げて保油部151に供給する。そして、保油部151内の圧力は、スクロール型圧縮機構34の吸入室SUCにおける圧力に比較して圧が高い（差圧が生じている）ので、この差圧を利用して、高圧側である保油部151から、低圧側である吸入室SUCへ向けて、保油部151内の潤滑油が押し上げられるように流れていく。このため、スクロール型圧縮機構34内への潤滑油の供給は、スクロール型圧縮機31の運転速度に関係なく安定して行われるようになる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0021】

【特許文献1】特開2002-48078号公報

【特許文献2】特開平9-228968号公報

【特許文献3】特開平11-82335号公報

【特許文献4】特開2002-54583号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0022】

上述した従来の潤滑システムにおいては、潤滑油の減圧手段として、複数のオリフィスを多段に備えた油量制御装置150が設けられており、部品点数が多いという欠点がある

10

20

30

40

50

。部品点数が少なく、簡易な構成により、潤滑油の減圧を行って流量制御を行う手段が望まれている。

【0023】

本発明の目的は、簡易な構成により、潤滑油の減圧を行って流量制御を行うことが可能なスクロール型圧縮機を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0024】

本発明のスクロール型圧縮機は、ハウジングと、前記ハウジング内のスクロール型圧縮機構により圧縮された高压ガスの雰囲気中に設けられた潤滑油の貯留部と、前記スクロール型圧縮機構の背圧室に形成された前記貯留部から供給される前記潤滑油の油溜まり部と、前記油溜まり部と、前記油溜まり部よりも圧力が低い前記スクロール型圧縮機構の吸入室との間を連結し、前記油溜まり部から前記吸入室に流れる前記潤滑油の流量を調整する流量調整機構と、前記スクロール型圧縮機構の固定スクロール部材を固定し前記スクロール型圧縮機構を支持する軸受とを備え、前記軸受は、軸受本体と、スラストプレートとを有し、前記流量調整機構は、前記スラストプレートと、前記軸受本体との間に形成される流路を含むことを特徴としている。

10

【0025】

本発明において、前記スラストプレートは、前記スラストプレートと、前記スクロール型圧縮機構の旋回スクロール部材との間の隙間の調整用に使

20

【0026】

用に使われることができる。本発明のスクロール型圧縮機において、前記流路は、前記軸受の周方向に延在するように設けられていることを特徴としている。

【0027】

本発明のスクロール型圧縮機において、前記軸受本体と、前記スラストプレートとの間にスペーサが設けられ、前記流路は、前記スペーサが設けられることにより形成される前記軸受本体と前記スラストプレートとの間の隙間に設けられることを特徴としている。

【0028】

本発明のスクロール型圧縮機において、前記軸受本体と、前記スラストプレートとの間にスペーサが設けられ、前記流路は、前記スペーサに形成されることを特徴としている。

【0029】

本発明のスクロール型圧縮機において、前記スペーサは、前記軸受と前記スクロール型圧縮機構の旋回スクロール部材との間の隙間の調整用に使

30

【0030】

用に使われることができる。[1] 本発明は、旋回背圧スクロール圧縮機において、上部軸受中のスラスト軸受部分（スラストプレート）と上部軸受本体とを分割する構造とし、スラストプレートと、上部軸受本体との合わせ面に絞り機構を設け、背圧室内の油をこの絞り機構を介して低压側へ給油する。これにより、給油経路、絞り機構は合わせ面のみで完結する。よって、給油機構の簡素化、部品点数削減、加工コスト低減が実現される。

【0031】

[2] 上記[1]において、絞り機構は、合わせ面の円周方向にわたって設けられた微小断面積流路とする。これにより、流路距離を長くできるため、流路断面積を大きくできる。よって、流路の詰まりを防止でき、給油機構の信頼性向上、加工コストの低減につながる。

40

【0032】

[3] 上記[1]において、合わせ面の部分にスペーサを挿入し、スラストプレートと上部軸受との間に微小な隙間を持たせ、この隙間が絞り機構として作用する。スラストプレート又は上部軸受本体に微細溝加工が不要となる。これにより、加工コストが低減する。

【0033】

50

〔４〕 上記〔３〕において、スペーサは、微小断面積流路を有する円環状薄板とする。上記〔３〕よりも大きな絞り効果が得られ、スペーサをプレス加工等で製作すれば比較的安価に微小断面積流路を加工することができる。これにより、性能が向上し、加工コストが低減する。

【００３４】

〔５〕 上記〔３〕において、スペーサはスラスト隙間を調整する機能を兼ねる。スペーサによってスラスト隙間を調整でき、旋回スクロール端板厚さ等の加工公差が緩和できる。これにより、性能が向上し、加工コストが低減する。

【００３５】

上記の本発明によれば、旋回背圧スクロール圧縮機において、上部軸受中のスラスト軸受部分（スラストプレート）と上部軸受本体を分割する構造とし、スラストプレートと上部軸受本体との合わせ面に絞り機構を設け、背圧室内の油をこの絞り機構を介して低压側へ給油することにより以下の（ａ）、（ｂ）の効果が得られる。

【００３６】

（ａ）筒内へ適正な流量の給油ができる。給油による漏れ損失が低減し、適正量の給油による吸入過熱損失が低減する。また、摺動部（旋回スクロール部材と高圧仕切シール部材との摺動部）への給油による潤滑性が向上する。これにより、圧縮機の性能、信頼性が向上する。

【００３７】

（ｂ）給油構造を簡素化することができる。これにより、部品点数が削減し、組立性が向上し、コストが低減する。

【発明の効果】

【００３８】

本発明によれば、簡易な構成により、潤滑油の減圧を行って流量制御を行うことが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【００３９】

【図１】図１は、本発明のスクロール型圧縮機の第１実施形態を示す図であって、回転シャフトの軸線を含む断面より見た場合の断面図である。

【図２】図２は、図１のスクロール型圧縮機の給油量調整機構を示す図であって、図１の拡大図である。

【図３】図３は、図１のスクロール型圧縮機の給油量調整機構の基本思想を説明するための図である。

【図４－１】図４－１は、図１のスクロール型圧縮機の給油量調整機構の第１構成例を示す側断面図である。

【図４－２】図４－２は、図１のスクロール型圧縮機の給油量調整機構の第１構成例を示す上面図である。

【図５－１】図５－１は、図１のスクロール型圧縮機の給油量調整機構の第２構成例を示す側断面図である。

【図５－２】図５－２は、図１のスクロール型圧縮機の給油量調整機構の第２構成例を示す上面図である。

【図６－１】図６－１は、図１のスクロール型圧縮機の給油量調整機構の第３構成例を示す側断面図である。

【図６－２】図６－２は、図１のスクロール型圧縮機の給油量調整機構の第４構成例を示す側断面図である。

【図６－３】図６－３は、図１のスクロール型圧縮機の給油量調整機構の第５構成例を示す側断面図である。

【図７】図７は、図１のスクロール型圧縮機の給油量調整機構の第６構成例を示す側断面図である。

【図８】図８は、本発明のスクロール型圧縮機の第２実施形態の給油量調整機構を示す拡大

10

20

30

40

50

大図である。

【図 9】図 9 は、図 8 の給油量調整機構の一構成例を示す拡大図である。

【図 10】図 10 は、本発明のスクロール型圧縮機の第 3 実施形態の給油量調整機構を示す拡大図である。

【図 11】図 11 は、従来のスクロール型圧縮機を示す図であって、回転シャフトの軸線を含む断面より見た場合の断面図である。

【図 12】図 12 は、図 11 のスクロール型圧縮機の給油量調整機構を示す図であって、図 11 の A 部拡大図である。

【図 13】図 13 は、図 11 のスクロール型圧縮機の給油量調整機構の要部を示す図であって、図 12 の B 部拡大図である。

【発明を実施するための形態】

【0040】

以下、本発明のスクロール型圧縮機の一実施形態につき図面を参照しつつ詳細に説明する。

【0041】

(第 1 実施形態)

図 1 は、本実施形態のスクロール型圧縮機を示す図であって、回転シャフトの軸線を含む断面より見た場合の断面図である。また、図 2 は、同スクロール型圧縮機の給油量制御機構を示す図であって、図 1 の要部拡大図である。

【0042】

図 1 に示すように、スクロール型圧縮機 131 は、有底筒形状の高圧ハウジング 132 と、該高圧ハウジング 132 内部の上部に上部軸受 133 で支持されたスクロール型圧縮機構 134 と、該スクロール型圧縮機構 134 の下方、すなわちハウジング 132 内の下部に上部軸受 133 などで支持して配設された駆動手段であるモータ 135 とを備え、該モータ 135 の回転シャフト 136 が、スクロール型圧縮機構 134 の下部に連結されている。

【0043】

高圧ハウジング 132 は、筒部 132a の下端及び上端が底部 132b 及び蓋部 132c でそれぞれ閉塞状態とされ、ハウジング全体がスクロール型圧縮機構 134 で圧縮された高圧のガス圧力に耐えうる圧力容器となっている。そして、高圧ハウジング 132 の筒部 132a には、圧縮する冷媒ガスを導入する吸入管 137 がスクロール型圧縮機構 134 の内部と貫通状態に接続され、さらに、筒部 132a には、スクロール型圧縮機構 134 で圧縮された高圧の冷媒ガスを外部へ導く吐出管 138 が接続されており、その一端が高圧ハウジング 132 内の高圧ガス雰囲気中に開口している。

【0044】

スクロール型圧縮機構 134 は、上部軸受 133 に固定された固定スクロール部材 139 と、上部軸受 133 と固定スクロール部材 139 とで形成された密封空間内にスラスト軸受面 140 を介して公転旋回運動が可能に支持された旋回スクロール部材 141 と、該旋回スクロール部材 141 の外面に設けられ、この旋回スクロール部材 141 の公転旋回運動を許容しながら自転を阻止する周知のオルダムリンク等よりなる自転阻止機構 142 とを備えている。

【0045】

固定スクロール部材 139 は、固定側端板 139a と、該固定側端板 139a の内面に立設された渦巻き状の固定側渦巻体 139b と、固定側端板 139a の周縁部に形成された円筒状の周壁部 139c とを備える。このうち、固定側端板 139a には、その中央部に吐出ポート 143 が上下に貫通状態に形成されると共に、同吐出ポート 143 を開閉する吐出弁 144 が設けられている。また、周壁部 139c には吸入管 137 が接続されており、該吸入管 137 により、スクロール型圧縮機構 134 の密封空間内に、これから圧縮する冷媒ガスを吸入するようになっている。

【0046】

10

20

30

40

50

旋回スクロール部材 141 は、固定側端板 139a に対向状態に配された旋回側端板 141a と、該旋回側端板 141a の内面に立設され、固定側渦巻体 139b と噛み合わされた渦巻き状の旋回側渦巻体 141b とを備える。旋回側端板 141a には、その外面に円筒形状のボス 145 が軸線を同じくして立設され、該ボス 145 の内部には、ブッシュ 146 が回転可能に嵌装されている。そして、このブッシュ 146 の内部には、回転シャフト 136 の軸線から偏心した貫通孔が形成されている。旋回スクロール部材 141 と上部軸受 133 との間には、高圧にて、旋回スクロール部材 141 を固定スクロール部材 139 に押し付け、旋回スクロール 141 と固定スクロール 139 とをお互いに軸方向で密封させるべく、高圧室（背圧室 165）を形成するための高圧仕切りシール 160 を備える。

10

【0047】

固定スクロール部材 139 と旋回スクロール部材 141 とは、互いに所定の距離だけ偏心した状態で、固定側渦巻体 139b と旋回側渦巻体 141b との互いの側面が複数個所で線接触するように 180 度の位相差をもって噛み合わされている。また、この状態で、固定側渦巻体 139b 及び旋回側渦巻体 141b の先端がそれぞれ旋回側端板 141a 及び固定側端板 139a の内面に旋回スクロールの渦巻き体と反対側から固定スクロールに押し付ける背圧力により密接して、固定側渦巻体 139b と旋回側渦巻体 141b の中心に対して点対称の位置関係となる複数個所に、密閉空間となる圧縮室 P が形成される。なお、旋回スクロール部材 141 は、周知のオルダムリンクを備えた自転阻止機構 142 により、上部軸受 133 及び同上部軸受 133 に固定された固定スクロール部材 139 に対して、自転が阻止された状態で公転旋回運動可能に配されている。

20

【0048】

モータ 135 の回転シャフト 136 は、上部軸受 133 と、モータ 135 の下方に位置する下部軸受 170 とで軸支され、その軸線から所定量偏心された偏心ピン 148 が上端に突出状態に設けられている。偏心ピン 148 は、ブッシュ 146 の貫通孔に挿入され、ブッシュ 146 を回転可能に支持している。なお、回転シャフト 136 などの適所には、一体に回転するバランスウエイト 136a が固定されている。

【0049】

偏心ピン 148 及び回転シャフト 136 には、これらを上下に貫通する油通路 149 が形成されるとともに、回転シャフト 136 の下端には潤滑油ポンプ機構 150 が設けられている。この潤滑油ポンプ機構 150 は、油通路 149 の下端に接続されている。また、スクロール型圧縮機構 134 により圧縮された冷媒ガス（高圧ガス）の雰囲気中となるハウジング 132 内の底部 132b には、潤滑油を貯留しておく貯留部 151 が設けられており、該貯留部 151 に所定量以上の潤滑油が溜まった正常な状態では、回転シャフト 136 下端の潤滑油ポンプ機構 150 が潤滑油中に位置するようになっている。

30

【0050】

そして、スクロール型圧縮機 131 は、貯留部 151 と、スクロール型圧縮機 134 の吸入室 SUC との間を、潤滑油供給流路 200 で直接接続する構成を採用している。この潤滑油供給流路 200 は、貯留部 151 内の潤滑油を吸い込むように下端が開口した油通路 149（以下、油通路 200a として説明する）と、該油通路 200a の上端開口に連

40

通し、ボス 145 の凹部内面及びブッシュ 146 外面間の隙間流路 200b と、上部軸受 133 の凹部とボス 145 との間に形成される背圧室 165 及び吸入室 SUC に連通し、高圧仕切りシール 160 内に形成された高圧仕切りシール内流路 200c（図 3 参照）とを備えている。

【0051】

図 3 は、高圧仕切りシール内流路 200c の基本的な概念を示す模式図である。背圧室 165 内の高圧の油は、高圧仕切りシール 160 内に形成された高圧仕切りシール内流路 200c により減圧されて、吸入室 SUC に供給される。これにより、筒内に適正な流量の給油ができる。また、既存の高圧仕切りシール 160 に形成された高圧仕切りシール内流路 200c により、流量が制御されるため、減圧用の部材を特別に用意する必要がなく

50

、部品点数が削減される。

【0052】

図4-1及び図4-2を参照して、高圧仕切りシール内流路200cの具体的な構成例(第1構成例)について説明する。第1構成例の高圧仕切りシール内流路200cは、符号200C1で示す。

【0053】

図4-1は、高圧仕切りシール160の側面図であり、図4-2は、その高圧仕切りシール160の上面図である。高圧仕切りシール160は、周方向に360°連続する背圧室165をシールすべく、リング状に構成されている。そのリング状の高圧仕切りシール160の内周側外方が背圧室165であり、その外周側外方が吸入室SUCである。

10

【0054】

高圧仕切りシール内流路200C1は、その入口が背圧室165に開口し、その出口が吸入室SUCに開口し、その位置口から出口までの間が高圧仕切りシール160の周方向に延在している。これにより、高圧仕切りシール内流路200C1の流路長を長くとることができるため、高圧仕切りシール内流路200C1を流れる油を十分に減圧させることができる。所定の流路抵抗を生じさせるに際して、高圧仕切りシール内流路200C1では、流路長を長くとることができる分だけ、高圧仕切りシール内流路200C1の流路断面積を大きくとることができる。これにより、高圧仕切りシール内流路200C1のゴミによる目詰まりを抑制することができる。なお、高圧仕切りシール160の内部に高圧仕切りシール内流路200cを形成するに際しては、上下2枚のシール部材(図示せず)を貼り合わせることで、そのシール部材間に高圧仕切りシール内流路200C1を形成することができる。

20

【0055】

図5-1及び図5-2を参照して、高圧仕切りシール内流路200cの具体的な構成例(第2構成例)について説明する。第2構成例の高圧仕切りシール内流路200cは、符号200C2で示す。

【0056】

図5-1に示すように、高圧仕切りシール内流路200C2は、高圧仕切りシール160と旋回スクロール部材141との摺動面に設けられている。即ち、図5-2に示すように、高圧仕切りシール内流路200C2は、高圧仕切りシール160の上面に溝(凹部)として形成されている。

30

【0057】

高圧仕切りシール内流路200C2は、高圧仕切りシール内流路200C1と同様に、その入口が背圧室165に開口し、その出口が吸入室SUCに開口し、その位置口から出口までの間が高圧仕切りシール160の周方向に延在し、高圧仕切りシール内流路200C2の流路長を長くとることができるため、高圧仕切りシール内流路200C2を流れる油を十分に減圧させることができる。所定の流路抵抗を生じさせるに際して、高圧仕切りシール内流路200C2では、流路長を長くとることができる分だけ、高圧仕切りシール内流路200C2の流路断面積を大きくとることができる。これにより、高圧仕切りシール内流路200C2のゴミによる目詰まりを抑制することができる。

40

【0058】

また、高圧仕切りシール160と旋回スクロール部材141との摺動面に設けられた高圧仕切りシール内流路200C2では、その高圧仕切りシール内流路200C2に油が満たされることにより、その摺動面の潤滑性が良くなるという効果が得られる。この場合、図5-2に示すように、高圧仕切りシール160の周方向の概ね全周にわたって、高圧仕切りシール内流路200C2が形成されることが潤滑性能の点で好ましい。

【0059】

なお、上記高圧仕切りシール内流路200C1は、高圧仕切りシール160の周方向の概ね半周にわたって形成され、高圧仕切りシール内流路200C2は、高圧仕切りシール160の周方向の概ね全周にわたって形成されているが、これらの第1及び第2構成例に

50

限定されない。流路抵抗を増大させるために、流路長を長くする場合には、高圧仕切りシール内流路 200c は、高圧仕切りシール 160 の周方向に複数周周回するように構成されることができる。

【0060】

また、上記第 1 及び第 2 構成例では、高圧仕切りシール 160 に形成された高圧仕切りシール内流路 200c の本数は、1 本であったが、複数本設けられることができる。複数本の高圧仕切りシール内流路 200c が設けられる場合には、そのうちの 1 本の高圧仕切りシール内流路 200c が詰まっても、残りの高圧仕切りシール内流路 200c で筒内に給油が可能である。例えば 2 本の高圧仕切りシール内流路 200c が設けられる場合には、それらの 2 本のそれぞれが背圧室 165 に開口する入口と吸入室 SUC に開口する出口を有する独立した高圧仕切りシール内流路 200c であることができる。この場合、一方の高圧仕切りシール内流路 200c は、第 1 構成例のように、高圧仕切りシール 160 の内部に設けられ、他方の高圧仕切りシール内流路 200c は、第 2 構成例のように、高圧仕切りシール 160 の上面（摺動面）に設けられることができる。また、これに代えて、それらの 2 本の高圧仕切りシール内流路 200c は、1 つの入口を共有し、出口が 2 つ設けられた構成であってもよいし、入口が 2 つで 1 つの出口を共有する構成であってもよい。

10

【0061】

次に、図 6-1 を参照して、高圧仕切りシール内流路 200c の具体的な構成例（第 3 構成例）について説明する。第 3 構成例の高圧仕切りシール内流路 200c は、符号 200C3 で示す。

20

【0062】

この高圧仕切りシール内流路 200C3 が設けられる高圧仕切りシール 160 は、図 1 及び図 2 に示した高圧仕切りシール 160 に対応している。即ち、高圧仕切りシール 160 は、リング状に形成された金属製のスラストリング 160a と、断面が U 字型で周方向全周にわたって連続的に設けられたテフロン（登録商標）/フッ素含有樹脂製のシール部材 160b とを備えている。スラストリング 160a とシール部材 160b は、液密に貼り合わされている。

【0063】

高圧仕切りシール内流路 200C3 は、スラストリング 160a において、スラストリング 160a とシール部材 160b の合わせ面に臨む位置に設けられている。

30

高圧仕切りシール内流路 200C3 は、高圧仕切りシール内流路 200C1、200C2 と同様に、その入口が背圧室 165 に開口し、その出口が吸入室 SUC に開口し、その位置口から出口までの間が高圧仕切りシール 160 の周方向に延在し、高圧仕切りシール内流路 200C3 の流路長を長くとることができるため、高圧仕切りシール内流路 200C3 を流れる油を十分に減圧させることができる。所定の流路抵抗を生じさせるに際して、高圧仕切りシール内流路 200C3 では、流路長を長くとることができる分だけ、高圧仕切りシール内流路 200C3 の流路断面積を大きくとることができ、これにより、高圧仕切りシール内流路 200C3 のゴミによる目詰まりを抑制することができる。

【0064】

40

また、高圧仕切りシール内流路 200C3 は、摺動面に設けられていない。即ち、高圧仕切りシール内流路 200C3 を構成する面が摺動しないため、磨耗等により高圧仕切りシール内流路 200C3 の流路断面積が変化するおそれがない。これにより、安定した給油が可能となる。

【0065】

図 6-2 は、高圧仕切りシール内流路 200c の具体的な構成例（第 4 構成例）を示している。第 4 構成例の高圧仕切りシール内流路 200c は、符号 200C4 で示す。

【0066】

高圧仕切りシール内流路 200C4 は、シール部材 160b において、スラストリング 160a とシール部材 160b の合わせ面に臨む位置に設けられている。高圧仕切りシール

50

ル内流路 200C4 は、高圧仕切りシール内流路 200C1～200C3 と同様に、その入口が背圧室 165 に開口し、その出口が吸入室 SUC に開口し、その位置口から出口までの間が高圧仕切りシール 160 の周方向に延在し、高圧仕切りシール内流路 200C4 の流路長を長くとることができる構成とされている。高圧仕切りシール内流路 200C4 によれば、上記高圧仕切りシール内流路 200C3 と同様の効果が得られる。

【0067】

図 6-3 は、高圧仕切りシール内流路 200c の具体的な構成例（第 5 構成例）を示している。第 5 構成例の高圧仕切りシール内流路 200c は、符号 200C5 で示す。

【0068】

高圧仕切りシール内流路 200C5 は、シール部材 160b において、上部軸受 133 と対向する面に臨む位置に設けられている。高圧仕切りシール内流路 200C5 は、高圧仕切りシール内流路 200C1～200C4 と同様に、その入口が背圧室 165 に開口し、その出口が吸入室 SUC に開口し、その位置口から出口までの間が高圧仕切りシール 160 の周方向に延在し、高圧仕切りシール内流路 200C5 の流路長を長くとることができる構成とされている。高圧仕切りシール内流路 200C5 によれば、上記高圧仕切りシール内流路 200C3、200C4 と同様の効果が得られる。

【0069】

図 7 を参照して、高圧仕切りシール内流路 200c の具体的な構成例（第 6 構成例）について説明する。第 6 構成例の高圧仕切りシール内流路 200c は、符号 200C6 で示す。

【0070】

まず、高圧仕切りシール内流路 200C6 が設けられる高圧仕切りシール 160 について説明する。高圧仕切りシール 160 は、リング状に形成された金属製のスラストリング 160c と、リング状シール部材 160d とを備えている。リング状シール部材 160d は、スラストリング 160c の外周部に設けられ、スラストリング 160c の外周部と、上部軸受 133 との間をシールしている。

【0071】

高圧仕切りシール内流路 200C6 は、スラストリング 160c の内部に設けられている。高圧仕切りシール内流路 200C6 は、高圧仕切りシール内流路 200C1～200C5 と同様に、その入口が背圧室 165 に開口し、その出口が吸入室 SUC に開口し、その位置口から出口までの間が高圧仕切りシール 160 の周方向に延在し、高圧仕切りシール内流路 200C6 の流路長を長くとることができる構成とされている。高圧仕切りシール内流路 200C6 によれば、上記高圧仕切りシール内流路 200C3～200C5 と同様の効果が得られる。

【0072】

以上述べたように、高圧仕切りシール内流路 200c は、その入口が背圧室 165 に開口し、その出口が吸入室 SUC に開口し、その入口から出口までの間が高圧仕切りシール 160 において周方向に延在するように設けられればよく、その構成さえ有していれば、高圧仕切りシール 160 のいずれの場所に設けられてもよい。

【0073】

（第 2 実施形態）

次に、図 8 及び図 9 を参照して、第 2 実施形態について説明する。

第 2 実施形態において、上記第 1 実施形態と共通する部分についての説明は省略し、その特徴部分についてのみ説明する。

図 8 は、本実施形態を示す側断面図であり、図 9 は、図 8 の要部拡大図である。

【0074】

図 8 に示すように、第 2 実施形態において、上部軸受 133 は、上部軸受本体 133a と、スラストプレート 133b とから構成されている。スラストプレート 133b には、高圧仕切りシール 160 が設けられている。スラストプレート 133b は、巡回スクロール部材 141 との間の隙間を所定の値に調整するために、上部軸受本体 133a に対して

別部材として設けられている。即ち、上部軸受本体 1 3 3 a とスラストプレート 1 3 3 b との間に、必要な厚みのシム（図示せず）を入れることで、スラストプレート 1 3 3 b と旋回スクロール部材 1 4 1 との間の隙間を所定の値に調整するようになっている。なお、スラストプレート 1 3 3 b と旋回スクロール部材 1 4 1 との間の隙間（上記所定の値）は、高圧仕切りシール 1 6 0 と旋回スクロール部材 1 4 1 との間の隙間（摺動部）よりも大きな値である。

【0075】

本実施形態では、上部軸受本体 1 3 3 a とスラストプレート 1 3 3 b との間の隙間（シムが入れられることで生じたスペース）が、背圧室 1 6 5 の油を吸入室 S U C に給油する際の減圧手段として用いられる。即ち、シムは、上部軸受本体 1 3 3 a とスラストプレート 1 3 3 b との間において、周方向全周にわたって設けられているわけではないため、その周方向においてシムが設けられていない部分には、背圧室 1 6 5 と吸入室 S U C とを連通させる微小な高さの空間が形成される。この空間を油が通ることで、油が減圧され、給油量が制御される。この場合、上部軸受本体 1 3 3 a と、スラストプレート 1 3 3 b とは摺動しないため、油の減圧用の空間が磨耗等により変化するおそれがない。

【0076】

また、上部軸受本体 1 3 3 a においてスラストプレート 1 3 3 b と対向する面、及びスラストプレート 1 3 3 b において上部軸受本体 1 3 3 a と対向する面の少なくともいずれか一方に、周方向に延在する溝が形成されて、その流路長を長くとることが可能である。その溝は、シムが設けられていない部分に設けられ、背圧室 1 6 5 及び吸入室 S U C に開口している。この構成によれば、上記第 1 実施形態と同様に、流路断面積を相対的に大きくとることができ、目詰まりの防止につながる。その溝の本数に関しては、上記第 1 実施形態と同様に、複数であることができる。

【0077】

またさらに、上部軸受本体 1 3 3 a とスラストプレート 1 3 3 b との間に設けられたシムに、周方向に延在し、背圧室 1 6 5 及び吸入室 S U C に開口する溝が形成されることができる。この構成によっても、上記第 1 実施形態と同様に、流路断面積を相対的に大きくとることができ、目詰まりの防止につながる。

【0078】

図 9 に示すように、上部軸受本体 1 3 3 a と、スラストプレート 1 3 3 b との間には、スペーサ 1 3 3 c が設けられている。このスペーサ 1 3 3 c は、スラストプレート 1 3 3 b と旋回スクロール部材 1 4 1 との隙間を適正な値にするためのものである。このスペーサ 1 3 3 c は、スラストプレート 1 3 3 b を上部軸受本体 1 3 3 a に固定するためのボルト 1 3 3 d の座面に対応する部分にのみ設けられている。上部軸受本体 1 3 3 a と、スラストプレート 1 3 3 b との間において、スペーサ 1 3 3 c が設けられていない部分（空間）は、減圧用の手段として使用される。また、スペーサ 1 3 3 c 自体に、油の減圧用の流路（溝）が形成されることも可能である。この場合、上部軸受本体 1 3 3 a と、スラストプレート 1 3 3 b との間において、スペーサ 1 3 3 c が設けられていない部分と、スペーサ 1 3 3 c の内部に形成された流路（溝）の両方が、減圧用の流路として使用されることができる。これに代えて、スペーサは、上部軸受本体 1 3 3 a と、スラストプレート 1 3 3 b とが互に対向する面の面方向全域にわたって（全域をカバーするように）設けられ、そのスペーサに設けられた流路（溝）のみが、減圧用の流路として使用されることができる。

【0079】

第 2 実施形態では、図 8 及び図 9 に示すように、スクロール型圧縮機 1 3 1 は、貯留部 1 5 1 と、スクロール型圧縮機 1 3 4 の吸入室 S U C との間を、潤滑油供給流路 3 0 0 で直接接続する構成を採用している。この潤滑油供給流路 3 0 0 は、貯留部 1 5 1 内の潤滑油を吸い込むように下端が開口した油通路 1 4 9 （以下、油通路 3 0 0 a として説明する）と、該油通路 3 0 0 a の上端開口に連通し、ボス 1 4 5 の凹部内面及びブッシュ 1 4 6 外面間の隙間流路 3 0 0 b と、上部軸受 1 3 3 の凹部とボス 1 4 5 との間に形成される背

圧室１６５及び吸入室ＳＵＣに連通し、上部軸受本体１３３ａとスラストプレート１３３ｂとの間に形成された流路３００ｃとを備えている。

【００８０】

第２実施形態によれば、背圧室１６５内の高圧の油は、上部軸受本体１３３ａとスラストプレート１３３ｂとの間に設けられた流路３００ｃにより減圧されて、吸入室ＳＵＣに供給される。これにより、筒内に適正な流量の給油ができる。また、上部軸受本体１３３ａとスラストプレート１３３ｂとの間にシム、スペーサ１３３ｃが入れられることによって生じた空間としての流路３００ｃ、又は、上部軸受本体１３３ａとスラストプレート１３３ｂとの間に形成された溝としての流路３００ｃにより、流量が制御されるため、減圧用の部材を特別に用意する必要がなく、部品点数が削減される。

10

【００８１】

（第３実施形態）

図１０を参照して、第３実施形態について説明する。

なお、上記実施形態と共通する部分についての説明は省略し、その特徴部分についてのみ説明する。

【００８２】

図１０に示すように、上部軸受本体１３３ａは、高圧ハウジング１３２の筒部１３２ａに対して圧入により、装着されている。そのため、上部軸受本体１３３ａと筒部１３２ａの合わせ面は、液密に密着した面となっている。上部軸受本体１３３ａにおいて、筒部１３２ａと対応する外周面には、周方向に連続する周回溝４００ｄが形成されている。背圧室１６５と周回溝４００ｄとは、上部軸受本体１３３ａの内部に設けられた第１流路４００ｃによって連通している。また、周回溝４００ｄと吸入室ＳＵＣとは、上部軸受本体１３３ａの内部に設けられた第２流路４００ｅによって連通している。

20

【００８３】

本実施形態では、上部軸受本体１３３ａにおいて、筒部１３２ａと対応する外周面に設けられた周回溝４００ｄが、背圧室１６５の油を吸入室ＳＵＣに給油する際の減圧手段として用いられる。この周回溝４００ｄを油が通ることで、油が減圧され、給油量が制御される。周回溝４００ｄは、周方向に延在する溝として形成されるため、その流路長を長くとることが可能である。この構成によれば、第１流路４００ｃ、周回溝４００ｄ、第２流路４００ｅは、上記第１実施形態と同様に、流路断面積を相対的に大きくとることができ、目詰まりの防止につながる。

30

【００８４】

また、周回溝４００ｄ内の油は、筒部１３２ａと直接接触することから、筒部１３２ａの外部からの放熱の効果がある。このように、油の温度が下がることで、スクロール型圧縮機１３１の効率が向上する。

【００８５】

上記構成に代えて、周回溝は、上部軸受本体１３３ａではなく、高圧ハウジング１３２の筒部１３２ａに形成されることが可能である。この場合、高圧ハウジング１３２の筒部１３２ａに形成された周回溝と背圧室１６５とは、上部軸受本体１３３ａの内部に設けられた第１流路によって接続され、周回溝と吸入室ＳＵＣとは、上部軸受本体１３３ａの内部に設けられた第２流路によって接続されることができ。

40

【００８６】

第３実施形態では、スクロール型圧縮機１３１は、貯留部１５１と、スクロール型圧縮機１３４の吸入室ＳＵＣとの間を、潤滑油供給流路４００で直接接続する構成を採用している。この潤滑油供給流路４００は、貯留部１５１内の潤滑油を吸い込むように下端が開口した油通路１４９（以下、油通路４００ａとして説明する）と、該油通路４００ａの上端開口に連通し、ボス１４５の凹部内面及びブッシュ１４６外面間の隙間流路４００ｂと、上部軸受１３３の凹部とボス１４５との間に形成される背圧室１６５に連通し、上部軸受本体１３３ａの内部に設けられた第１流路４００ｃと、第１流路４００ｃに連通し、上部軸受本体１３３ａにおいて筒部１３２ａと対向する外周面に形成された周回溝４００ｄ

50

と、周回溝４００ｄと吸入室ＳＵＣとを連通させるように上部軸受本体１３３ａの内部に設けられた第２流路４００ｅとを備えている。

【００８７】

第３実施形態によれば、背圧室１６５内の高圧の油は、上部軸受本体１３３ａにおいて筒部１３２ａと対応する外周面に設けられた周回溝４００ｄにより減圧されて、吸入室ＳＵＣに供給される。これにより、筒内に適正な流量の給油ができる。また、周回溝４００ｄにより、流量が制御されるため、減圧用の部材を特別に用意する必要がなく、部品点数が削減される。また、周回溝４００ｄを通る油は、筒部１３２ａと直接接触し、筒部１３２ａの外周から放熱されるため、スクロール型圧縮機１３１の効率向上につながる。

【産業上の利用可能性】

10

【００８８】

以上のように、本発明に係るスクロール型圧縮機は、簡易な構成によって、潤滑油の減圧を行って流量制御を行う技術に有用であり、特に、冷凍装置や空気調和装置などに使用することに適している。

【符号の説明】

【００８９】

１３１ スクロール型圧縮機

１３２ 高圧ハウジング

１３２ａ 筒部

１３２ｂ 底部

20

１３３ 蓋部

１３３ 上部軸受

１３３ａ 上部軸受本体

１３３ｂ スラストプレート

１３３ｃ スペーサ

１３４ スクロール型圧縮機構

１３５ モータ

１３６ 回転シャフト

１３６ａ バランスウェイト

１３７ 吸入管

30

１３８ 吐出管

１３９ 固定スクロール部材

１３９ａ 固定側端板

１３９ｂ 固定側渦巻体

１３９ｃ 周壁部

１４０ スラスト軸受面

１４０ａ 内周側縁部

１４１ 旋回スクロール部材

１４１ａ 旋回側端板

１４１ｂ 旋回側渦巻体

40

１４１ｃ 周壁部

１４２ 自転阻止機構

１４３ 吐出ポート

１４４ 吐出弁

１４５ ボス

１４６ ブッシュ

１４８ 偏心ピン

１４９ 油通路

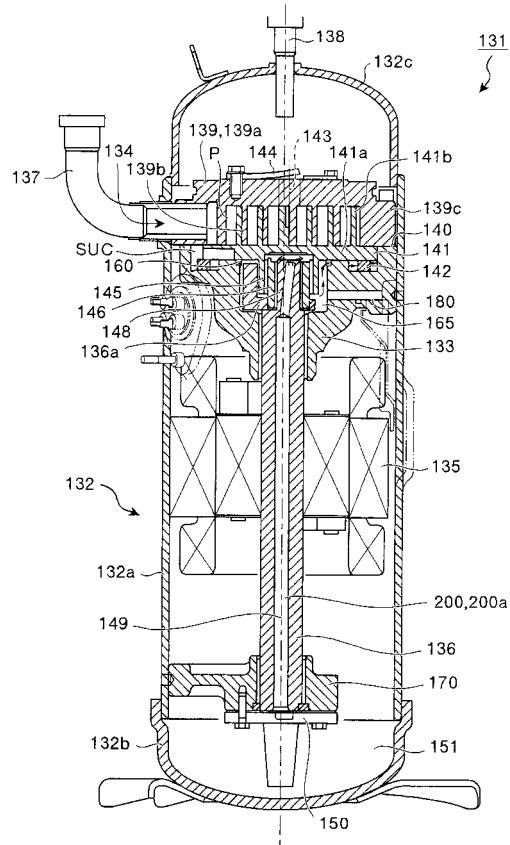
１５０ 潤滑油ポンプ機構

１５１ 貯留部

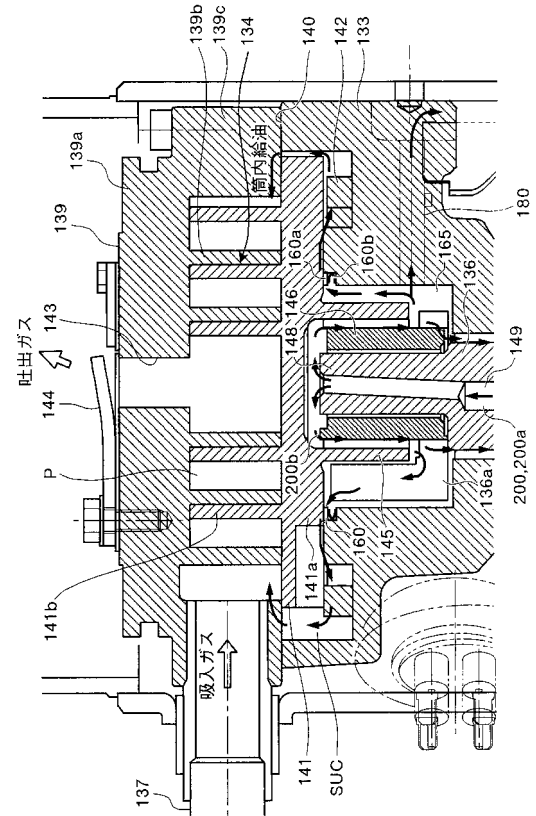
50

1 6 0	高圧仕切りシール	
1 6 5	背圧室	
1 7 0	下部軸受	
1 8 0	排油穴	
2 0 0	潤滑油供給流路	
2 0 0 a	油通路	
2 0 0 b	隙間流路	
2 0 0 c	高圧仕切りシール内流路	
2 0 0 C 1	高圧仕切りシール内流路	
2 0 0 C 2	高圧仕切りシール内流路	10
2 0 0 C 3	高圧仕切りシール内流路	
2 0 0 C 4	高圧仕切りシール内流路	
2 0 0 C 5	高圧仕切りシール内流路	
2 0 0 C 6	高圧仕切りシール内流路	
3 0 0	潤滑油流量制御機構	
3 0 0 a	油通路	
3 0 0 b	隙間流路	
3 0 0 c	流路	
4 0 0	潤滑油流量制御機構	
4 0 0 a	油通路	20
4 0 0 b	隙間通路	
4 0 0 c	第 1 流路	
4 0 0 d	周回溝	
4 0 0 e	第 2 流路	
S U C	吸入室	
P	圧縮室	

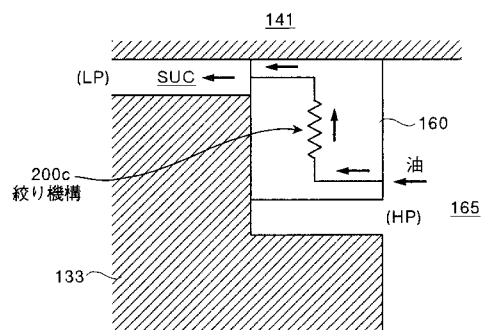
【図 1】



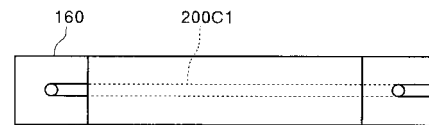
【図 2】



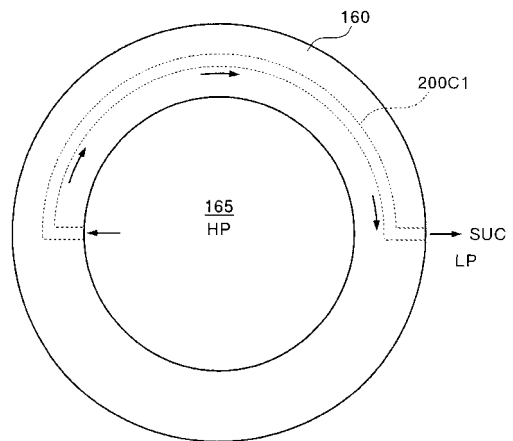
【図 3】



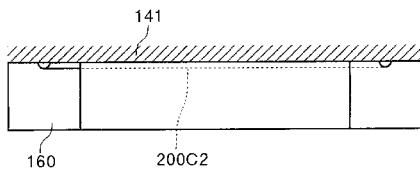
【図 4 - 1】



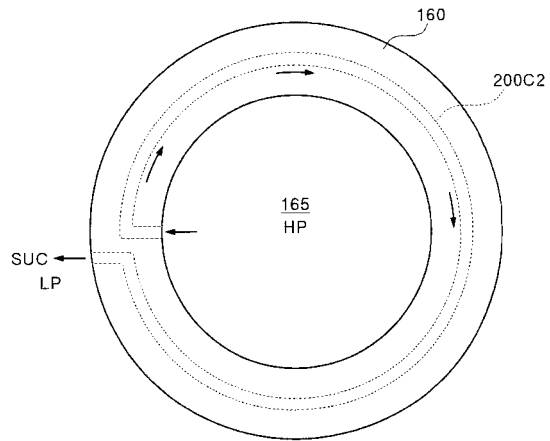
【図 4 - 2】



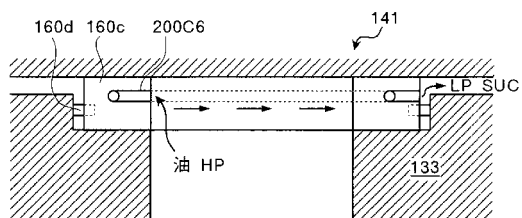
【図 5 - 1】



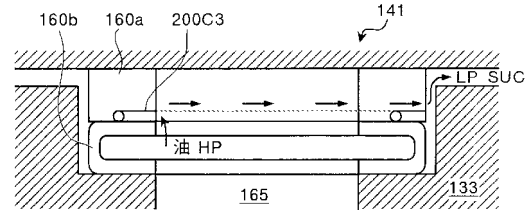
【図 5 - 2】



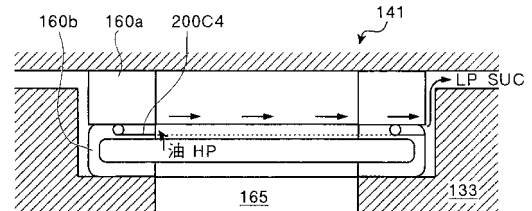
【図 7】



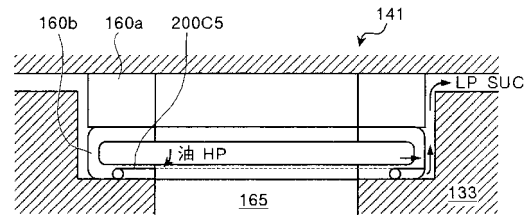
【図 6 - 1】



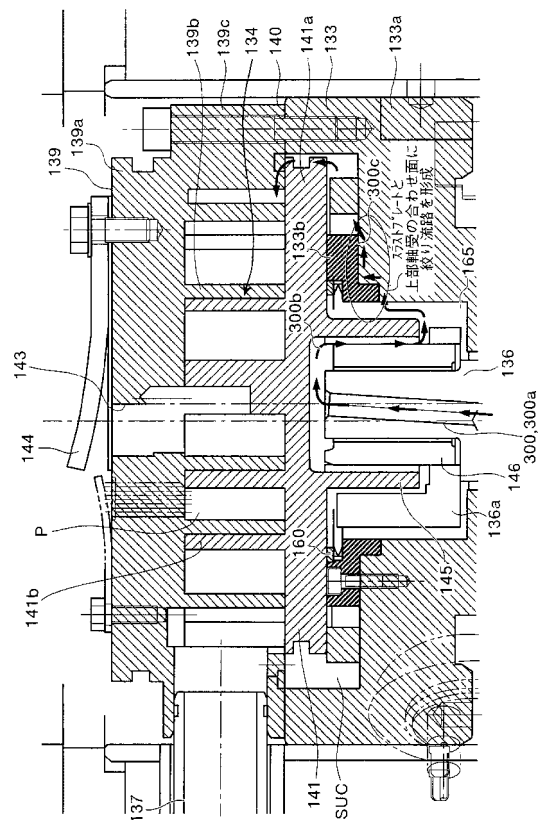
【図 6 - 2】



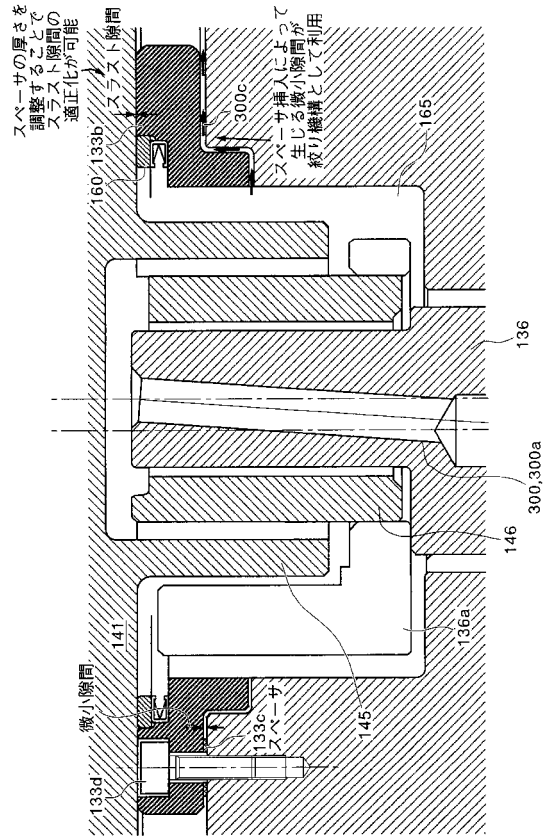
【図 6 - 3】



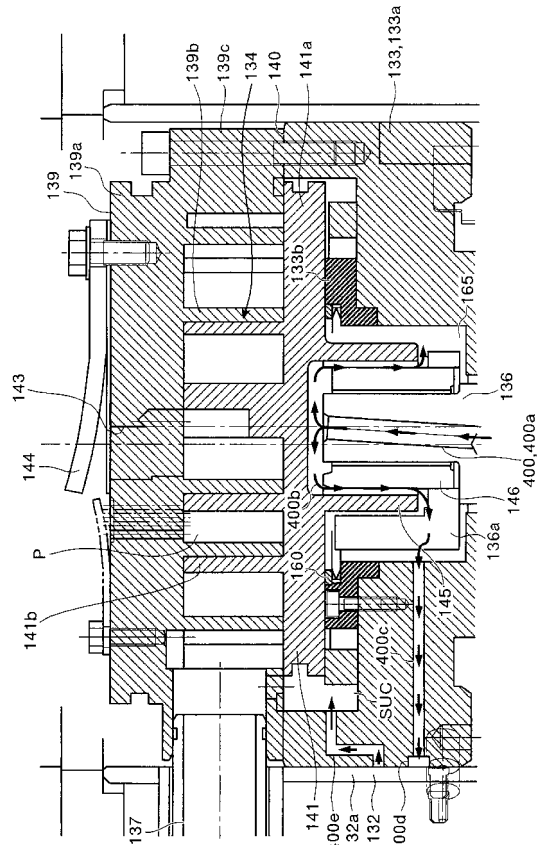
【図 8】



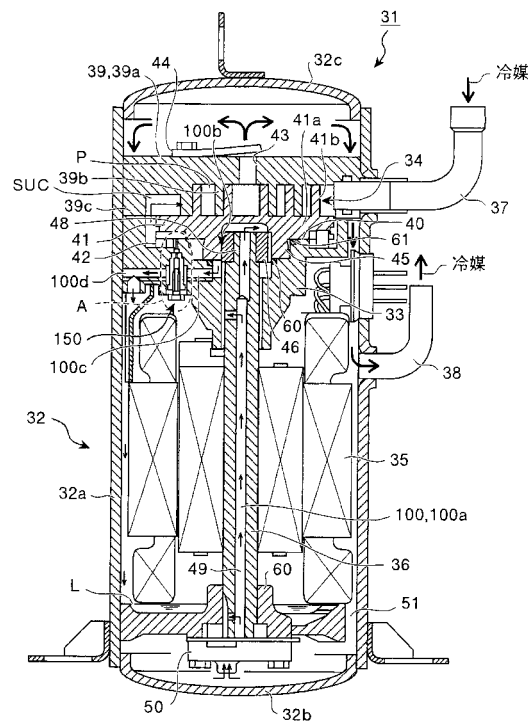
【図 9】



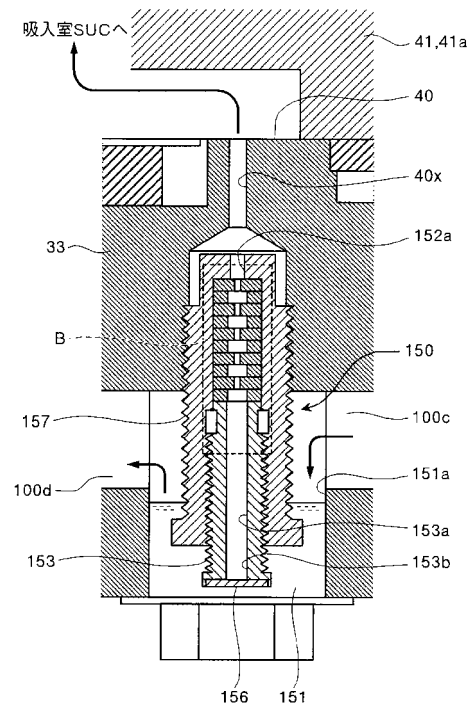
【図 10】



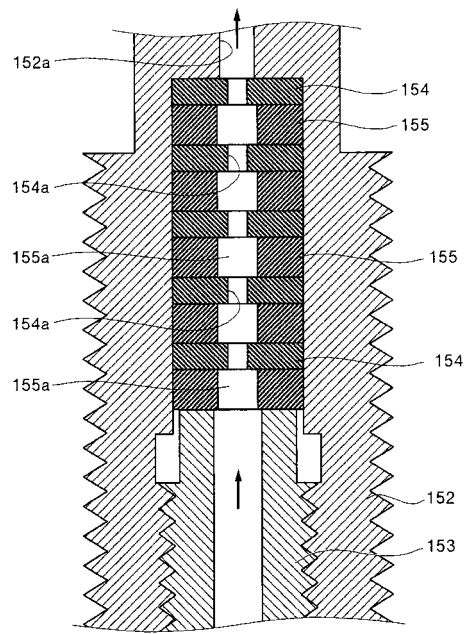
【図 11】



【図 12】



【図 13】



フロントページの続き

(72)発明者 中井 一孝
東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内

審査官 佐藤 秀之

(56)参考文献 特開2001-214872 (JP, A)
特開平04-036086 (JP, A)
実開平05-047467 (JP, U)
実開平06-069384 (JP, U)
特開昭64-15479 (JP, A)
実開昭62-128182 (JP, U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F04C 29/02
F04C 18/02