

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2013年1月31日(31.01.2013)



(10) 国際公開番号
WO 2013/015215 A1

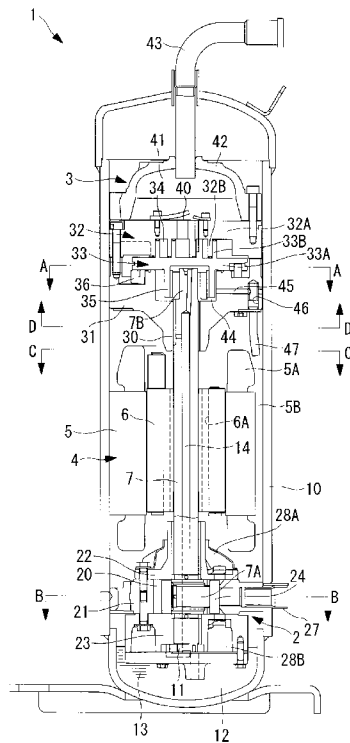
- (51) 国際特許分類:
F04C 29/02 (2006.01) F04B 39/12 (2006.01)
F04B 27/02 (2006.01) F04C 23/00 (2006.01)
F04B 39/00 (2006.01) F04C 29/12 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2012/068435
- (22) 国際出願日: 2012年7月20日(20.07.2012)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2011-160473 2011年7月22日(22.07.2011) JP
特願 2011-173108 2011年8月8日(08.08.2011) JP
- (71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): 三菱重工業株式会社 (MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD.) [JP/JP]; 〒1088215 東京都港区港南二丁目16番5号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 佐藤 創 (SATO, Hajime) [JP/JP]; 〒1088215 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内 Tokyo (JP). 木全 央幸(KIMATA, Yoshiyuki) [JP/JP]; 〒1088215 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内 Tokyo (JP). 堀田 陽平 (HOTTA, Youhei) [JP/JP]; 〒1088215 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内 Tokyo (JP). 宮本 善彰 (MIYAMOTO, Yoshiaki) [JP/JP]; 〒1088215 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内 Tokyo (JP). 後藤 利行(GOTO, Toshiyuki) [JP/JP]; 〒1088215 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内 Tokyo (JP).
- (74) 代理人: 藤田 考晴, 外(FUJITA, Takaharu et al.); 〒2208137 神奈川県横浜市西区みなとみらい2-2-1 横浜ランドマークタワー37F Kanagawa (JP).

[続葉有]

(54) Title: FLUID MACHINE

(54) 発明の名称: 流体機械

[図1]



(57) Abstract: The purpose of the present invention is to provide a fluid machine capable of reducing vibrations and noise by obtaining a static balance or a dynamic balance with regard to reciprocating components of two or more fluid intake/exhaust mechanisms provided on both end positions of a single drive shaft. A fluid machine (1) in which two or more fluid intake/exhaust mechanisms (2, 3) are provided at both end positions of a single drive axis (7) and in which each of the fluid intake/exhaust mechanisms (2, 3) is provided with a reciprocating component (36); the reciprocating component (36) of each of the fluid intake/exhaust mechanisms (2, 3) being installed so as to be capable of moving in a reciprocating manner in directions that are identical or opposite each other.

(57) 要約: 同一駆動軸上の両端位置に設けられる少なくとも2以上の流体吸排機構の往復動部品について、静バランスあるいは動バランスを取ることにより、振動、騒音を低減することができる流体機械を提供することを目的とする。同一駆動軸(7)上の両端位置に2以上の流体吸排機構(2)、(3)が設けられ、各々の流体吸排機構(2)、(3)が往復動部品(36)を備えている流体機械(1)であって、各流体吸排機構(2)、(3)の往復動部品(36)は、互いに対向方向もしくは同一方向に往復動可能に配設されている。

WO 2013/015215 A1



(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW,

MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

明 細 書

発明の名称 : 流体機械

技術分野

[0001] 本発明は、同一駆動軸上の両端位置に少なくとも2以上の流体吸排機構が設けられている圧縮機、膨張機、ポンプ等に適用して好適な流体機械に関するものである。

[0002] また、本発明は、密閉ハウジング内にモータが内蔵され、その上部に圧縮機構が設けられている密閉型圧縮機に関するものである。

背景技術

[0003] 同一駆動軸上の両端位置に少なくとも2以上の流体吸排機構が設けられている流体機械としては、例えば同一駆動軸上の両端位置に異なる形式の圧縮機構を設けたもの、一端側に圧縮機構、他端側に膨張機構を設けたもの、一端側にポンプ機構、他端側に膨張機構を設けたもの、更には駆動軸の一端側に低段側圧縮機構、他端側に高段側圧縮機構を設けた2段圧縮機等、様々な構成の流体機械が提供されている。

[0004] このような流体機械の一例として、例えば特許文献1には、駆動軸の下端側に低段側のロータリ式圧縮機構、上端側に高段側のスクロール式圧縮機構を設けた2段圧縮機が開示されている。そして、この2段圧縮機では、ロータリ式圧縮機構を駆動するクランク軸の偏心部と、スクロール式圧縮機構を駆動するクランク軸の偏心ピンとを互いに180°対向方向もしくは同一方向に設けることにより、回転部の軸系バランス、すなわち偏心部と偏心ピンとを対向方向に設けることによって主に静バランスを取り、偏心部と偏心ピンとを同じ方向に設けることによって主に動バランスを取るようになっている。

[0005] 一方、多気筒ロータリ式圧縮機のように、同一の圧縮機構を複数組備えているものにおいては、一般的に、特許文献2に示されるように、クランク軸の一端部に複数の偏心部を設け、この偏心部を互いに180°対向方向に設

けた構成とすることによって、回転部の軸系バランスを取るようになっている。

[0006] また、密閉ハウジングの中間位置にモータが設置され、その上部に駆動軸を介して駆動される圧縮機構が配設されている密閉型圧縮機では、密閉ハウジング底部の油溜まりに充填されている潤滑油を給油ポンプおよび駆動軸中の給油孔を介して圧縮機構の所要潤滑部位に給油し、該部位を潤滑した油を圧縮機構の支持部材に設けられている排油孔を介して油溜まりに戻すようになっている。このような密閉型圧縮機では、所要の潤滑部位を潤滑し、排油孔から排出されて油溜まりへと流下する油が、冷媒ガス流により巻き上げられ、冷媒ガスと共に圧縮機構に吸込まれて圧縮された後、圧縮機外部へと吐出されることになる。この油上がり現象が顕著な場合、油溜まりの潤滑油が不足気味となり、圧縮機が潤滑不良に陥ったり、システム効率が低下したりする等の問題が発生する。

[0007] そこで、所要の潤滑部位を潤滑した後、排油孔から排出されて流下する油の流下経路を覆うように、ガイドプレートを密閉ハウジングに対して溶接等により設置したもの（例えば、特許文献3参照）や、排油孔に排油パイプの一端を接続し、その下端を油溜まりの上方部位まで延長したもの、あるいはモータのステータ外周に設けられているステータカット位置の上方部位まで延長したもの（例えば、特許文献4，5参照）等が提案され、排油孔から排出された油と冷媒ガスとの接触を抑制し、油上がりを低減するようになっている。

先行技術文献

特許文献

- [0008] 特許文献1：特開2008-175340号公報
特許文献2：特開2008-63973号公報
特許文献3：特開2000-291552号公報
特許文献4：特開2005-273463号公報
特許文献5：特開平7-158569号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0009] しかしながら、特許文献 1, 2 に示されるように、同一駆動軸上の両端位置に 2 以上の流体吸排機構（例えば、圧縮機構）が設けられ、各流体吸排機構が往復動部品を備えている流体機械では、通常、回転部の軸系バランスは取っているが、スクロール式圧縮機構のオルダムリングやロータリ式圧縮機構のブレード等のような往復動部品について、バランスを取るようになっているものは見当たらなかった。これは、往復動部品単独でバランスを取るのが難しいためと思われ、これが駆動軸系のバランスを崩し、振動、騒音の原因になっていた。

[0010] また、特許文献 3 に示されるように、ガイドプレートを設けたものでは、排油孔が設けられている支持部材とガイドプレートとの間に隙間ができ易く、そこから油を巻き上げてしまうため、油上りを十分に抑制することができないとともに、ガイドプレートを密閉ハウジングに溶接する必要があることから、組み立て性が低下する等の問題があった。また、特許文献 4 に示されるように、排油パイプの下端を油溜まりの上方部位まで延長したものでは、ステータ外周に設けられているステータカットを通して排油パイプを下方に延ばす必要があり、排油パイプを通すため、ステータカットを大きくすると、モータ効率が低下し、密閉ハウジングを大きくすると、圧縮機が大型化してしまう等の課題があった。

[0011] さらに、特許文献 5 に示されるように、排油パイプの下端をステータカットの上方部位まで延長したものでは、排油パイプの下端から流出される油を確実にステータカット内に導入するため、ステータカットを大きくするか、または排油パイプを細めにして流出される油の指向性を高め、確実に油をステータカット内に導き入れる必要があり、流路圧損の増大やパイプの向き調整等を含め、油のステータカットへの導入が難しくなる等の課題があった。

[0012] 本発明は、このような事情に鑑みてなされたものであって、同一駆動軸上の両端位置に設けられる少なくとも 2 以上の流体吸排機構の往復動部品につ

いて、静バランスあるいは動バランスを取ることにより、振動、騒音を低減することができる流体機械を提供することを目的とする。

[0013] また、本発明は、ハウジング径やステータカットを大きくすることなく、また流路圧損を抑制しながら排油パイプから排出される油を確実にステータカットに導入してスムーズに油溜まりへと流下させ、油上がりを防止することができる密閉型圧縮機を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0014] 上記した課題を解決するために、本発明は以下の手段を採用する。

すなわち、本発明の第1の態様にかかる流体機械は、同一駆動軸上の両端位置に2以上の流体吸排機構が設けられ、各々の流体吸排機構が往復動部品を備えている流体機械であって、前記各流体吸排機構の前記往復動部品は、互いに対向方向もしくは同一方向に往復動可能に配設されている。

[0015] 前記第1の態様によれば、同一駆動軸上の両端位置に2以上の流体吸排機構が設けられ、各々の流体吸排機構の往復動部品が、互いに対向方向もしくは同一方向に往復動可能に配設されている。このため、往復動部品が互いに対向方向に往復動可能に配設されている場合、主に静バランスを取ることができ、また、往復動部品が互いに同一方向に往復動可能に配設されている場合、主に動バランスを取ることができる。従って、各流体吸排機構の往復動部品についてバランスを取ることにより、そのアンバランスモーメントで軸系バランスが崩れるのを防止し、振動、騒音の低減を図ることができる。

[0016] さらに、前記第1の態様に係る流体機械は、前記各流体吸排機構の前記往復動部品が互いに往復動可能とされる前記対向方向もしくは前記同一方向には、同方向の直線上に対して $\pm 45^\circ$ 以内の範囲が含まれていてもよい。

[0017] 前記第1の態様によれば、各流体吸排機構の往復動部品が互いに往復動可能とされる対向方向もしくは同一方向には、その方向の直線上に対して $\pm 45^\circ$ 以内の範囲が含まれる。このため、往復動部品が 180° 対向方向あるいは同一方向(0° 方向)に往復動可能に配設されているものに限らず、各々の方向に対して $\pm 45^\circ$ 以内に配設されておれば、その分力で静アンバラ

ンス量あるいは動アンバランス量を十分に小さくすることができる。従って、往復動部品を 180° 対向方向あるいは同一方向(0° 方向)に配設できない場合でも、各々の方向に対して $\pm 45^\circ$ 以内の範囲に配設することにより、往復動部品によるアンバランスモーメントを可及的に小さくし、振動、騒音を低減することができる。

[0018] さらに、前記第1の態様に係る流体機械は、前記各流体吸排機構の前記往復動部品が、互いに対向方向に往復動可能に配設されている場合、第1流体吸排機構の第1往復動部品の質量を m_1 、ストロークを l_1 、第2流体吸排機構の第2往復動部品の質量を m_2 、ストロークを l_2 としたとき、 $m_1 \times l_1 \doteq m_2 \times l_2$ とされていてもよい。

[0019] 前記第1の態様によれば、各流体吸排機構の往復動部品が、互いに対向方向に往復動可能に配設されている場合、第1流体吸排機構の第1往復動部品の質量を m_1 、ストロークを l_1 、第2流体吸排機構の第2往復動部品の質量を m_2 、ストロークを l_2 としたとき、 $m_1 \times l_1 \doteq m_2 \times l_2$ とされているため、第1流体吸排機構の第1往復動部品および第2流体吸排機構の第2往復動部品によるアンバランスモーメントを略相殺し、動バランスを取ることができる。従って、各流体吸排機構の往復動部品によるアンバランスモーメントで軸系バランスが崩れるのを防止し、確実に振動、騒音を低減することができる。

[0020] さらに、前記第1の態様に係る流体機械は、前記第1および第2往復動部品の質量 m_1 、 m_2 が、 $m_1 > m_2$ のとき、前記第1および第2往復動部品のストローク l_1 、 l_2 が、 $l_1 < l_2$ とされ、前記質量 m_1 、 m_2 が、 $m_1 < m_2$ のとき、前記ストローク l_1 、 l_2 が、 $l_1 > l_2$ とされていてもよい。

[0021] 前記第1の態様によれば、第1および第2往復動部品の質量 m_1 、 m_2 が、 $m_1 > m_2$ のとき、第1および第2往復動部品のストローク l_1 、 l_2 が、 $l_1 < l_2$ とされ、その質量 m_1 、 m_2 が、 $m_1 < m_2$ のとき、ストローク l_1 、 l_2 が、 $l_1 > l_2$ とされているため、第1および第2往復動部品の質量

m_1 、 m_2 およびストローク l_1 、 l_2 は必ずしも同一である必要はなく、質量 m_1 、 m_2 およびストローク l_1 、 l_2 をそれぞれ適宜適正な値に設定することができる。従って、流体吸排機構の機構が異なり、各々の往復動部品が互いに異なる質量、ストロークを有するものに対しても容易に適用することができる。

[0022] さらに、前記第1の態様に係る流体機械は、前記各流体吸排機構が、圧縮機構、膨張機構、ポンプ機構のいずれか、もしくはその組み合わせにより構成されていてもよい。

[0023] 前記第1の態様によれば、各流体吸排機構が、圧縮機構、膨張機構、ポンプ機構のいずれか、もしくはその組み合わせにより構成されている。このため、同一駆動軸上の両端位置に設けられる流体吸排機構を各々圧縮機構同士、膨張機構同士、ポンプ機構同士、あるいは圧縮機構と膨張機構、ポンプ機構と膨張機構の組み合わせ等々とすることにより、様々な構成の流体機械を提供し、各々の流体吸排機構における往復動部品の静バランスあるいは動バランスを取ることができる。従って、様々な流体吸排機構の往復動部品についてバランスを取ることにより、そのアンバランスモーメントで軸系バランスが崩れるのを防止し、振動、騒音を低減することができる。

[0024] さらに、前記第1の態様に係る流体機械は、前記流体吸排機構の1つが低段側圧縮機構、前記流体吸排機構の他の1つが高段側圧縮機構とされることにより、2段圧縮機が構成されていてもよい。

[0025] 前記第1の態様によれば、流体吸排機構の1つが低段側圧縮機構、流体吸排機構の他の1つが高段側圧縮機構とされることにより、2段圧縮機が構成されている。このため、2段圧縮機における低段側圧縮機構および高段側圧縮機構の往復動部品を、互いに対向方向もしくは同一方向に往復動可能に配設することにより、低段側圧縮機構および高段側圧縮機構の往復動部品の静バランスあるいは動バランスを取ることができる。従って、各圧縮機構の往復動部品についてバランスを取ることにより、そのアンバランスモーメントで軸系バランスが崩れるのを防止し、振動、騒音を低減することができる。

[0026] さらに、前記第1の態様に係る流体機械は、前記流体吸排機構の1つが前記往復動部品としてオルダムリングを備えているスクロール式流体吸排機構とされ、前記流体吸排機構の他の1つが前記往復動部品としてブレードを備えているロータリ式流体吸排機構とされている構成であってもよい。

[0027] 上記構成によれば、流体吸排機構の1つが往復動部品としてオルダムリングを備えているスクロール式流体吸排機構とされ、流体吸排機構の他の1つが往復動部品としてブレードを備えているロータリ式流体吸排機構とされている。このため、流体吸排機構の構成が異なり、一方が往復動部品としてオルダムリングを備えたスクロール式流体吸排機構、他方が往復動部品としてブレードを備えたロータリ式流体吸排機構であっても、オルダムリングとブレードとを互いに対向方向もしくは同一方向に往復動可能に配設することにより、スクロール式流体吸排機構およびロータリ式流体吸排機構の往復動部品の静バランスあるいは動バランスを取ることができる。従って、構成が異なる流体吸排機構の往復動部品によるアンバランスモーメントで軸系バランスが崩れるのを防止し、振動、騒音を低減することができる。なお、オルダムリングとブレードを比較すると、部品の大きさは異なるが、ストロークが異なり、更に材質を変えて質量を異にすることによって、静バランスあるいは動バランスを十分バランスさせることができる。

[0028] さらに、前記ロータリ式流体吸排機構を備える構成に係る流体機械は、前記ロータリ式流体吸排機構が、2気筒ロータリ式流体吸排機構とされ、その2つのブレードが互いに対向方向に往復動可能に配設されているとともに、前記スクロール式流体吸排機構に近い側の前記ブレードが、前記スクロール式流体吸排機構の前記オルダムリングと対向方向に往復動可能に配設されている構成であってもよい。

[0029] 上記構成によれば、ロータリ式流体吸排機構が、2気筒ロータリ式流体吸排機構とされ、その2つのブレードが互いに対向方向に往復動可能に配設されているとともに、スクロール式流体吸排機構に近い側のブレードが、スクロール式流体吸排機構のオルダムリングと対向方向に往復動可能に配設され

ている。このため、ロータリ式流体吸排機構の容量やトルク変動等に対応する都合上、ロータリ式流体吸排機構を2気筒ロータリ式流体吸排機構とした場合であっても、その2つのブレードを互いに対向方向に往復動可能に配設することによって、静バランスを取ることができる。この場合、スクロール式流体吸排機構側のオルダムリングによる静アンバランスが残るが、このオルダムリングとスクロール式流体吸排機構から遠い側のブレードの往復動方向の位相を合わせることにより、動アンバランス量を小さくすることができる。従って、往復動部品による動アンバランス量を減少し、軸系バランスを確保することができる。

[0030] さらに、前記2気筒ロータリ式流体吸排機構を備える構成に係る流体機械は、前記2気筒ロータリ式流体吸排機構の前記スクロール式流体吸排機構に近い側の前記ブレードが、前記スクロール式流体吸排機構から遠い側の前記ブレードよりも質量が重くされているか、もしくはストロークが長くされている構成であってもよい。

[0031] 上記構成によれば、2気筒ロータリ式流体吸排機構のスクロール式流体吸排機構に近い側のブレードが、スクロール式流体吸排機構から遠い側のブレードよりも質量が重くされているか、もしくはストロークが長くされている。このため、2気筒ロータリ式流体吸排機構の2つのブレード間の静バランスが取れず、静アンバランスが残るが、これをスクロール式流体吸排機構側のオルダムリングによる静バランスと対向させることにより、動アンバランス量を最小化することができる。これによって、往復動部品による動アンバランス量を可及的に小さくし、軸系バランスを確保することができる。

[0032] 本発明の第2の態様に係る密閉型圧縮機は、密閉ハウジング内にモータが内蔵され、その上部に該モータにより駆動軸を介して駆動される圧縮機構が設けられるとともに、前記密閉ハウジング底部の油溜まりに充填された潤滑油を給油ポンプおよび前記駆動軸中の給油孔を介して前記圧縮機構の所要潤滑部位に給油し、該部位を潤滑した油を前記圧縮機構の支持部材に設けられている排油孔および排油パイプを介して前記油溜まりに戻すようにした密閉

型圧縮機であって、前記排油パイプは、その下端が前記モータのステータコイルエンドよりも下方で、かつステータの上端よりも上方の該ステータ外周に設けられているステータカットと対向する位置で開口されており、該排油パイプの下方部が前記ステータの外周側に向って湾曲されているとともに、該排油パイプの外径が前記ステータカットの径方向幅よりも大きくされている。

[0033] 前記第2の態様によれば、圧縮機構の潤滑部位を潤滑した油を圧縮機構の支持部材に設けられている排油孔および排油パイプを介して油溜まりに戻すようにしている密閉型圧縮機にあって、排油パイプの下端がモータのステータコイルエンドよりも下方で、かつステータの上端よりも上方のステータ外周に設けられているステータカットと対向する位置で開口されており、該排油パイプの下方部がステータの外周側に向って湾曲されているとともに、該排油パイプの外径がステータカットの径方向幅よりも大きくされている。このため、圧縮機構の潤滑部位を潤滑した油を支持部材に設けられている排油孔から排油パイプへと導き、ステータカットの径方向幅よりも外径が大きくされている排油パイプによって流路圧損を抑えつつ、パイプ下方部のステータ外周側に向って湾曲されている部位により遠心方向に向って流出させ、その下端開口から対向するステータカット内へと確実に導き入れることができる。従って、ハウジング径やステータカット幅を大きくすることなく、また排油経路中の流路圧損を抑制しつつ、排油パイプから流出される油を確実にステータカットへと導入してスムーズに油溜まりに流下させることができ、密閉型圧縮機からの油上がりを防止することができる。

[0034] さらに、前記第2の態様に係る密閉型圧縮機においては、前記排油パイプは、前記支持部材に半径方向外側に向って設けられている前記排油孔と交差する下向きのパイプ挿入孔にその上端部が挿入設置され、前記排油パイプ上端部の外周面に設けられている横穴または切欠きを介して前記排油孔から排出される油が前記排油パイプ側に導入可能とされていてもよい。

[0035] 前記第2の態様によれば、排油パイプが、支持部材に半径方向外側に向っ

て設けられている排油孔と交差する下向きのパイプ挿入孔にその上端部が挿入設置され、該排油パイプ上端部の外周面に設けられている横穴または切欠きを介して排油孔から排出される油が排油パイプ側に導入可能とされている。このため、排油パイプの上端部を排油孔と交差する下向きのパイプ挿入孔に挿入することによって、排油パイプ上端部の外周面に設けられている横穴または切欠きと排油孔とを連通させ、圧縮機構の潤滑部位を潤滑した油をステータカットへと導く排油経路を形成することができる。従って、排油孔の外側端部を塞ぐ必要がなく、排油経路の形成を容易化することができるとともに、冷媒ガスによる油の巻き上げを確実に抑制することができる。

[0036] さらに、前記第2の態様に係る密閉型圧縮機においては、前記排油パイプの下端開口部は、前記密閉ハウジングの内周面に沿って開口するように斜めにカットされていてもよい。

[0037] 前記第2の態様によれば、排油パイプの下端開口部が、密閉ハウジングの内周面に沿って開口するように斜めにカットされている。このため、排油パイプの下端開口部を密閉ハウジングの内周面と略平行に下方に向かって長く開口することができる。これによって、排油パイプの下端開口からステータカットに向かって流出される油の指向性を高め、より確実にステータカット内に導入することができる。

[0038] また、本発明の第3の態様に係る密閉型圧縮機は、密閉ハウジング内にモータが内蔵され、その上部に該モータにより駆動軸を介して駆動される圧縮機構が設けられるとともに、前記密閉ハウジング底部の油溜まりに充填された潤滑油を給油ポンプおよび前記駆動軸中の給油孔を介して前記圧縮機構の所要潤滑部位に給油し、該部位を潤滑した油を前記圧縮機構の支持部材に設けられている排油孔および排油パイプを介して前記油溜まりに戻すようにしている密閉型圧縮機であって、前記排油パイプは、前記支持部材に半径方向外側に向かって設けられている前記排油孔と交差する下向きのパイプ挿入孔にその上端部が挿入設置されており、前記排油パイプ上端部の外周面に設けられている横穴または切欠きを介して前記排油孔から排出される油が前記排油

パイプ側に導入可能とされている。

[0039] 前記第3の態様によれば、圧縮機構の所要潤滑部位を潤滑した油を圧縮機構の支持部材に設けられている排油孔および排油パイプを介して油溜まりに戻すようにしている密閉型圧縮機にあって、排油パイプが、支持部材に半径方向外側に向って設けられている排油孔と交差する下向きのパイプ挿入孔にその上端部が挿入設置されており、該排油パイプ上端部の外周面に設けられている横穴または切欠きを介して排油孔から排出される油が排油パイプ側に導入可能とされている。このため、排油パイプの上端部を排油孔と交差する下向きのパイプ挿入孔に挿入することによって、排油パイプ上端部の外周面に設けられている横穴または切欠きと排油孔とを連通させ、圧縮機構の潤滑部位を潤滑した油をステータカットへと導く排油経路を形成することができる。従って、排油孔の外側端部を塞ぐ必要がなく、排油経路の形成を容易化することができるとともに、冷媒ガスによる油の巻き上げを確実に抑制することができる。

[0040] さらに、前記第2の態様または第3の態様に係る密閉型圧縮機においては、前記排油パイプは、その上端部が前記パイプ挿入孔に圧入により挿入設置されている構成であってもよい。

[0041] 上記構成によれば、排油パイプの上端部がパイプ挿入孔に圧入により挿入設置されている。このため、排油パイプとパイプ挿入孔との間および排油孔の排油パイプより外側端部への油の漏れ隙間をなくすることができる。これにより、排油孔およびパイプ挿入孔からの油漏れをなくし、効果的に油を油溜まりへと導くことができ、油上がりを抑制することができるとともに、排油パイプの脱落を確実に防止することができる。

[0042] さらに、前記第2の態様または第3の態様に係る密閉型圧縮機においては、前記排油パイプは、前記パイプ挿入孔に挿入設置される前記上端部の下位置に取付けプレートが一体に設けられ、該取付けプレートを介して前記排油パイプが前記支持部材に対して前記パイプ挿入孔を閉鎖するように挿入設置されている構成であってもよい。

- [0043] 上記構成によれば、排油パイプが、パイプ挿入孔に挿入設置される上端部の下位置に取付けプレートが一体に設けられ、該取付けプレートを介して排油パイプが支持部材に対してパイプ挿入孔を閉鎖するように挿入設置されている。このため、取付けプレートが一体に設けられている排油パイプの上端部分をパイプ挿入孔に挿入し、支持部材に排油パイプを設置することによって、取付けプレートでパイプ挿入孔を油漏れしないように封鎖することができる。従って、パイプ挿入孔からの油漏れをなくし、効果的に油を油溜まりへと導くことができ、油上がりを抑制することができるとともに、排油パイプの脱落を防止することができる。
- [0044] さらに、前記取付けプレートが設けられている構成に係る密閉型圧縮機においては、前記取付けプレートは、前記支持部材に対してネジ止め固定され、その状態で前記排油孔と前記排油パイプに設けられている前記横穴または切欠きとの位置および前記排油パイプの方向が所定位置および方向に設定されるように予め前記排油パイプと一体化されている構成であってもよい。
- [0045] 上記構成によれば、取付けプレートが、支持部材に対してネジ止め固定され、その状態で排油孔と排油パイプに設けられている横穴または切欠きとの位置および排油パイプの方向が所定位置および方向に設定されるように予め排油パイプと一体化されている。このため、取付けプレートが一体にアセンブリされている排油パイプをパイプ挿入孔に挿入し、取付けプレートを支持部材にネジ止め固定するだけで、排油孔と排油パイプに設けられている横穴または切欠きとの位置および排油パイプの方向を所定の位置および方向に設定することができる。これによって、排油パイプの組み付けの容易化と組み付け精度の向上を図ることができ、油をより確実にステータカット内に導き入れることができる。
- [0046] さらに、前記取付けプレートが設けられている構成に係る密閉型圧縮機においては、前記排油パイプは、前記パイプ挿入孔に挿入設置される前記上端部の下位置で径が縮小された段付きパイプとされ、該段付き部に前記取付けプレートが接合されている構成であってもよい。

[0047] 上記構成によれば、排油パイプが、パイプ挿入孔に挿入設置される上端部の下位置で径が縮小された段付きパイプとされ、該段付き部に取付けプレートが接合されている。このため、取付けプレートをパイプの段付き部を利用して排油パイプの規定位置に簡易にロー付けまたは接着等により接合し、一体にアセンブリすることができる。従って、取付けプレート付き排油パイプの製造およびその組み付けを容易化し、密閉型圧縮機の組み立て性を向上することができる。

発明の効果

[0048] 本発明によると、同一駆動軸上の両端位置に設けられる2以上の流体吸排機構の往復動部品が互いに対向方向に往復動可能に配設されている場合、主に静バランスを取ることができ、また、往復動部品が互いに同一方向に往復動可能に配設されている場合、主に動バランスを取ることができる。このため、各流体吸排機構の往復動部品についてバランスを取ることにより、そのアンバランスモーメントで軸系バランスが崩れるのを防止し、振動、騒音の低減を図ることができる。

[0049] また、本発明によると、圧縮機構の潤滑部位を潤滑した油を支持部材に設けられている排油孔から排油パイプへと導き、ステータカットの径方向幅よりも外径が大きくされている排油パイプによって流路圧損を抑えつつ、パイプ下方部のステータ外周側に向って湾曲されている部位により遠心方向に向って流出させ、その下端開口から対向するステータカット内へと確実に導き入れることができる。このため、ハウジング径やステータカット幅を大きくすることなく、また排油経路中の流路圧損を抑制しつつ、排油パイプから流出される油を確実にステータカットへと導入してスムーズに油溜まりに流下させることができ、密閉型圧縮機からの油上がりを防止することができる。

[0050] さらに、本発明によると、排油パイプの上端部を排油孔と交差する下向きのパイプ挿入孔に挿入することにより、排油パイプ上端部の外周面に設けられている横穴または切欠きと排油孔とを連通させ、圧縮機構の潤滑部位を潤滑した油をステータカットへと導く排油経路を形成することができる。この

ため、排油孔の外側端部を塞ぐ必要がなく、排油経路の形成を容易化することができるとともに、冷媒ガスによる油の巻き上げを確実に抑制することができる。

図面の簡単な説明

[0051] [図1]本発明の第1実施形態に係る流体機械（2段圧縮機）の縦断面図である。

[図2]図1中のA-A断面相当図である。

[図3]図1中のB-B断面相当図である。

[図4]本発明の第2実施形態に係る流体機械（2段圧縮機）の模式図である。

[図5]図4の第2実施形態に対する比較例の模式図である。

[図6]図1の第1実施形態に係る流体機械のオルダムリング運動方向に対するブレード運動方向の位相と静アンバランス量との関係を示すグラフである。

[図7]図4の第2実施形態に係る流体機械のオルダムリング運動方向に対する上側ブレード運動方向の位相と動アンバランス量との関係を示すグラフである。

[図8]図1に示す密閉型圧縮機のC矢視図である。

[図9]図1に示す密閉型圧縮機のD矢視図である。

[図10]図1に示す密閉型圧縮機の排油パイプ設置部の構成図である。

[図11]本発明の第4実施形態に係る密閉型圧縮機の排油孔と排油パイプの接続部の構成図である。

[図12]図11に示す排油孔と排油パイプの接続部の変形例（A）、（B）の部分構成図である。

[図13]本発明の第5実施形態に係る排油パイプ設置部の構成図である。

[図14]図13に示す排油パイプアセンブリの正面図（A）とその左側面図（B）、右側面図（C）および平面図（D）である。

[図15]本発明の第6実施形態に係る排油パイプ設置部の構成図である。

発明を実施するための形態

[0052] 以下に、本発明にかかる実施形態について、図面を参照して説明する。

[第1実施形態]

以下、本発明の第1実施形態について、図1ないし図3および図6を用いて説明する。

図1には、本発明の第1実施形態に係る流体機械の縦断面図が示され、図2には、そのA-A断面相当図、図3には、そのB-B断面相当図が示されている。なお、本実施形態では、便宜的に、同一駆動軸上の両端位置に少なくとも2以上の流体吸排機構が連結されている流体機械の一例として、1つの流体吸排機構である低段側圧縮機構にロータリ式圧縮機構2、他の1つの流体吸排機構である高段側圧縮機構にスクロール式圧縮機構3を用いた2段圧縮機1の例について説明するが、本発明の流体機械は、このような2段圧縮機1に限定されるものでないことはもちろんである。

[0053] 本実施形態の2段圧縮機（流体機械）1は、密閉ハウジング10を備えている。密閉ハウジング10内の略中央部には、ステータ5とロータ6とから構成されるモータ4が固定設置され、そのロータ6には、駆動軸（クランク軸）7が一体に結合されている。駆動軸7の一端部側であるモータ4の下方位置には、1つの流体吸排機構である低段側ロータリ式圧縮機構2が設けられている。

[0054] 低段側ロータリ式圧縮機構2は、シリンダ室20を備え、密閉ハウジング10に複数箇所を栓溶接等によって固定設置されたシリンダ本体21と、シリンダ本体21の上下に固定設置され、シリンダ室20の上部および下部を密閉する上部軸受22および下部軸受23と、駆動軸7の偏心部7Aに嵌合され、シリンダ室20の内周面を回転するロータ24と、シリンダ室20内を吸入側と吐出側とに仕切るブレード25および該ブレード25を押圧するブレード押えバネ26（図3参照）等を備えている。

[0055] この低段側ロータリ式圧縮機構2自体は、公知のものでよく、吸入管27を介してシリンダ室20内に低圧の冷媒ガス（作動ガス）を吸入し、該冷媒ガスをロータ24の回転によって中間圧まで圧縮した後、吐出チャンバ28A、28B内に吐き出し、吐出チャンバ28A内で合流した後、密閉ハウジ

ング10内に吐出するように構成されている。この中間圧冷媒ガスは、モータ4のロータ6に設けられているガス通路孔6A等を流通してモータ4の上方空間に流動し、流体吸排機構である高段側スクロール式圧縮機構3へと吸入されて2段圧縮されるようになっている。

[0056] 他の流体吸排機構である高段側スクロール式圧縮機構3は、駆動軸7の他端部側であってモータ4の上方位置に設けられており、駆動軸7を支持する軸受30が設けられ、密閉ハウジング10内に固定設置されている支持部材31（フレーム部材または軸受部材とも呼ばれている。）上に組み込まれている。支持部材31は、密閉ハウジング10に対して円周上の複数箇所では溶接等により固定設置されており、その外周面には、密閉ハウジング10の内周面との間で冷媒ガスの吸込み流路を構成する切欠き部31A（図2参照）が形成されている。

[0057] この高段側スクロール式圧縮機構3は、各々端板32A、33A上に立設された渦巻き状ラップ32B、33Bを備え、渦巻き状ラップ32B、33Bを互いに噛み合わせて支持部材31上に組み付けることにより一对の圧縮室34を構成する固定スクロール部材32および回転スクロール部材33と、回転スクロール部材33と駆動軸7の軸端に設けられた偏心ピン7Bとを結合し、回転スクロール部材33を公転回転駆動させる回転ボス部35と、回転スクロール部材33と支持部材31間に設けられ、回転スクロール部材33の自転を防止しつつ公転回転させる自転防止機構としてのオルダムリング36と、固定スクロール部材32の背面に設けられた吐出弁40と、固定スクロール部材32の背面に固定設置され、固定スクロール部材32との間に吐出チャンバ41を形成する吐出カバー42等を備えている。

[0058] 高段側スクロール式圧縮機構3自体は、公知のものでよく、低段側ロータリ式圧縮機構2により圧縮され、密閉ハウジング10内に吐き出された中間圧の冷媒ガスを圧縮室34内に吸込み、それを回転スクロール部材33の公転回転駆動により吐出圧（高圧）まで圧縮した後、吐出弁40を経て吐出チャンバ41に吐き出すように構成されている。この高圧冷媒ガスは、吐出チ

ャンバ4 1から吐出管4 3を経て圧縮機外部、すなわち冷凍サイクル側に吐出されるようになっている。

[0059] 上記駆動軸7の最下端部位と低段側ロータリ式圧縮機構2の下部軸受2 3との間には、公知の容積形給油ポンプ1 1が組み込まれている。この給油ポンプ1 1は、密閉ハウジング1 0の底部に形成される油溜まり1 2に充填されている潤滑油（以下、単に油と称する場合もある。）1 3を汲み上げ、駆動軸7内に設けられている給油孔1 4を介して低段側ロータリ式圧縮機構2および高段側スクロール式圧縮機構3の軸受部等の所要潤滑部位に潤滑油1 3を強制給油するためのものである。

[0060] また、高段側スクロール式圧縮機構3には、軸受部等の所要潤滑部位を潤滑した潤滑油を密閉ハウジング1 0底部の油溜まり1 2に戻す排油経路が設けられている。この排油経路は、旋回スクロール部材3 3の旋回ボス部3 5が収容されるとともに、所要潤滑部位を潤滑した油が集められる支持部材3 1の空間部4 4と支持部材3 1の外周部間に穿設された排油孔4 5と、該排油孔4 5と交差する下向きのパイプ挿入孔4 6に挿入設置された排油パイプ4 7とから構成されている。排油パイプ4 7は、支持部材3 1の下面から下方に延長され、その下端がモータ4のステータコイルエンド5 Aよりも下方位置で、ステータ5の外周に設けられているステータカット5 Bの1つに向けて開口されている。

[0061] 上記の2段圧縮機1において、第1流体吸排機構である低段側ロータリ式圧縮機構2を駆動する駆動軸7の偏心部7 Aと、第2流体吸排機構である高段側スクロール式圧縮機構3を駆動する駆動軸7の偏心ピン7 Bとは、互いに対向方向もしくは同一方向に設けられている。これによって、各圧縮機構2, 3の回転部の軸系バランス、すなわち偏心部7 Aと偏心ピン7 Bとを対向方向に設けることで主に静バランスを取り、偏心部7 Aと偏心ピン7 Bとを同一方向に設けることで主に動バランスを取るよう構成されている。

[0062] さらに、高段側スクロール式圧縮機構（第2流体吸排機構）3において、旋回スクロール部材3 3の自転を防止するオルダムリング3 6は、図2に示

されるように、楕円形状をしたリング部 36 A に対して十字方向に一对のキー 36 B, 36 C が表面側および裏面側に設けられた構成とされている。表面側のキー 36 B が旋回スクロール部材 33 の端板 33 A の背面に設けられているキー溝（図示省略）内に摺動可能に嵌合され、裏面側のキー 36 C が支持部材 31 のスラスト軸受面に設けられているキー溝 31 B 内に摺動可能に嵌合されている。このオルダムリング（第 2 往復動部品）36 は、キー溝 31 B の中心を通る図 2 中に示す直線 S 上を往復動可能に配設されている。

[0063] 一方、上記低段側ロータリ式圧縮機構（第 1 流体吸排機構）2 において、シリンダ室 20 内を吸入側と吐出側とに仕切っているブレード 25 は、図 3 に示されるように、シリンダ本体 21 に半径方向に設けられているブレード溝 21 A 内に、先端部がシリンダ室 20 内に突出されるようにブレード押えバネ 26 を介して摺動可能に嵌合されている。このブレード（第 1 往復動部品）25 は、上記オルダムリング 36 と 180° 対向方向に往復動可能に配設するのが最も望ましいが、必ずしも 180° 対向する方向に限定されるものではなく、ここでは、その分力の大きさを考慮して 180° 対向する方向の直線 S 上に対して $\pm 45^\circ$ 以内の範囲を含むものとしている。

[0064] 本実施形態において、ブレード 25 は、オルダムリング 36 が往復動する直線 S 上に対して 20° 傾いた直線 R 上に往復動可能に配設されている。なお、ブレード 25 の往復動方向は、上記した通り、オルダムリング 36 に対して 180° 対向方向とするのが最も望ましいが、許容される最大範囲は、 $\pm 45^\circ$ 以内、好ましくは $\pm 30^\circ$ 以内、より好ましくは $\pm 20^\circ$ 以内の範囲である。

[0065] また、上記低段側ロータリ式圧縮機構（第 1 流体吸排機構）2 のブレード（第 1 往復動部品）25 および上記高段側スクロール式圧縮機構（第 2 流体吸排機構）3 のオルダムリング（第 2 往復動部品）36 は、ブレード（第 1 往復動部品）25 の質量を m_1 、往復動時のストロークを l_1 、オルダムリング（第 2 往復動部品）36 の質量を m_2 、往復動時のストロークを l_2 、としたとき、下記（1）式を満たすように構成されている。

$$m1 \times l1 \div m2 \times l2 \cdots (1)$$

[0066] 一般的には、上記2部品の大きさや材料等により、各々の質量 $m1$ 、 $m2$ が、 $m1 > m2$ の場合、ストローク $l1$ 、 $l2$ を、 $l1 < l2$ として上記(1)式を満たし、一方、質量 $m1$ 、 $m2$ が、 $m1 < m2$ の場合、そのストローク $l1$ 、 $l2$ を、 $l1 > l2$ とすることによって上記(1)式を満たすようにすればよい。本実施形態では、オルダムリング(第2往復動部品)36の方がブレード(第1往復動部品)25よりかなり大きく、 $m2 > m1$ であり、一方、往復動時のストロークは、 $l2 < l1$ となっているが、大きさが大分違うことから同じ材料製にすると、(1)式を満たすことが困難なため、オルダムリング(第2往復動部品)36を軽量なアルミ合金材製とすることで、上記(1)式を満たすように構成している。

[0067] なお、本実施形態においては、低段側ロータリ式圧縮機構2の往復動部品であるブレード25と、高段側スクロール式圧縮機構3の往復動部品であるオルダムリング36とを互いに対向方向に往復動可能に配設することによって、往復動部品であるブレード25およびオルダムリング36について、主に静バランスを取るようになっているが、ブレード25とオルダムリング36とを互いに同一方向(0°方向およびその方向に対して±45°以内の範囲を含む)に往復動可能に配設することによって、往復動部品であるブレード25およびオルダムリング36について、主に動バランスを取るようにしてもよい。

[0068] 以上に説明の構成により、本実施形態によると、以下の作用効果を奏する。

吸入管27を介して低段側ロータリ式圧縮機構2のシリンダ室20に吸入された低圧冷媒ガスは、ロータ24の回転により中間圧まで圧縮された後、吐出チャンバ28A、28Bに吐き出される。この中間圧冷媒ガスは、吐出チャンバ28Aで合流され、電動モータ4の下部空間内に吐き出された後、モータ4のロータ6に設けられているガス通路孔6A等を流通してモータ4の上部空間に流動される。

- [0069] モータ 4 の上部空間に流動された中間圧冷媒ガスは、高段側スクロール式圧縮機構 3 を構成する支持部材 3 1 の外周面に設けられている切欠き部 3 1 A を経て高段側スクロール式圧縮機構 3 の吸入口に導かれ、圧縮室 3 4 に吸込まれる。この中間圧冷媒ガスは、高段側スクロール式圧縮機構 3 によって高圧に 2 段圧縮された後、吐出弁 4 0 から吐出チャンバ 4 1 内に吐き出され、吐出管 4 3 を介して圧縮機の外部、すなわち冷凍サイクル側へと送り出される。
- [0070] この 2 段圧縮過程中に、給油ポンプ 1 1 により駆動軸 7 内の給油孔 1 4 を介して低段側ロータリ式圧縮機構 2 の潤滑部位に給油された油 1 3 は、所要の部位を潤滑後、密閉ハウジング 1 0 底部の油溜まり 1 2 に流下される。また、高段側スクロール式圧縮機構 3 の潤滑部位に給油された油 1 3 は、所要の部位を潤滑後、一部は冷媒ガス中に溶け込み、吐出ガスと共に冷凍サイクル側へと送り出されるが、大部分は空間部 4 4 に集められ、排油孔 4 5 および排油パイプ 4 7 を経て、排油パイプ 4 7 の下端開口よりモータ 4 のステータカット 5 B 内へと導かれ、該ステータカット 5 B を介して密閉ハウジング 1 0 底部の油溜まり 1 2 に流下されることになる。
- [0071] また、上記駆動軸 7 の両端位置に連結され、該駆動軸 7 の回転によって駆動される低段側ロータリ式圧縮機構 2 の回転部分と高段側スクロール式圧縮機構 3 の回転部分は、各低段側ロータリ式圧縮機構 2 および高段側スクロール式圧縮機構 3 と結合されている駆動軸 7 の偏心部 7 A と偏心ピン 7 B とが互いに対向方向もしくは同一方向に設けられることによって、静アンバランス量もしくは動アンバランス量が減少され、駆動軸 7 の軸系バランスが取られることで、振動および騒音の低減が図られている。
- [0072] 同様に、本実施形態においては、第 1 流体吸排機構である低段側ロータリ式圧縮機構 2 の往復動部品であるブレード 2 5 と第 2 流体吸排機構である高段側スクロール式圧縮機構 3 の往復動部品であるオルダムリング 3 6 とが互いに対向方向もしくは同一方向に往復動可能に配設されている。このため、往復動部品であるブレード 2 5 およびオルダムリング 3 6 についても、静ア

ンバランス量もしくは動アンバランス量を可及的に小さくすることができる。

[0073] 斯くして、本実施形態によれば、第1流体吸排機構である低段側ロータリ式圧縮機構2および第2流体吸排機構である高段側スクロール式圧縮機構3の回転部の軸系バランスだけでなく、それぞれの圧縮機構2, 3に設けられているブレード25およびオルダムリング36等の往復動部品についてのバランスをも取ることができる。従って、当該往復動部品25, 36によるアンバランスモーメントで上記軸系バランスが崩れるのを防止し、確実に振動、騒音の低減を図ることができる。

[0074] 図6のグラフには、上記オルダムリング36の運動方向に対するブレード25の運動方向の位相 [deg] と静アンバランス量 [g * mm] との関係が示されている。このグラフからも、オルダムリング36とブレード25とを互いに180° 対向方向に往復動可能に配設することにより、静アンバランス量が最小化されることが明らかである。なお、図6のグラフ中の曲線x, yは、駆動軸7の中心を通るx方向、y方向の静アンバランス量の変化を表す線、曲線Rは、そのトータル線であり、位相が180 [deg] の時、静アンバランス量 [g * mm] がミニマムとなっていることが解る。

[0075] また、ブレード25およびオルダムリング36等の往復動部品が互いに往復動可能とされる対向方向もしくは同一方向には、その方向の直線上に対して±45° 以内の範囲が含まれる。このため、ブレード25およびオルダムリング36が互いに180° 対向方向あるいは同一方向(0° 方向)に往復動可能に配設されているものに限定されず、各々の方向に対して±45° 以内に配設されておれば、その分力により静アンバランス量あるいは動アンバランス量を十分に小さくすることができ、従って、ブレード25およびオルダムリング36を180° 対向方向あるいは同一方向(0° 方向)に配設できない場合であっても、各々の方向に対して±45° 以内の範囲に配設することで、当該往復動部品によるアンバランスモーメントを可及的に小さくし、振動、騒音を低減することができる。

[0076] さらに、本実施形態では、互いに対向方向に往復動可能とされている低段側ロータリ式圧縮機構（第1流体吸排機構）2のブレード（第1往復動部品）25と、高段側スクロール式圧縮機構（第2流体吸排機構）3のオルダムリング（第2往復動部品）36は、ブレード（第1往復動部品）25の質量を m_1 、ストロークを l_1 、オルダムリング（第2往復動部品）36の質量を m_2 、ストロークを l_2 としたとき、 $m_1 \times l_1 \doteq m_2 \times l_2$ とされている。このため、ブレード（第1往復動部品）25およびオルダムリング（第2往復動部品）36によるアンバランスモーメントを略相殺し、動バランスを取ることができ、従って、各圧縮機構の往復動部品25、36によるアンバランスモーメントで軸系バランスが崩れるのを防止し、確実に振動、騒音を低減することができる。

[0077] また、上記において、ブレード（第1往復動部品）25およびオルダムリング（第2往復動部品）36の質量 m_1 、 m_2 が、 $m_1 > m_2$ のとき、それぞれのストローク l_1 、 l_2 が、 $l_1 < l_2$ とされ、その質量 m_1 、 m_2 が、 $m_1 < m_2$ のとき、そのストローク l_1 、 l_2 が、 $l_1 > l_2$ とされているため、ブレード（第1往復動部品）25およびオルダムリング（第2往復動部品）36の質量 m_1 、 m_2 およびストローク l_1 、 l_2 は、必ずしも同一である必要はなく、質量 m_1 、 m_2 およびストローク l_1 、 l_2 をそれぞれ適宜適正な値に設定することができる。従って、圧縮機構（流体吸排機構）の機構が異なり、各々の往復動部品が互いに異なる質量、ストロークを有するものに対しても容易に適用することができる。

[0078] また、本実施形態では、流体吸排機構の1つが低段側ロータリ式圧縮機構2、流体吸排機構の他の1つが高段側スクロール式圧縮機構3とされ、各々が往復動部品であるブレード25およびオルダムリング36を備え、2段圧縮機1を構成している。そして、その往復動部品であるブレード25とオルダムリング36とを互いに対向方向もしくは同一方向に往復動可能に配設することによって、低段側ロータリ式流体吸排機構2および高段側スクロール式圧縮機構3の往復動部品であるブレード25およびオルダムリング36の

静バランスあるいは動バランスを取っている。

[0079] その結果、構成が異なる2つの流体吸排機構（低段側ロータリ式圧縮機構2と高段側スクロール式圧縮機構3）の往復動部品25, 36によるアンバランスモーメントで軸系バランスが崩れるのを防止し、振動、騒音を低減することができる。なお、ブレード25とオルダムリング36とを比較すると、部品の大きさとしては、オルダムリング36の方が相当大きく、往復動時のストローク11, 12は、ブレード25の方が若干大きく、それぞれ異なるものの、材質を変えて質量 m_1 , m_2 を異にすることによって、静バランスあるいは動バランスを十分バランスさせ、振動、騒音を低減することができる。

[0080] [第2実施形態]

次に、本発明の第2実施形態について、図4, 図5および図7を用いて説明する。

本実施形態は、上記した第1実施形態に対して、低段側ロータリ式圧縮機構が2気筒ロータリ式圧縮機構2Aとされている点が異なる。その他の点については、第1実施形態と同様であるので説明は省略する。

本実施形態では、低段側ロータリ式圧縮機構が、ロータリ式圧縮機構の容量やトルク変動等に対応するため、2気筒ロータリ式圧縮機構2Aとされ、駆動軸7の下端部に対して偏心部7Aが上下2箇所に設けられ、これに対応してシリンダ本体21内にシリンダ室20が2個形成され、各シリンダ室20内にそれぞれロータ24が駆動軸7の偏心部7Aにより回動可能に設けられた構成とされている。

[0081] この2気筒ロータリ式圧縮機構2Aにおいては、図4に示されるように、各シリンダ室20に対応して上下に2枚のブレード25A, 25Bが半径方向に往復動可能に配設されている。そして、この上下2枚のブレード25A, 25Bおよび上下2箇所の偏心部7Aは、互いに180°対向方向に配設され、2気筒ロータリ式圧縮機構2A内において、それぞれ回転部および往復動部品であるブレード25A, 25B同士の静バランスが取られるように

構成されている。

[0082] ここで、一方の流体吸排機構である低段側ロータリ式圧縮機構を2気筒ロータリ式圧縮機構2Aとし、この2気筒ロータリ式圧縮機構2A内において、それぞれ回転部および往復動部品であるブレード25A、25B同士の静バランスを取るようにした場合、他方の流体吸排機構である高段側スクロール式圧縮機構3のオルダムリング36の静バランスが残ってしまう。そこで、図4に示されるように、オルダムリング36と2気筒ロータリ式圧縮機構2Aの下側のブレード25B、すなわち高段側スクロール式圧縮機構3から遠い側のブレード25Bとの往復動方向を同一方向に位相を合わせて配設し、上側のブレード25Aをオルダムリング36と対向方向に往復動可能に配設した構成としている。

[0083] つまり、一方の流体吸排機構を2気筒ロータリ式圧縮機構2Aとした場合、高段側スクロール式圧縮機構3のオルダムリング36に対して、図5に示されるように、2気筒ロータリ式圧縮機構2Aの上側のブレード25A、すなわち高段側スクロール式圧縮機構3に近い側のブレード25Aの往復動方向を同一方向に位相を合わせて配設した構成とする場合と、図4に示されるように、上側のブレード25A、すなわち高段側スクロール式圧縮機構3に近い側のブレード25Aの往復動方向を対向方向として配設した構成とする場合とが考えられるが、本実施形態においては、後者の構成を採用している。

[0084] 斯くして、一方の流体吸排機構を2気筒ロータリ式圧縮機構2Aとした場合でも、その往復動部品である上下2枚のブレード25A、25Bを互いに対向方向に往復動可能に配設することによって、2気筒ロータリ式圧縮機構2A内での静バランスを取ることができる。そして、この場合、高段側スクロール式圧縮機構3側の往復動部品であるオルダムリング36による静アンバランスが残るが、このオルダムリング36と高段側スクロール式圧縮機構3から遠い側のブレード25Bの往復動方向の位相を合わせることにより、駆動軸7の軸方向中心に作用する往復動部品によるアンバランスモーメント

を相殺し、動アンバランス量を最小化することができる。これによって、往復動部品による動アンバランス量を減少し、軸系バランスを確保することができる。

[0085] 図7のグラフには、オルダムリング36の運動方向に対する2枚のブレード25A、25Bの運動方向の位相 [deg] と動アンバランス量 [g * mm²] との関係が図示されている。このグラフからも、オルダムリング36と上側ブレード25Aとを互いに180° 対向方向（オルダムリング36と下側ブレード25Bとが同位相方向）に往復動可能に配設することにより、動アンバランス量が最小化されることが明らかである。なお、図7のグラフ中の曲線x、yは、駆動軸7の中心を通るx方向、y方向の動アンバランス量の変化を表す線、曲線Rは、そのトータル線であり、位相が180 [deg] の時、動アンバランス量 [g * mm²] がミニマムとなっていることが解る。

[0086] また、本実施形態においては、2気筒ロータリ式圧縮機構2A内の高段側スクロール式圧縮機構3に近い上側のブレード25Aを、高段側スクロール式圧縮機構3から遠い下側のブレード25Bよりも質量を重くするか、もしくはストロークを長くした構成とすることができる。この構成により、2気筒ロータリ式圧縮機構2A内において上下2枚のブレード25A、25B間の静バランスが取れず、静アンバランスが残ったとしても、それを高段側スクロール式圧縮機構3側のオルダムリング36による静バランスと対向させることで、動アンバランス量を最小化することができる。従って、これによっても、往復動部品の動アンバランス量を可及的に小さくし、軸系バランスを確保することができる。

[0087] [第3実施形態]

次に、本発明の第3実施形態について、図1および図8ないし図10を用いて説明する。

本実施形態においては、上記した第1実施形態と同様である構成については説明を省略する。

図 1 には、本発明の第 3 実施形態に係る密閉型圧縮機の縦断面図が示され、図 8 には、その C 矢視図、図 9 には、その D 矢視図、図 10 には、その排油パイプ設置部の構成図が示されている。なお、本実施形態では、便宜的に、低段側圧縮機構 2 にロータリ圧縮機構、高段側圧縮機構 3 にスクロール圧縮機構を用いた密閉型多段圧縮機（密閉型圧縮機）1 の例について説明するが、密閉型圧縮機は、多段圧縮機である必要はなく、単段圧縮機であってもよいことはもちろんであり、また、圧縮機構も上記のロータリやスクロール式の圧縮機構に限定されるものでないことはもちろんである。

[0088] 本実施形態に係る密閉型多段圧縮機 1 には、第 1 実施形態と同様の構成を有する低段側ロータリ圧縮機構 2 と、高段側スクロール圧縮機構 3 が設置されている。高段側スクロール圧縮機構 3 には、軸受部等の所要の潤滑部位を潤滑した油を密閉ハウジング 10 底部の油溜まり 12 に戻すための排油経路が設けられている。この排油経路は、旋回スクロール部材 33 の旋回ボス部 35 が収容されるとともに、所要潤滑部位を潤滑した油が集まる支持部材 31 の空間部 44 と、該空間部 44 と支持部材 31 の外周部との間に穿設された排油孔 45 と、該排油孔 45 と交差する下向きのパイプ挿入孔 46 に挿入設置された排油パイプ 47 とから構成されている。

[0089] 排油パイプ 47 は、図 10 に示されるように、支持部材 31 の下面から下方に延長されており、その下端が高段側スクロール圧縮機構 3 の下方に配置されているモータ 4 のステータコイルエンド 5A よりも下方で、かつステータ 5 の上端よりも上方の範囲 H の間に配設された構成とされている。また、この排油パイプ 47 は、下方部がステータ 5 の外周側に向って滑らかに湾曲されているとともに、その下端開口がステータ 5 の外周に設けられている複数箇所のステータカット 5B（図 1 参照）の 1 つと対向する位置で開口されるように構成されている。更に、排油パイプ 47 の外径 D は、ステータカット 5B の径方向幅 L よりも大きくされ、排油経路での流路圧損を低減し、油をスムーズに排油できるように構成されている。

[0090] なお、本発明にあって、排油パイプ 47 の下方部がステータ 5 の外周側に

向って滑らかに湾曲されているとは、円弧状に滑らかに湾曲されているものはもちろんのこと、下方部分が外周側に向って屈曲され、全体として下方部分が滑らかに曲げられているものも包含されるものとする。

[0091] 以上に説明の構成により、本実施形態によると、以下の作用効果を奏する。

吸入管 27 を介して低段側ロータリ圧縮機構 2 のシリンダ室 20 に直接吸入された低圧の冷媒ガスは、ロータ 24 の回転により中間圧まで圧縮された後、吐出チャンバ 28 A, 28 B に吐き出される。この中間圧冷媒ガスは、吐出チャンバ 28 A で合流され、電動モータ 4 の下部空間内に吐き出された後、モータ 4 のロータ 6 に設けられているガス通路孔 6 A 等を流通してモータ 4 の上部空間に流動される。

[0092] モータ 4 の上部空間に流動された中間圧の冷媒ガスは、高段側スクロール圧縮機構 3 を構成する支持部材 31 の外周面に設けられている切欠き部 31 A を経て高段側スクロール圧縮機構 3 の吸入口に導かれ、圧縮室 34 に吸込まれる。この中間圧の冷媒ガスは、高段側スクロール圧縮機構 3 によって高圧に 2 段圧縮された後、吐出弁 40 から吐出チャンバ 41 内に吐き出され、吐出管 43 を介して圧縮機の外部、すなわち冷凍サイクル側へと送り出される。

[0093] この 2 段圧縮過程中に、給油ポンプ 11 により給油孔 14 を介して低段側ロータリ圧縮機構 2 の潤滑部位に給油された潤滑油 13 は、所要の潤滑部位を潤滑後、その一部は油溜まり 12 に流下し、他の一部は冷媒ガス中に溶け込み、中間圧の冷媒ガスと共にモータ 4 の下部空間内に吐き出され、そこで分離されて油溜まり 12 に流下する。一方、給油孔 14 を介して高段側スクロール圧縮機構 3 の潤滑部位に給油された潤滑油 13 は、所要の潤滑部位を潤滑した後、一部は冷媒ガス中に溶け込むことにより、そのまま吐出ガスと共に冷凍サイクル側へと送り出されるが、大部分は支持部材 31 の空間部 44 に集められる。

[0094] この空間部 44 に集められた潤滑油 13 は、該空間部 44 に連通されてい

る排油孔45および排油パイプ47を経由して、排油パイプ47の下端開口よりモータ4のステータカット5B内へと導かれ、該ステータカット5Bを介して密閉ハウジング10底部の油溜まり12に流下される。これによって、密閉型圧縮機1から冷凍サイクル側への油上がりを低減し、システム効率を向上させることができるとともに、圧縮機1での潤滑油不足を解消することができる。

[0095] さらに、本実施形態では、高段側スクロール圧縮機構3の所要潤滑部位を潤滑した油を冷媒ガスにより巻き上げられないように、排油孔45および排油パイプ47を介して油溜まり12に戻すようにしているが、排油パイプ47の下端をモータ4のステータコイルエンド5Aよりも下方で、かつステータ5の上端よりも上方の範囲Hの間に配設し、ステータ5の外周に設けられているステータカット5Bと対向する位置で開口させ、更に排油パイプ47の下方部をステータ5の外周側に向って滑らかに湾曲させるとともに、該排油パイプ47の外径Dをステータカット5Bの径方向幅Lよりも大きくしている。

[0096] このため、高段側スクロール圧縮機構3の所要潤滑部位を潤滑した油を、支持部材31に設けられている空間部44から排油孔45および排油パイプ47へと導き、ステータカット5Bの径方向幅Lよりも外径Dが大きくされている排油パイプ47によって流路圧損を抑えつつ、排油パイプ47下方部のステータ5の外周側に向って湾曲されている部位により遠心方向に流出させ、その下端開口から対向するステータカット5B内へと確実に導き入れることができる。従って、密閉ハウジング10の外径やステータカット5Bの幅Lを大きくすることなく、また排油経路中の流路圧損を抑えつつ、排油パイプ47から流出される油を確実にステータカット5Bに導入してスムーズに油溜まり12へと流下させることができ、密閉型圧縮機1からの油上がりを防止することができる。

[0097] [第4実施形態]

次に、本発明の第4実施形態について、図11および図12を用いて説明

する。

本実施形態は、上記した第3実施形態に対して、排油パイプ47の設置構造が異なっている。その他の点については、第3実施形態と同様であるので説明は省略する。

本実施形態では、排油パイプ47の上端部を排油孔45と交差する下向きのパイプ挿入孔46に圧入（軽圧入を含む）し、該排油パイプ47をパイプ挿入孔46内に固定設置するとともに、該排油パイプ47の上端部の外周面に設けられている横穴49を排油孔45と連通させ、排油孔45から排出されてくる油を横穴49により排油パイプ48内に導入可能な構成としている。

[0098] なお、本実施形態では、排油パイプ47の上端部の外周面に横穴49を設けた構成としているが、この横穴49に代えて、図12Aおよび12Bに示されるように、排油パイプ47の上端部の排油孔45と対向する側の一部を長方形または三角形に切欠いた切欠き50A、50Bを設けた構成としてもよい。

[0099] 上記の如く、排油パイプ47の上端部を支持部材31に半径方向外側に向って設けられている排油孔45と交差する下向きのパイプ挿入孔46に挿入設置し、該排油パイプ47の上端部に設けられている横穴49または切欠き50A、50Bを介して排油孔45から排出されてくる油を排油パイプ47側に導入可能な構成とすることにより、排油パイプ47の上端部を排油孔45と交差する下向きのパイプ挿入孔46に挿入し、排油パイプ47の上端部の外周面に設けられている横穴49または切欠き50A、50Bと排油孔45とを連通させることで、高段側スクロール圧縮機構3の潤滑部位を潤滑した油をステータカット5Bへと導く排油経路を形成することができる。このため、排油孔45の外側端部を塞ぐ必要がなく、排油経路の形成を容易化することができるとともに、冷媒ガスによる油の巻き上げを確実に抑制することができる。

[0100] また、排油パイプ47の上端部をパイプ挿入孔46に圧入によって挿入設

置しているため、排油パイプ47とパイプ挿入孔46との間および排油孔45の排油パイプ47より外側端部への油の漏れ隙間をなくすることができる。これにより、排油孔45およびパイプ挿入孔46からの油漏れをなくし、効果的に油を油溜まり12へと導くことができ、油上りを抑制することができるとともに、排油パイプ47の支持部材31からの脱落を確実に防止することができる。

[0101] [第5実施形態]

次に、本発明の第5実施形態について、図13および図14を用いて説明する。

本実施形態は、上記した第3および第4実施形態に対して、排油パイプ47Aの取付け構造が異なっている。その他の点については、第3および第4実施形態と同様であるので説明は省略する。

本実施形態では、排油パイプ47Aが、パイプ挿入孔46に挿入設置される上端部の下位置に、外径がテーパ状に縮小された段付き部51が設けられ、上端部の径がやや太くされた段付き排油パイプ47Aとされるとともに、この段付き部51に取付けプレート52がロー付けまたは接着等により一体に接合されたアセンブリ構造とされている。

[0102] この段付き排油パイプアセンブリ（排油パイプ）47Aは、取付けプレート52を介してパイプ挿入孔46に挿入設置されるようになっており、更に取付けプレート52は、ボルト53を介して支持部材31にネジ止め固定される構成とされている。また、取付けプレート52は、図13に示されるように、ボルト孔54を有するとともに、支持部材31にボルト53を介してネジ止め固定された状態で、排油孔45と排油パイプ47Aに設けられている横穴49または切欠き50A、50Bとの位置および排油パイプ47Aの湾曲方向が所定位置および方向に設定されるように、予め排油パイプ47Aとロー付けまたは接着等によって一体化された構成とされている。

[0103] 上記のように、排油パイプ47Aに対して、パイプ挿入孔46に挿入設置される上端部の下位置に取付けプレート52を一体に設け、該取付けプレー

ト52により排油パイプ47Aを支持部材31にパイプ挿入孔46を閉鎖するように挿入設置しているため、取付けプレート52が一体に設けられている排油パイプ47Aの上端部分をパイプ挿入孔46に挿入し、支持部材31に排油パイプ47Aを設置することにより、取付けプレート52でパイプ挿入孔46を油漏れしないように封鎖することができる。従って、パイプ挿入孔46からの油漏れをなくし、効果的に油を油溜まり12へと導くことができ、油上がりを抑制することができるとともに、排油パイプ47Aの脱落を防止することができる。

[0104] また、取付けプレート52は、支持部材31に対してボルト53によりネジ止め固定された状態で、排油孔45と排油パイプ47Aに設けられている横穴49または切欠き50A、50Bとの位置および排油パイプ47Aの湾曲方向が所定位置および方向に設定されるように、予め排油パイプ47Aと一体化されている。このため、取付けプレート52が一体にアセンブリされている排油パイプ47Aをパイプ挿入孔46に挿入し、取付けプレート52を支持部材31にネジ止め固定するだけで、排油孔45と排油パイプ47Aに設けられている横穴49または切欠き50A、50Bとの位置および排油パイプ47Aの方向を所定の位置および方向に設定することができる。従って、排油パイプ47Aの組み付けの容易化および組み付け精度の向上を図ることができ、油をより確実にステータカット5B内に導入することができるようになる。

[0105] さらに、本実施形態では、排油パイプ47Aが、パイプ挿入孔46に挿入設置される上端部の下位置で径が縮小された段付き排油パイプ47Aとされ、該段付き部51に取付けプレート52が接合された構成とされているため、取付けプレート52をパイプの段付き部51を利用して排油パイプ47Aの規定位置に簡易にロー付けまたは接着等によって接合し、一体にアセンブリすることができる。従って、取付けプレート52付きの排油パイプ47Aの製造およびその組み付けを容易化し、密閉型圧縮機1の組み立て性を向上することができる。

[0106] [第6実施形態]

次に、本発明の第6実施形態について、図15を用いて説明する。

本実施形態は、上記した第3ないし第5実施形態に対して、排油パイプ47Bの構成が異なっている。その他の点については、第3ないし第5実施形態と同様であるので説明は省略する。

本実施形態においては、図15に示されるように、排油パイプ47Bのステータカット5Bに向って油を流出する下端開口部47Cが、密閉ハウジング10の内周面に沿って開口するように、斜めにカットされた構成とされている。

[0107] このように、排油パイプ47Bの下端開口部47Cを、密閉ハウジング10の内周面に沿って開口するように斜めにカットした構成とすることにより、排油パイプ47Bの下端開口部47Cを密閉ハウジング10の内周面と略平行に下方に向って長く開口することができる。このため、排油パイプ47Bの下端開口部47Cからステータカット5Bに向って流出される油の指向性を高め、より確実にステータカット5B内へと導き入れることができる。

[0108] なお、本発明は、上記実施形態にかかる発明に限定されるものではなく、その要旨を逸脱しない範囲において、適宜変形が可能である。例えば、上記した第1実施形態では、各流体吸排機構を圧縮機構とした2段圧縮機1に適用した例について説明したが、圧縮機構以外にも膨張機構、ポンプ機構、あるいはそれらの組み合わせ構成とし、駆動軸7の両端位置に設けられる流体吸排機構を圧縮機構同士、膨張機構同士、ポンプ機構同士、あるいは圧縮機構と膨張機構、ポンプ機構と膨張機構の組み合わせ等々とすることにより、様々な構成の流体機械を提供することができ、各々の流体吸排機構における往復動部品の静バランスあるいは動バランスを取ることで、そのアンバランスモーメントで軸系バランスが崩れるのを防止し、振動、騒音を低減することができる。また、本発明が適用される密閉型圧縮機は、密閉ハウジング内において、モータの上部に圧縮機構が設けられており、密閉ハウジング底部の油溜りに充填されている潤滑油が給油ポンプおよび給油孔を介して圧縮機構

に給油され、所要の潤滑部位を潤滑後、油溜まりに流下されるものであれば、単段、多段を問わず、また圧縮機構の様式を問わずに適用できるものである。

符号の説明

- [0109] 1 2段圧縮機（流体機械、密閉型多段圧縮機、密閉型圧縮機）
- 2 低段側ロータリ式圧縮機構（第1流体吸排機構、低段側圧縮機構）
- 2 A 2気筒ロータリ式圧縮機構（第1流体吸排機構）
- 3 高段側スクロール式圧縮機構（第2流体吸排機構、高段側圧縮機構）
- 4 モータ
- 5 ステータ
- 5 A ステータコイルエンド
- 5 B ステータカット
- 7 駆動軸（クランク軸）
- 1 0 密閉ハウジング
- 1 1 給油ポンプ
- 1 2 油溜まり
- 1 3 潤滑油（油）
- 1 4 給油孔
- 2 5, 2 5 A, 2 5 B ブレード（第1往復動部品）
- 3 6 オルダムリング（第2往復動部品）
- 3 1 支持部材
- 4 5 排油孔
- 4 6 パイプ挿入孔
- 4 7, 4 7 A, 4 7 B 排油パイプ
- 4 7 C 下端開口部
- 4 9 横穴
- 5 0 A, 5 0 B 切欠き
- 5 1 段付き部

- 5 2 取付けプレート
- 5 3 ボルト
- D 排油パイプの外径
- L ステータカットの径方向幅

請求の範囲

- [請求項1] 同一駆動軸上の両端位置に2以上の流体吸排機構が設けられ、各々の流体吸排機構が往復動部品を備えている流体機械であって、
前記各流体吸排機構の前記往復動部品は、互いに対向方向もしくは同一方向に往復動可能に配設されている流体機械。
- [請求項2] 前記各流体吸排機構の前記往復動部品が互いに往復動可能とされる前記対向方向もしくは同一方向には、その方向の直線上に対して $\pm 45^\circ$ 以内の範囲が含まれる請求項1に記載の流体機械。
- [請求項3] 前記各流体吸排機構の前記往復動部品が、互いに対向方向に往復動可能に配設されている場合、第1流体吸排機構の第1往復動部品の質量を m_1 、ストロークを l_1 、第2流体吸排機構の第2往復動部品の質量を m_2 、ストロークを l_2 としたとき、
$$m_1 \times l_1 \div m_2 \times l_2$$
とされている請求項1または2に記載の流体機械。
- [請求項4] 前記第1および第2往復動部品の質量 m_1 、 m_2 が、 $m_1 > m_2$ のとき、前記第1および第2往復動部品のストローク l_1 、 l_2 が、 $l_1 < l_2$ とされ、前記質量 m_1 、 m_2 が、 $m_1 < m_2$ のとき、前記ストローク l_1 、 l_2 が、 $l_1 > l_2$ とされている請求項3に記載の流体機械。
- [請求項5] 前記各流体吸排機構が、圧縮機構、膨張機構、ポンプ機構のいずれか、もしくはその組み合わせにより構成されている請求項1ないし4のいずれかに記載の流体機械。
- [請求項6] 前記流体吸排機構の1つが低段側圧縮機構、前記流体吸排機構の他の1つが高段側圧縮機構とされることにより、2段圧縮機が構成されている請求項1ないし5のいずれかに記載の流体機械。
- [請求項7] 前記流体吸排機構の1つが前記往復動部品としてオルダムリングを備えているスクロール式流体吸排機構とされ、前記流体吸排機構の他の1つが前記往復動部品としてブレードを備えているロータリ式流体

吸排機構とされている請求項 1 ないし 6 のいずれかに記載の流体機械。
。

[請求項8] 前記ロータリ式流体吸排機構が、2気筒ロータリ式流体吸排機構とされ、その2つのブレードが互いに対向方向に往復動可能に配設されているとともに、前記スクロール式流体吸排機構に近い側のブレードが、前記スクロール式流体吸排機構の前記オルダムリングと対向方向に往復動可能に配設されている請求項 7 に記載の流体機械。

[請求項9] 前記2気筒ロータリ式流体吸排機構の前記スクロール式流体吸排機構に近い側の前記ブレードが、前記スクロール式流体吸排機構から遠い側の前記ブレードよりも質量が重くされているか、もしくはストロークが長くされている請求項 8 に記載の流体機械。

[請求項10] 密閉ハウジング内にモータが内蔵され、その上部に該モータにより駆動軸を介して駆動される圧縮機構が設けられるとともに、前記密閉ハウジング底部の油溜まりに充填された潤滑油を給油ポンプおよび前記駆動軸中の給油孔を介して前記圧縮機構の所要潤滑部位に給油し、該部位を潤滑した油を前記圧縮機構の支持部材に設けられている排油孔および排油パイプを介して前記油溜まりに戻すようにした密閉型圧縮機であって、

前記排油パイプは、その下端が前記モータのステータコイルエンドよりも下方で、かつステータの上端よりも上方の該ステータ外周に設けられているステータカットと対向する位置で開口されており、

該排油パイプの下方部が前記ステータの外周側に向って湾曲されているとともに、該排油パイプの外径が前記ステータカットの径方向幅よりも大きくされている密閉型圧縮機。

[請求項11] 前記排油パイプは、前記支持部材に半径方向外側に向って設けられている前記排油孔と交差する下向きのパイプ挿入孔にその上端部が挿入設置され、

前記排油パイプ上端部の外周面に設けられている横穴または切欠き

を介して前記排油孔から排出される油が前記排油パイプ側に導入可能とされている請求項 10 に記載の密閉型圧縮機。

[請求項12] 前記排油パイプの下端開口部は、前記密閉ハウジングの内周面に沿って開口するように斜めにカットされている請求項 10 または 11 に記載の密閉型圧縮機。

[請求項13] 密閉ハウジング内にモータが内蔵され、その上部に該モータにより駆動軸を介して駆動される圧縮機構が設けられるとともに、前記密閉ハウジング底部の油溜まりに充填された潤滑油を給油ポンプおよび前記駆動軸中の給油孔を介して前記圧縮機構の所要潤滑部位に給油し、該部位を潤滑した油を前記圧縮機構の支持部材に設けられている排油孔および排油パイプを介して前記油溜まりに戻すようにしている密閉型圧縮機であって、

前記排油パイプは、前記支持部材に半径方向外側に向って設けられている前記排油孔と交差する下向きのパイプ挿入孔にその上端部が挿入設置されており、

前記排油パイプ上端部の外周面に設けられている横穴または切欠きを介して前記排油孔から排出される油が前記排油パイプ側に導入可能とされている密閉型圧縮機。

[請求項14] 前記排油パイプは、その上端部が前記パイプ挿入孔に圧入により挿入設置されている請求項 11 ないし 13 のいずれかに記載の密閉型圧縮機。

[請求項15] 前記排油パイプは、前記パイプ挿入孔に挿入設置される前記上端部の下位置に取付けプレートが一体に設けられ、

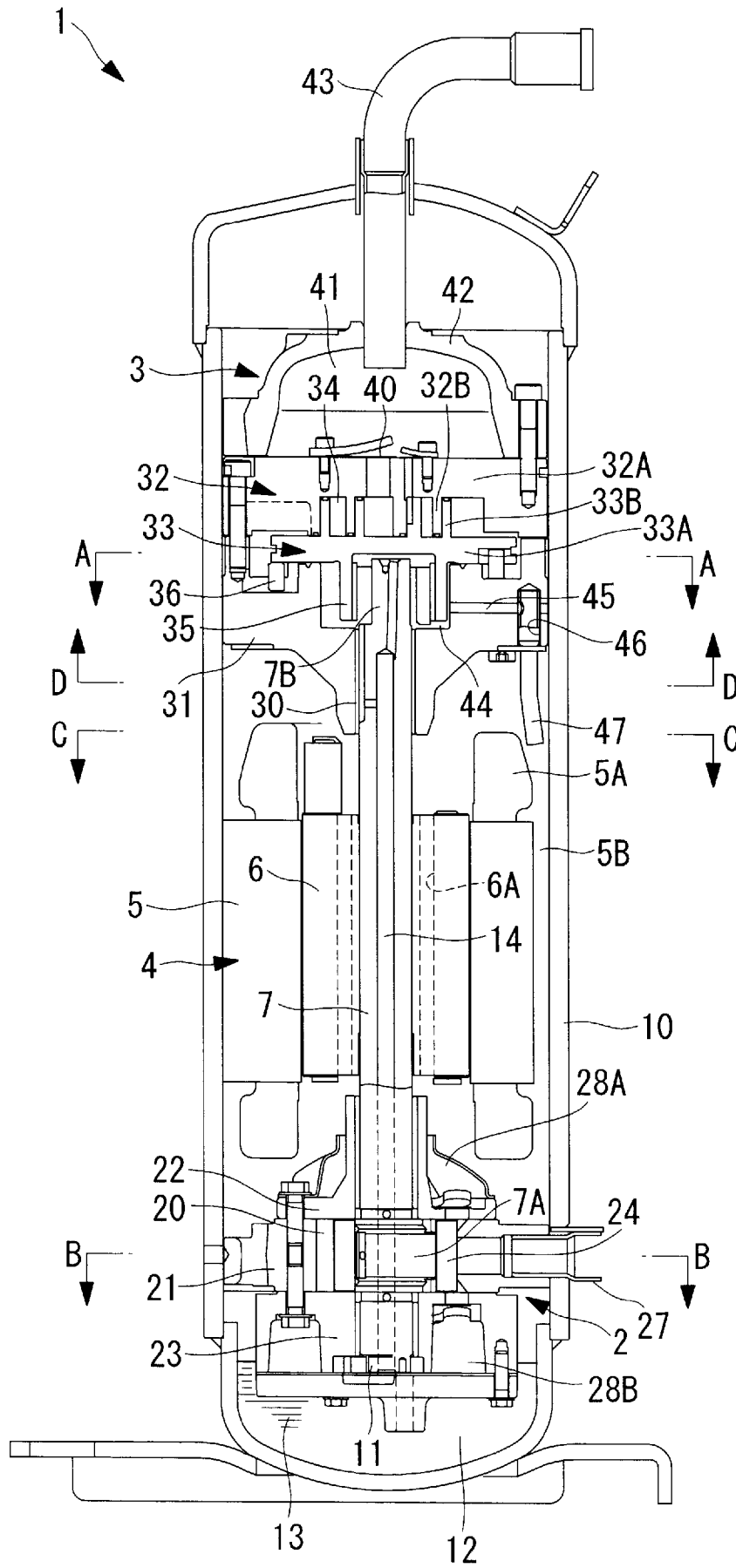
該取付けプレートを介して前記排油パイプが前記支持部材に対して前記パイプ挿入孔を閉鎖するように挿入設置されている請求項 11 ないし 13 のいずれかに記載の密閉型圧縮機。

[請求項16] 前記取付けプレートは、前記支持部材に対してネジ止め固定され、その状態で前記排油孔と前記排油パイプに設けられている前記横穴ま

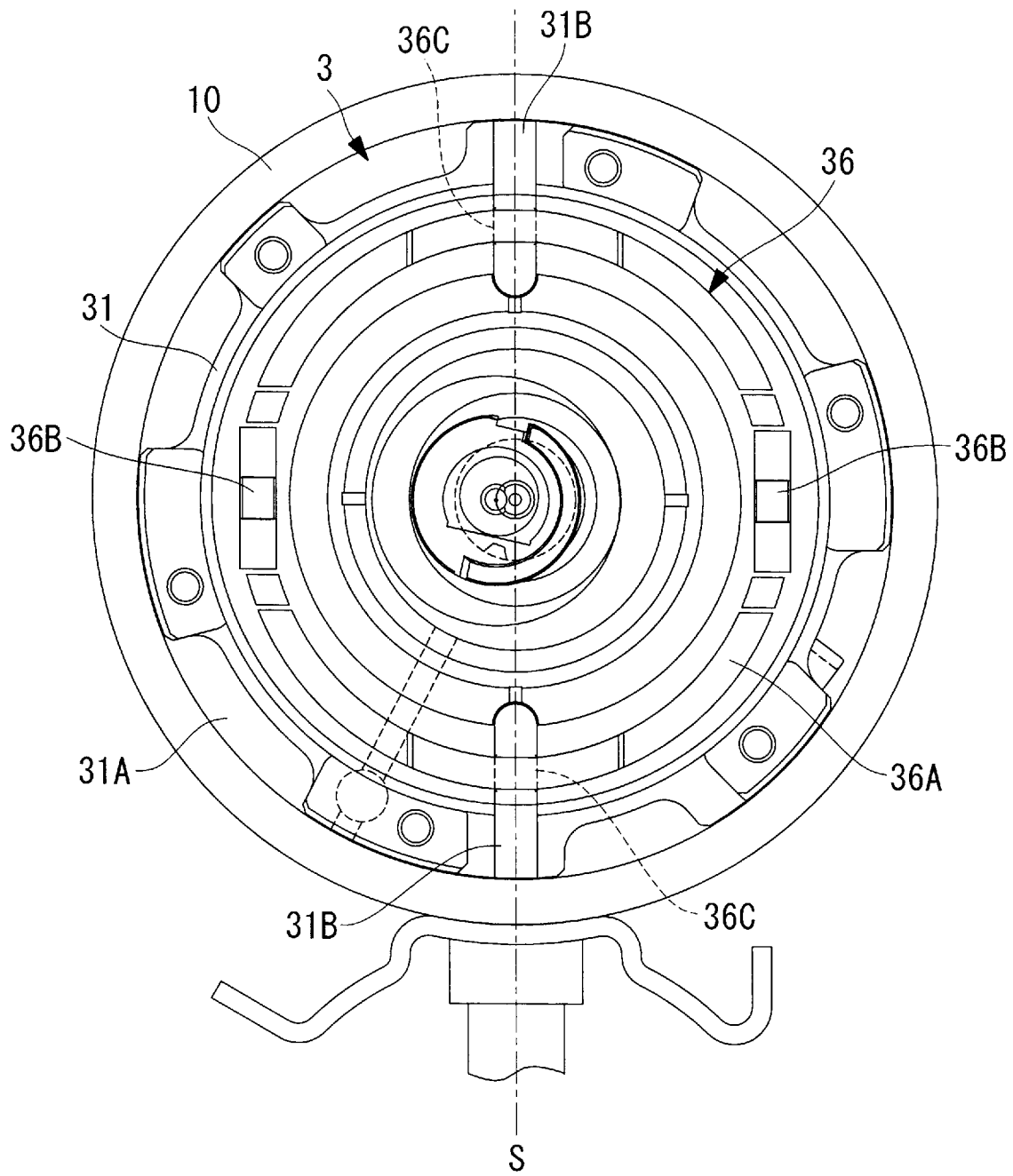
たは切欠きとの位置および前記排油パイプの方向が所定位置および方向に設定されるように予め前記排油パイプと一体化されている請求項 15 に記載の密閉型圧縮機。

[請求項17] 前記排油パイプは、前記パイプ挿入孔に挿入設置される前記上端部の下位置で径が縮小された段付きパイプとされ、該段付き部に前記取付けプレートが接合されている請求項 15 または 16 に記載の密閉型圧縮機。

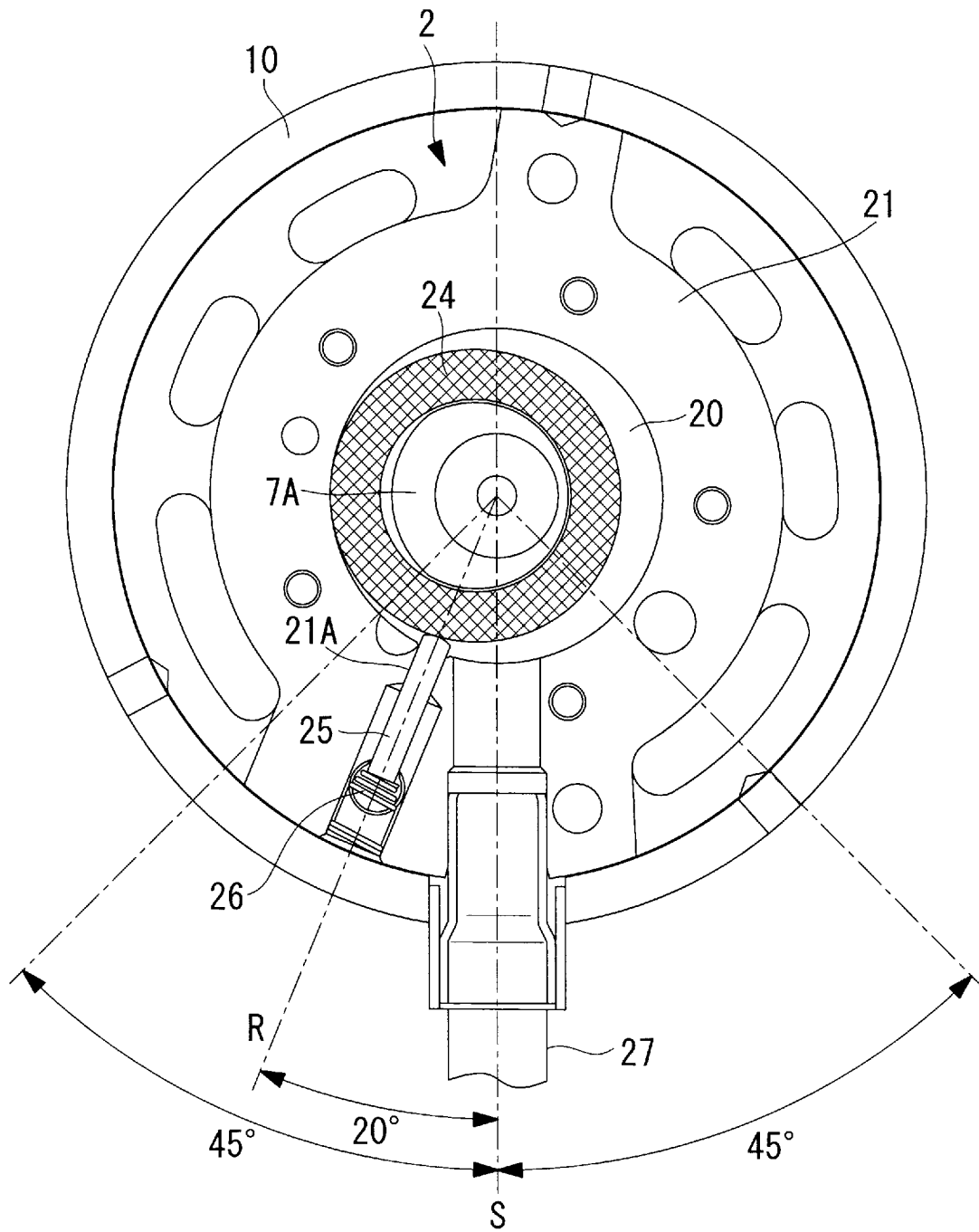
[図1]



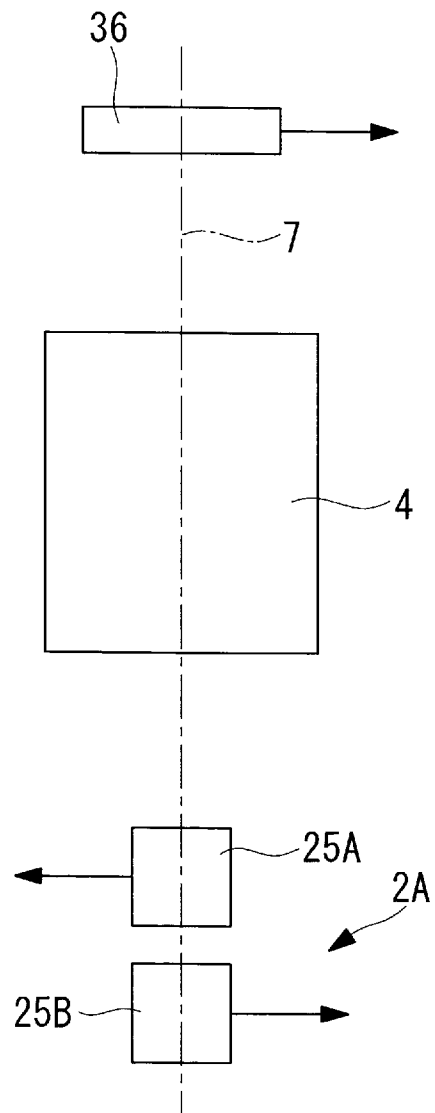
[図2]



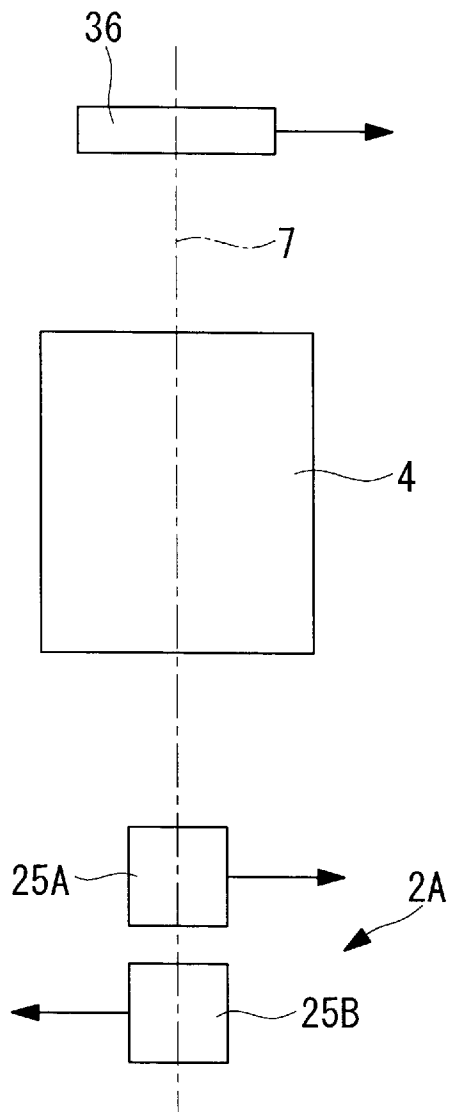
[図3]



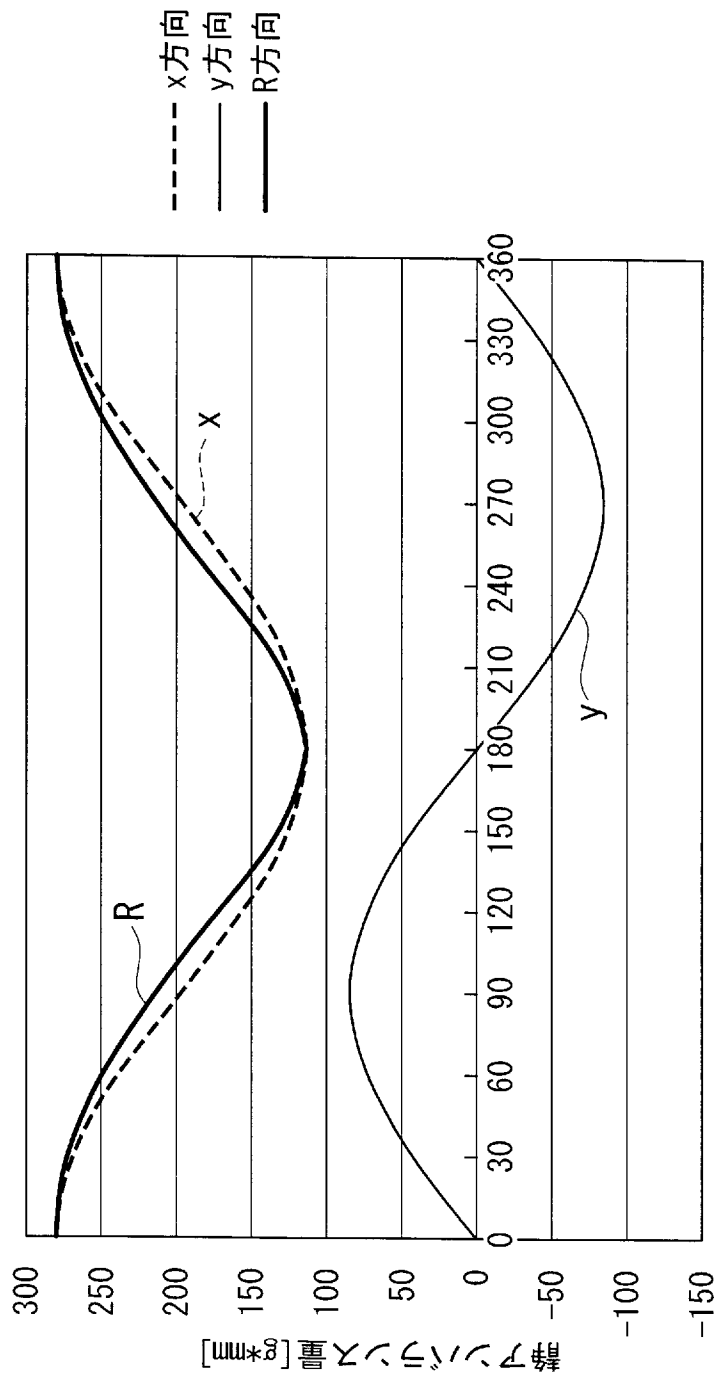
[図4]



[図5]

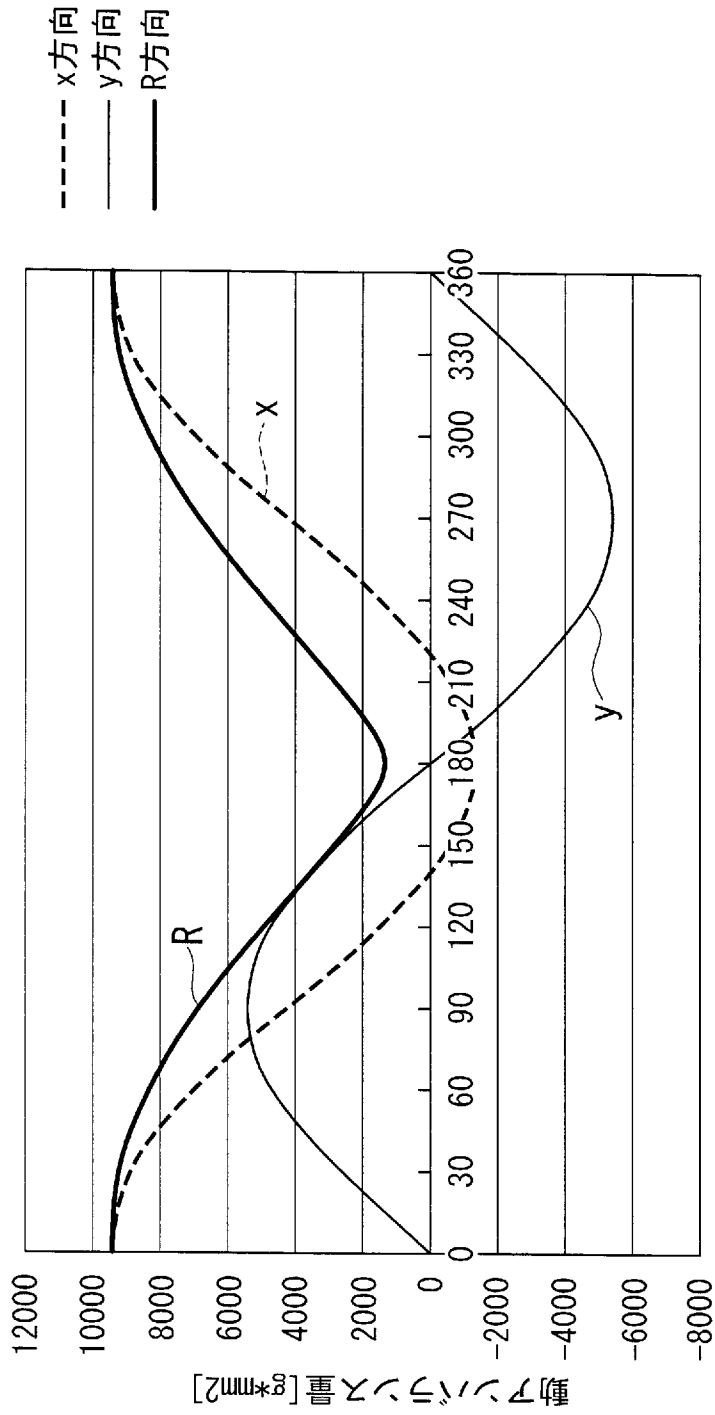


[図6]



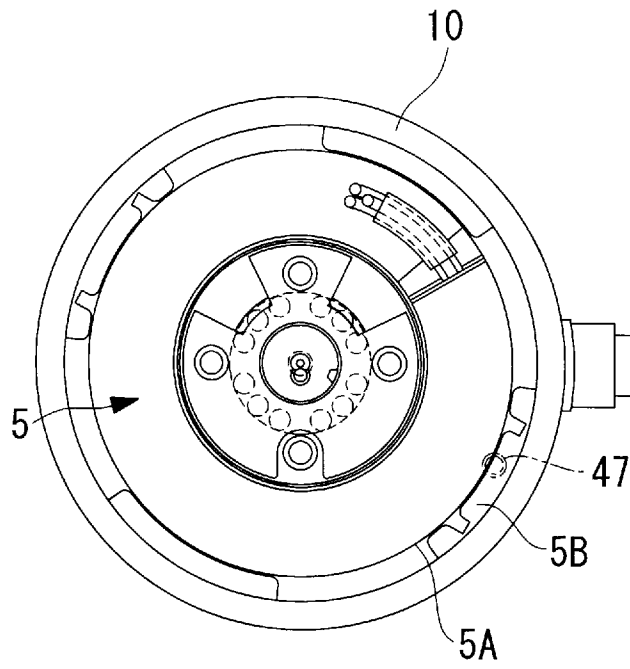
オルダム運動方向に対するブレード運動方向の位置 [deg]

[図7]

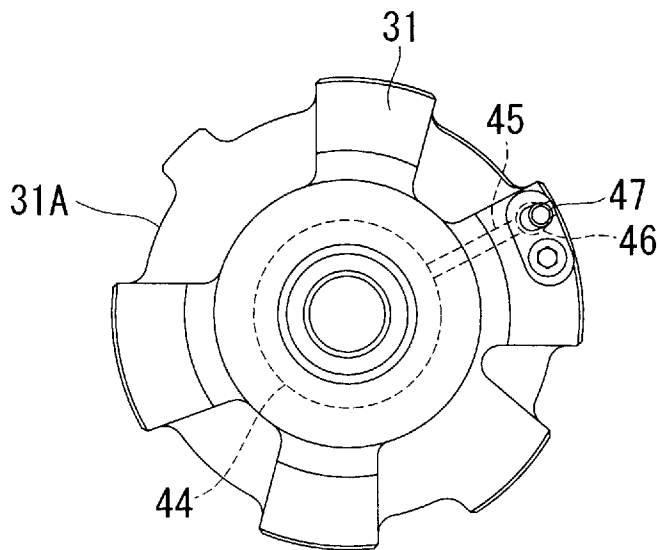


オルダム運動方向に対する上側プレート運動方向の位置 [deg]

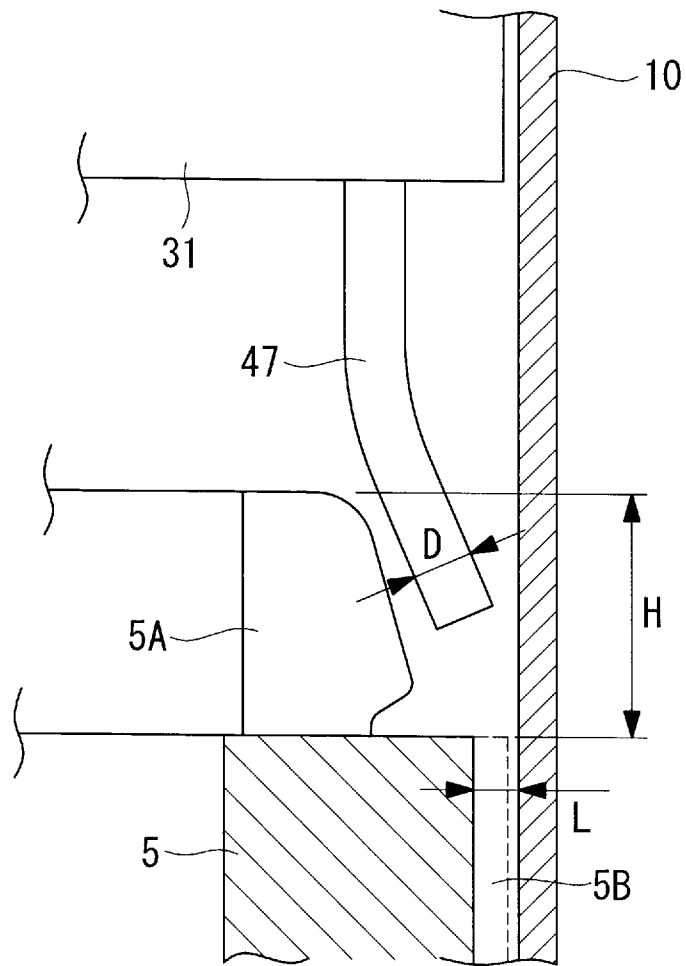
[図8]



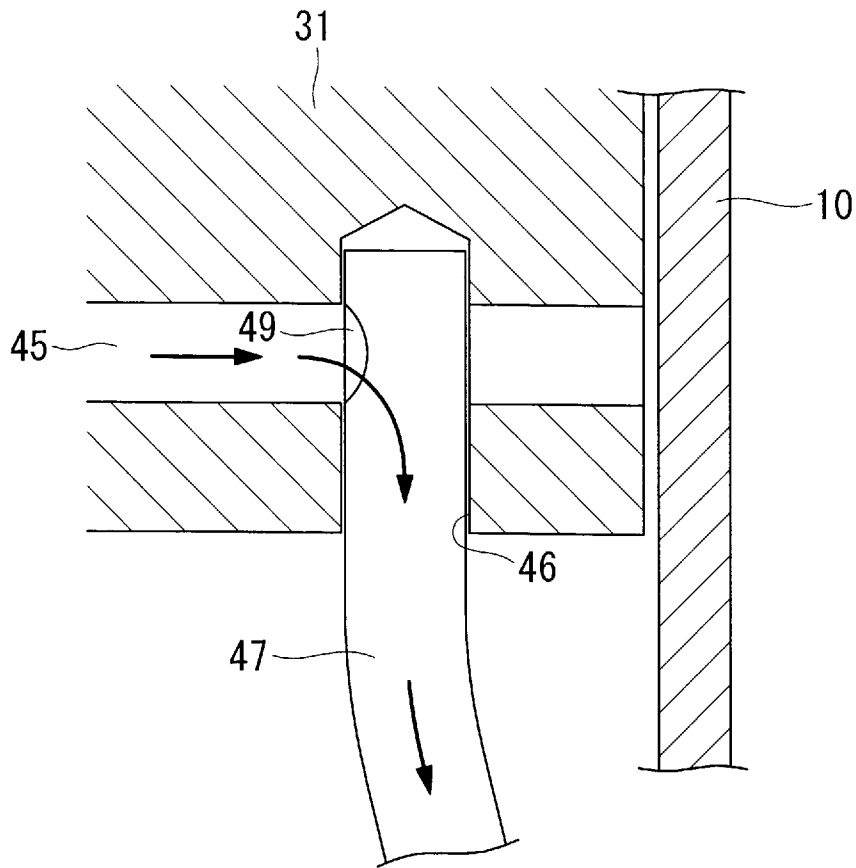
[図9]



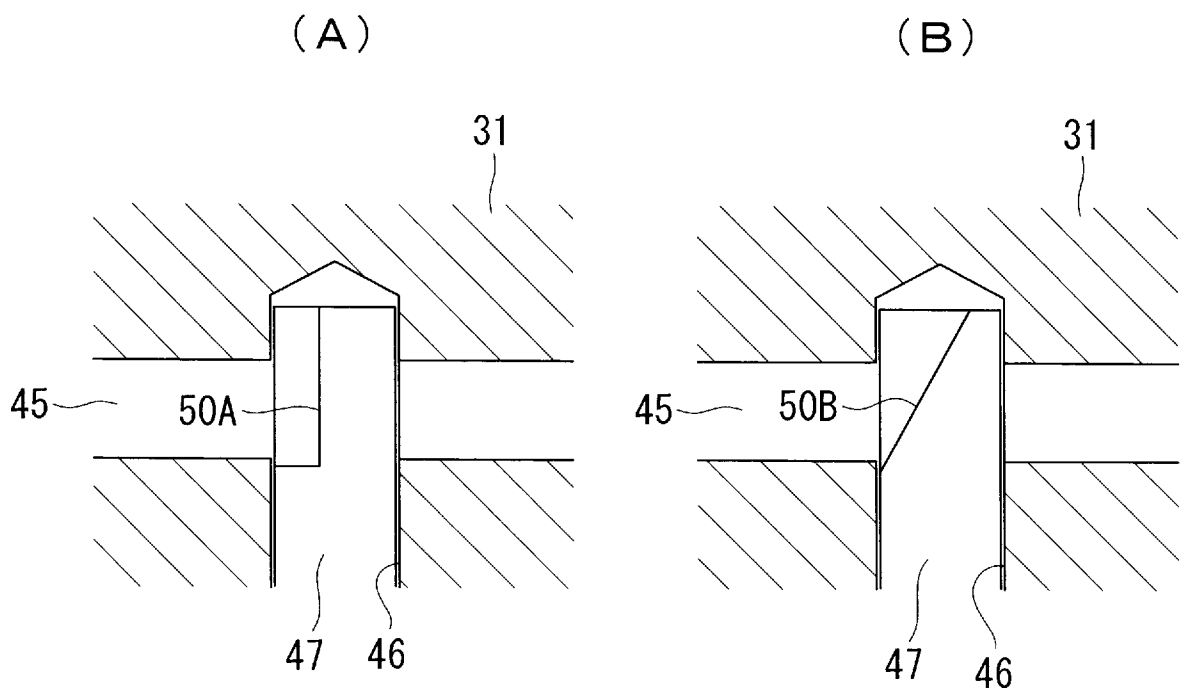
[図10]



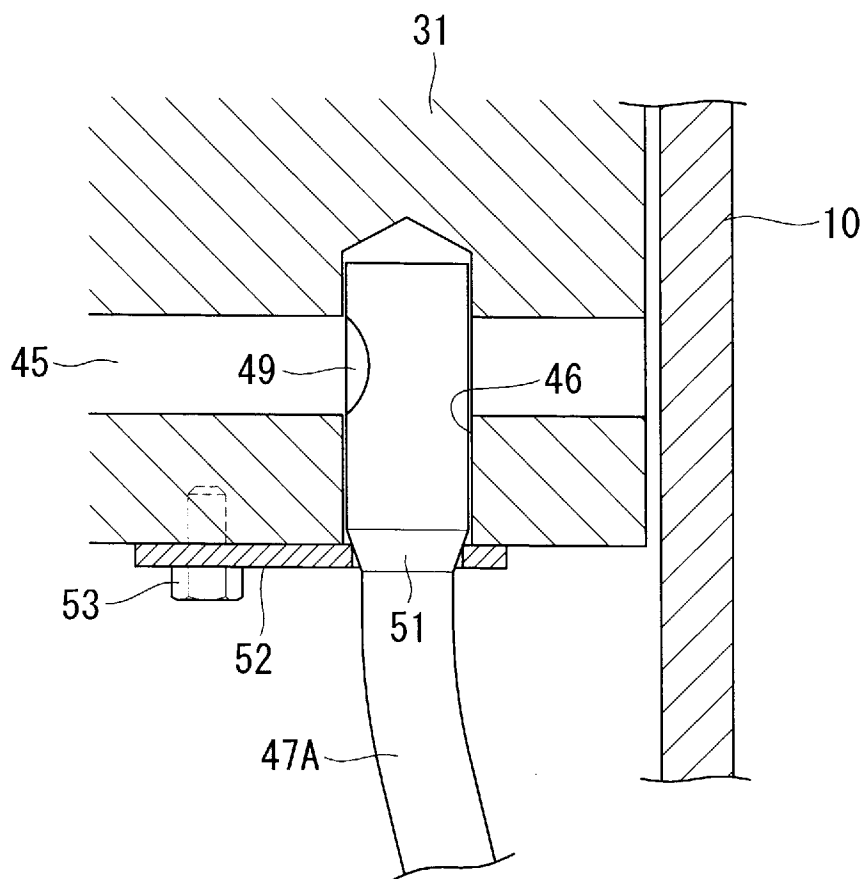
[図11]



[図12]

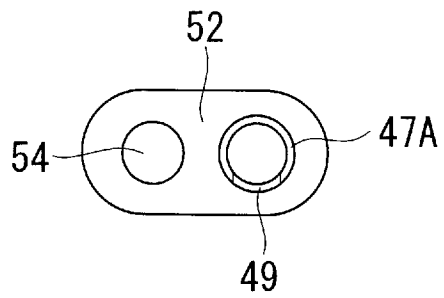


[図13]

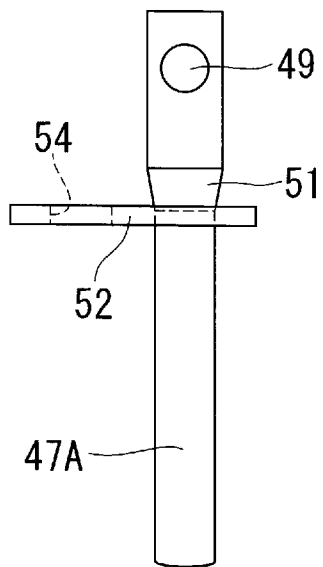


[図14]

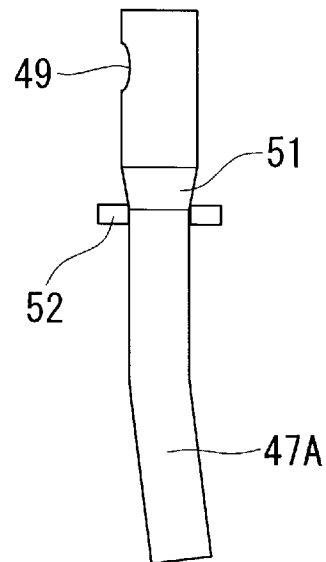
(B)



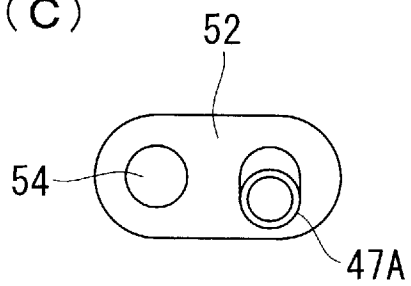
(A)



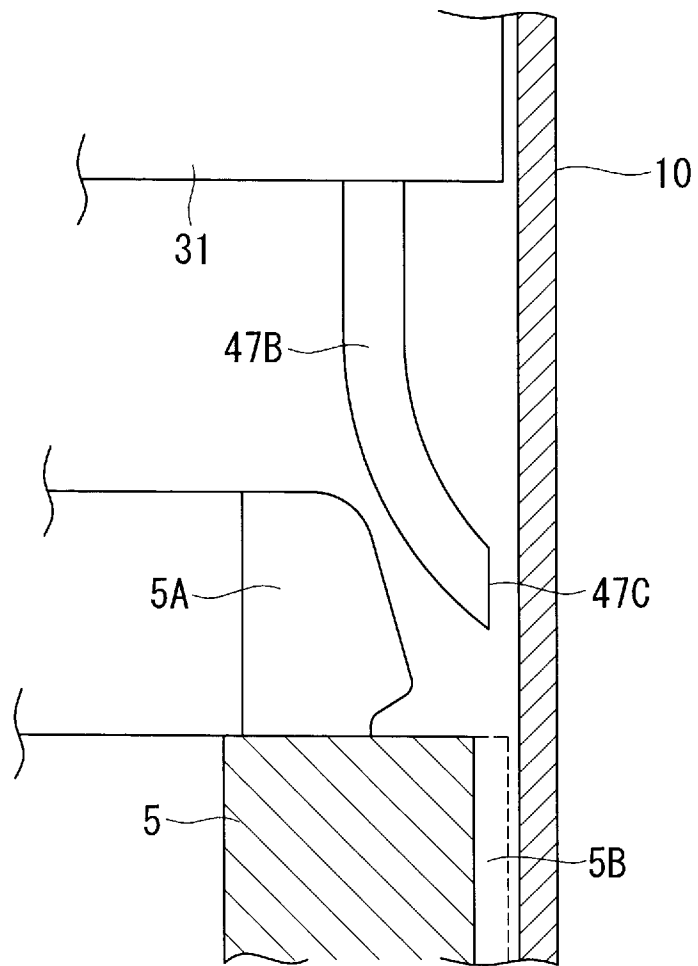
(D)



(C)



[図15]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/068435

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F04C29/02(2006.01)i, F04B27/02(2006.01)i, F04B39/00(2006.01)i, F04B39/12(2006.01)i, F04C23/00(2006.01)i, F04C29/12(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F04C29/02, F04B27/02, F04B39/00, F04B39/12, F04C23/00, F04C29/12

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2012
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2012	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2012

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X A	JP 2003-254271 A (Teijin Ltd.), 10 September 2003 (10.09.2003), entire text; all drawings (Family: none)	1-3, 5 4, 6-9
X A	JP 2000-356193 A (Tokico, Ltd.), 26 December 2000 (26.12.2000), entire text; all drawings (Family: none)	1-3, 5-6 4, 7-9
X A	JP 2009-97485 A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 07 May 2009 (07.05.2009), entire text; all drawings & US 2009/0104060 A1 & EP 2050965 A2	1-2, 5-7 3-4, 8-9

Further documents are listed in the continuation of Box C.

See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
03 October, 2012 (03.10.12)

Date of mailing of the international search report
16 October, 2012 (16.10.12)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/068435

Box No. II Observations where certain claims were found unsearchable (Continuation of item 2 of first sheet)

This international search report has not been established in respect of certain claims under Article 17(2)(a) for the following reasons:

1. Claims Nos.:
because they relate to subject matter not required to be searched by this Authority, namely:

2. Claims Nos.:
because they relate to parts of the international application that do not comply with the prescribed requirements to such an extent that no meaningful international search can be carried out, specifically:

3. Claims Nos.:
because they are dependent claims and are not drafted in accordance with the second and third sentences of Rule 6.4(a).

Box No. III Observations where unity of invention is lacking (Continuation of item 3 of first sheet)

This International Searching Authority found multiple inventions in this international application, as follows:

(Invention 1) The inventions according to Claims 1-9 pertain to the arrangement of a reciprocating member of a fluid machine.

(Invention 2) The inventions according to Claims 10-12 and Claims 14-17 which cite Claims 11-12 pertain to the arrangement of an oil discharge pipe for a sealed compressor.

(Invention 3) The inventions according to Claim 13 and Claims 14-17 which cite Claim 13 pertain to the shape and the attachment configuration for an oil discharge pipe for a sealed compressor.

1. As all required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers all searchable claims.
2. As all searchable claims could be searched without effort justifying additional fees, this Authority did not invite payment of additional fees.
3. As only some of the required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers only those claims for which fees were paid, specifically claims Nos.:

4. No required additional search fees were timely paid by the applicant. Consequently, this international search report is restricted to the invention first mentioned in the claims; it is covered by claims Nos.:
Claims 1-9

Remark on Protest

- The additional search fees were accompanied by the applicant's protest and, where applicable, the payment of a protest fee.
- The additional search fees were accompanied by the applicant's protest but the applicable protest fee was not paid within the time limit specified in the invitation.
- No protest accompanied the payment of additional search fees.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F04C29/02(2006.01)i, F04B27/02(2006.01)i, F04B39/00(2006.01)i, F04B39/12(2006.01)i, F04C23/00(2006.01)i, F04C29/12(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F04C29/02, F04B27/02, F04B39/00, F04B39/12, F04C23/00, F04C29/12

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国实用新案公報	1922-1996年
日本国公開实用新案公報	1971-2012年
日本国实用新案登録公報	1996-2012年
日本国登録实用新案公報	1994-2012年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X A	JP 2003-254271 A (帝人株式会社) 2003.09.10, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-3, 5 4, 6-9
X A	JP 2000-356193 A (トキコ株式会社) 2000.12.26, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-3, 5-6 4, 7-9
X A	JP 2009-97485 A (三菱重工業株式会社) 2009.05.07, 全文, 全図 & US 2009/0104060 A1 & EP 2050965 A2	1-2, 5-7 3-4, 8-9

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
 「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
 「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献
 「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
 「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
 「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
 「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

03.10.2012

国際調査報告の発送日

16.10.2012

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)
 郵便番号100-8915
 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

佐藤 秀之

30 3925

電話番号 03-3581-1101 内線 3358

第II欄 請求の範囲の一部の調査ができないときの意見 (第1ページの2の続き)

法第8条第3項 (PCT17条(2)(a))の規定により、この国際調査報告は次の理由により請求の範囲の一部について作成しなかった。

1. 請求項 _____ は、この国際調査機関が調査をすることを要しない対象に係るものである。つまり、

2. 請求項 _____ は、有意義な国際調査をすることができる程度まで所定の要件を満たしていない国際出願の部分に係るものである。つまり、

3. 請求項 _____ は、従属請求の範囲であってPCT規則6.4(a)の第2文及び第3文の規定に従って記載されていない。

第III欄 発明の単一性が欠如しているときの意見 (第1ページの3の続き)

次に述べるようにこの国際出願に二以上の発明があるところの国際調査機関は認めた。

(発明1) 請求項1-9に係る発明は、流体機械の往復動部材の配置に関するものである。

(発明2) 請求項10-12及び請求項11-12を引用する請求項14-17に係る発明は、密閉型圧縮機の排油パイプの配置に関するものである。

(発明3) 請求項13及び請求項13を引用する請求項14-17に係る発明は、密閉型圧縮機の排油パイプの形状、及び取付け構成に関するものである。

1. 出願人が必要な追加調査手数料をすべて期間内に納付したので、この国際調査報告は、すべての調査可能な請求項について作成した。
2. 追加調査手数料を要求するまでもなく、すべての調査可能な請求項について調査することができたので、追加調査手数料の納付を求めなかった。
3. 出願人が必要な追加調査手数料を一部のみしか期間内に納付しなかったため、この国際調査報告は、手数料の納付のあった次の請求項のみについて作成した。
4. 出願人が必要な追加調査手数料を期間内に納付しなかったため、この国際調査報告は、請求の範囲の最初に記載されている発明に係る次の請求項について作成した。

請求項1-9

追加調査手数料の異議の申立てに関する注意

- 追加調査手数料及び、該当する場合には、異議申立手数料の納付と共に、出願人から異議申立てがあった。
- 追加調査手数料の納付と共に出願人から異議申立てがあったが、異議申立手数料が納付命令書に示した期間内に支払われなかった。
- 追加調査手数料の納付はあったが、異議申立てはなかった。