

(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
2016年6月16日(16.06.2016)



(10) 国際公開番号
WO 2016/093361 A1

- (51) 国際特許分類:
F04C 18/02 (2006.01) F04C 29/02 (2006.01)
F04B 39/02 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2015/084859
- (22) 国際出願日: 2015年12月11日(11.12.2015)
- (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 2014-252520 2014年12月12日(12.12.2014) JP
特願 2014-252521 2014年12月12日(12.12.2014) JP
特願 2014-252522 2014年12月12日(12.12.2014) JP
- (71) 出願人: ダイキン工業株式会社(DAIKIN INDUSTRIES, LTD.) [JP/JP]; 〒5308323 大阪府大阪市北区中崎西2丁目4番12号梅田センタービル Osaka (JP).
- (72) 発明者: 外山 俊之(TOYAMA, Toshiyuki).
- (74) 代理人: 新樹グローバル・アイピー特許業務法人(SHINJYU GLOBAL IP); 〒5300054 大阪府大阪

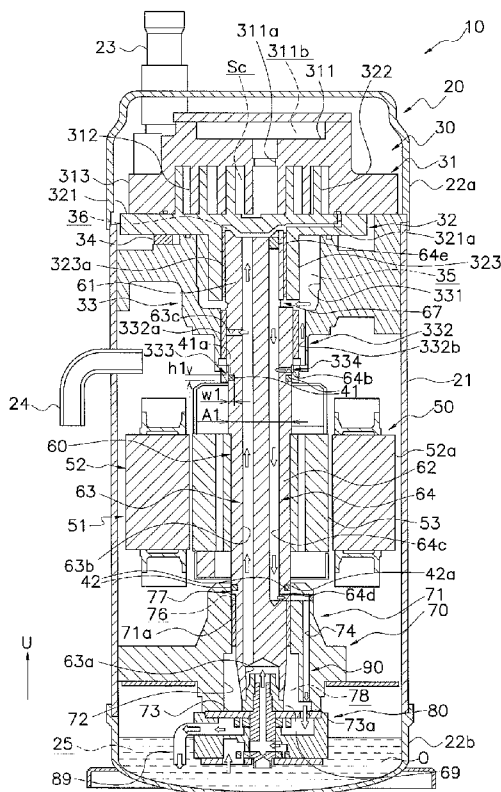
市北区南森町1丁目4番19号 サウスホレストビル Osaka (JP).

- (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, BN, 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, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, 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, ST, 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),

[続葉有]

(54) Title: COMPRESSOR

(54) 発明の名称: 圧縮機



(57) Abstract: Provided is a compressor wherein an oil discharge passage for discharging oil within a crank chamber is formed within a drive shaft, the compressor being configured so that pressure within the crank chamber is prevented from increasing excessively. A compressor is provided with: a casing (20) having an oil storage space (25) formed therein; a vertically extending drive shaft (60); a compression mechanism (30) having an upper housing (33) forming a crank chamber (35); an in-shaft oil supply passage (63) and an in-shaft oil discharge passage (64); an oil supply pump section; and an oil discharge pump section. The in-shaft oil supply passage transports oil within the oil storage space, the oil being supplied by the oil supply pump section, up to the crank chamber. The in-shaft oil discharge passage includes: a main oil discharge passage (64c) extending axially within the drive shaft; and a first inflow passage (67) for connecting the main oil discharge passage and the crank chamber. The oil discharge pump section discharges oil within the crank chamber through the in-shaft oil discharge passage. An oil recovery space (334) is formed in the lower part of an upper housing, the lower part being located below the crank chamber. The in-shaft oil discharge passage further includes a second inflow passage (64b) for connecting the main oil discharge passage and the oil recovery space.

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2016/093361 A1



OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:
— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

クランク室の油を排出する排油経路が駆動軸内に形成された圧縮機であって、クランク室の圧力が過度に上昇することを防止可能な圧縮機を提供する。圧縮機は、油溜空間 (25) が形成されたケーシング (20)、上下方向に延びる駆動軸 (60)、クランク室 (35) を形成する上部ハウジング (33) を有する圧縮機構 (30)、軸内給油経路 (63) 及び軸内排油経路 (64)、給油ポンプ部、及び排油ポンプ部を備える。軸内給油経路は、給油ポンプ部により供給される油溜空間の油をクランク室まで運ぶ。軸内排油経路は、駆動軸内部を軸方向に延びる排油主経路 (64c) と、排油主経路とクランク室とを連通する第 1 流入経路 (67) とを含む。排油ポンプ部は、クランク室の油を、軸内排油経路を介して排出する。クランク室より下方の上部ハウジング下部には、油回収用空間 (334) が形成される。軸内排油経路は、排油主経路と油回収用空間とを連通する第 2 流入経路 (64b) を更に含む。

明 細 書

発明の名称：圧縮機

技術分野

[0001] 本発明は、圧縮機に関する。より具体的には、クランク室に溜まる油を排出するための排油経路が駆動軸内に形成された圧縮機に関する。

背景技術

[0002] 従来、特許文献1（特開2013-177877号公報）のように、摺動部に潤滑のための油を供給するため、ケーシングの底部の油溜空間の油を駆動軸の偏心部が内部に收容されるクランク室まで運ぶ給油経路と、クランク室に溜まる油を油溜空間へ戻すための排油経路と、が駆動軸内に形成された圧縮機が知られている。特許文献1（特開2013-177877号公報）の圧縮機では、排油経路は、駆動軸内を軸方向に延びる主経路と、主経路から軸方向と交差する方向に延び、クランク室に開口する流入経路とを含む。

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0003] 本願発明者は、特許文献1（特開2013-177877号公報）のような構成の圧縮機では、駆動軸の回転に伴う遠心力により油が吸込穴に導かれにくくなり、クランク室に油が溜まりやすい状態が発生することを見出した。クランク室に油が溜まり過ぎた場合、クランク室内の圧力が上昇し、その結果、給油ポンプの動力増による圧縮機の効率低下を引き起こす可能性がある。また、クランク室の圧力が上昇すると、クランク室の形成されたハウジングの下部から油が漏れ出し、圧縮機の外部に油が流出する油上がりを引き起こされやすくなる可能性がある。

[0004] 本発明の課題は、クランク室の油を排出するための排油経路が駆動軸内に形成された圧縮機であって、クランク室に油が溜まり、クランク室の圧力が過度に上昇する状態を防止可能な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

- [0005] 本発明の第1観点に係る圧縮機は、ケーシングと、電動機と、駆動軸と、圧縮機構と、給油経路と、排油経路と、給油ポンプと、排油ポンプと、を備える。ケーシングには、底部に油溜空間が形成されている。電動機は、ケーシング内に收容されている。駆動軸は、上下方向に延び、電動機と連結される。圧縮機構は、ケーシング内に收容され、可動部および上部ハウジングを有する。可動部は、駆動軸と連結され電動機により駆動される。上部ハウジングは、駆動軸の偏心部と可動部との連結部分が内部に收容されるクランク室を形成する。上部ハウジングは、クランク室の下方に駆動軸を軸支する上部軸受部を有する。給油経路は、油溜空間の油をクランク室まで運ぶ。給油経路は、駆動軸の内部に形成されている。排油経路は、排油主経路と、第1流入経路とを含む。排油主経路は、駆動軸の内部を軸方向に延びる。第1流入経路は、排油主経路とクランク室とを連通する。給油ポンプは、油溜空間の油を給油経路に供給する。排油ポンプは、クランク室の油を、排油経路を介して油溜空間に排出する。クランク室より下方の、上部ハウジングの下部には、油回収用空間が形成されている。排油経路は、排油主経路と油回収用空間とを連通する第2流入経路を更に含む。
- [0006] 本発明の第1観点に係る圧縮機では、排油経路が、クランク室に連通する第1流入経路に加え、クランク室の下方であって、上部ハウジングの下部に形成された油回収用空間に連通する第2流入経路を有する。そのため、排油主経路に流入する油の量を増加させることが可能で、クランク室に油が溜まり圧力が過度に上昇することを防止できる。
- [0007] 本発明の第2観点に係る圧縮機は、第1観点に係る圧縮機であって、油回収用空間は、上部軸受部の下方に形成されている。
- [0008] 本発明の第2観点に係る圧縮機では、上部軸受部より下方にまで到達した上部ハウジングの下部から漏れ出すおそれのある油を、排油経路を介して油溜空間に導くことが可能で、上部ハウジングの下部から漏れだす油により油上がり引き起こされることを防止できる。
- [0009] 本発明の第3観点に係る圧縮機は、第1観点又は第2観点に係る圧縮機で

あって、上部ハウジングは、油回収用空間の下方に配置される上部軸シール部を更に有する。圧縮機は、上部軸シール部に配置される上部軸シールリングを更に備える。

[0010] 本発明の第3観点に係る圧縮機では、油回収用空間の下方の上部軸シール部に上部軸シールリングが配置されるため、クランク室内の圧力が上昇した場合にも、上部ハウジングの下部からの油の漏れを防止し、油上がりを抑制することができる。

[0011] 本発明の第4観点に係る圧縮機は、第3観点に係る圧縮機であって、下部ハウジングと、下部軸シールリングと、を更に備える。下部ハウジングは、下部軸受部および下部軸シール部を有する。下部軸受部は、駆動軸を軸支する。下部軸シール部は、下部軸受部の上方に配置される。下部軸シールリングは、下部軸シール部に配置される。

[0012] 本発明の第4観点に係る圧縮機では、下部ハウジングの下部軸シール部に下部軸シールリングが配置されるため、下部ハウジングの上部からの油の漏れも防止でき、油上がりが更に抑制されやすい。

[0013] 本発明の第5観点に係る圧縮機は、第4観点に係る圧縮機であって、下部軸シール部の下方に、環状空間が配置される。環状空間は、駆動軸を囲むように形成されている。環状空間は、排油主経路と連通する。下部ハウジングには、環状空間と油溜空間とを連通する油経路が形成される。

[0014] 発明の第5観点に係る圧縮機では、環状空間および油経路を設けることで、排油主経路から油溜空間へと油が流れる流路が確保されやすい。そのため、クランク室の圧力上昇を比較的強く抑制し、上部ハウジングの下部からの油の漏れによる油上がりを抑制できる。

[0015] 本発明の第6観点に係る圧縮機は、第4観点又は第5観点に係る圧縮機であって、駆動軸に、下部軸シールリングが配置される溝が形成されている。

[0016] 本発明の第6観点に係る圧縮機には、駆動軸側に下部軸シールリングを配置する溝が設けられているため、下部軸シール部に下部軸シールリングを配置した圧縮機を組み立てることが容易である。

- [0017] 本発明の第7観点に係る圧縮機は、第3観点から第6観点のいずれかに係る圧縮機であって、駆動軸に、上部部軸シールリングが配置される溝が形成されている。
- [0018] 本発明の第7観点に係る圧縮機には、駆動軸側に上部軸シールリングを配置する溝が設けられているため、上部軸シール部に上部軸シールリングを配置した圧縮機を組み立てることが容易である。
- [0019] 本発明の第8観点に係る圧縮機は、第1観点から第7観点のいずれかに係る圧縮機であって、排油ポンプの吐出量が、給油ポンプの吐出量より大きい。
- [0020] 本発明の第8観点に係る圧縮機では、クランク室から油を排出する排油ポンプの吐出量が、クランク室まで油を運ぶ給油ポンプの吐出量より大きいいため、クランク室の油が排油経路を通して排出されやすい。そのため、クランク室に過剰に油が溜まることを防止できる。その結果、クランク室内の圧力上昇を抑制し、給油ポンプの動力増による圧縮機の効率低下を防止することができる。
- [0021] 本発明の第9観点に係る圧縮機は、第8観点に係る圧縮機であって、排油ポンプおよび給油ポンプは、容積型ポンプである。排油ポンプの容積は、給油ポンプの容積より大きい。
- [0022] 本発明の第9観点に係る圧縮機では、排油ポンプの容積が給油ポンプの容積より大きいいため、排油主経路に流入する油の量を増加させて、クランク室に油が過度に溜まることを防止できる。その結果、クランク室の圧力上昇を比較的強く抑制することができる。
- [0023] 本発明の第10観点に係る圧縮機は、第8観点又は第9観点に係る圧縮機であって、排油ポンプおよび給油ポンプは、駆動軸の下部に連結され、2連ポンプを構成する。
- [0024] 本発明の第10観点に係る圧縮機では、排油ポンプおよび給油ポンプが2連ポンプを構成するため、油を供給／排出する機構を小型化することができ、これにより圧縮機を小型化することが可能である。

- [0025] 本発明の第11観点に係る圧縮機は、第1観点から第10観点のいずれかに係る圧縮機であって、クランク室に開口する第1流入経路の流入経路入口の面積は、排油主経路に開口する第1流入経路の流入経路出口の面積より大きい。流入経路入口は、流入経路出口よりも駆動軸の回転方向の前方に偏っている。
- [0026] 本発明の第11観点に係る圧縮機では、流入経路入口の面積が流入経路出口の面積より大きく形成され、更に流入経路入口が駆動軸の回転方向前方側に偏って配置されていることから、第1流入経路に油が導かれやすく、クランク室の油が排油経路を通して排出されやすい。そのため、クランク室に過剰に油が溜まり、圧力が過度に上昇することを防止できる。
- [0027] 本発明の第12観点に係る圧縮機は、第11観点に係る圧縮機であって、第1流入経路は、平面視において、流入経路出口から第1方向に延びる直線部を含む出口近傍部を有する。平面視において、流入経路入口の図心は、流入経路出口の図心から第1方向に延びる第1基準直線に対して、回転方向の前方側に位置する。
- [0028] 本発明の第12観点に係る圧縮機では、平面視において、流入経路入口の図心を第1基準直線に対して駆動軸の回転方向の前方側に配置することで、流入経路入口を、流入経路出口よりも駆動軸の回転方向の前方に偏らせている。これにより、クランク室の油が排油経路を通して排出されやすくなり、クランク室に過剰に油が溜まることを防止できる。
- [0029] 本発明の第13観点に係る圧縮機は、第11観点に係る圧縮機であって、平面視において、流入経路入口の図心は、駆動軸の回転中心から流入経路出口の図心を通して延びる第2基準直線に対して、回転方向の前方側に位置する。
- [0030] 本発明の第13観点に係る圧縮機では、平面視において、流入経路入口の図心を第2基準直線に対して駆動軸の回転方向の前方側に配置することで、流入経路入口を、流入経路出口よりも駆動軸の回転方向の前方に偏らせている。これにより、クランク室の油が排油経路を通して排出されやすくなり、

クランク室に過剰に油が溜まることを防止できる。

[0031] 本発明の第14観点に係る圧縮機は、第11観点から第13観点のいずれかに係る圧縮機であって、クランク室内において駆動軸に取り付けられたバランスウェイトを更に備える。第1流入経路は、駆動軸内に形成された軸内流入経路と、バランスウェイト内に形成されたウェイト内流入経路とを含む。ウェイト内流入経路は、軸内流入経路と連通し、クランク室に開口する。

[0032] 本発明の第14観点に係る圧縮機では、ウェイト内流入経路がクランク室に開口しており、バランスウェイトに流入経路入口が設けられるため、駆動軸の強度を低下させることなく、流入経路入口の面積を大きく確保することができる。

[0033] 本発明の第15観点に係る圧縮機は、第13観点に係る圧縮機であって、第1流入経路は、回転方向に交差する方向に広がるガイド面を有する。ガイド面は、平面視において、第2基準直線と平行、又は、第2基準直線よりも回転方向の前方側に傾いている。

[0034] 本発明の第15観点に係る圧縮機では、第1流入経路が、平面視において、第2基準直線と平行、又は、第2基準直線よりも回転方向の前方側に傾いているガイド面を有することで、クランク室の油を第1流入経路に導くことが容易である。

発明の効果

[0035] 本発明に係る圧縮機では、排油経路が、クランク室に連通する第1流入経路に加え、クランク室の下方であって、上部ハウジングの下部に形成された油回収用空間に連通する第2流入経路を有する。そのため、排油主経路に流入する油の量を増加させることが可能で、クランク室に油が溜まり圧力が過度に上昇することを防止できる。

図面の簡単な説明

[0036] [図1]本発明の第1実施形態に係る圧縮機の概略縦断面図である。

[図2]図1の圧縮機の駆動軸の上面図である。駆動軸内に形成された上部流出経路と下部流出経路とを点線で描画している。

[図3]図1の圧縮機の駆動軸の上部の概略縦断面図である。図2のS-C-S'断面で切断した駆動軸の断面図を描画している。

[図4]図3のIV-IV矢視の断面図である。

[図5]図1の圧縮機の駆動軸の上部の斜視図である。駆動軸内に形成された軸内給油経路および軸内排油経路は、点線で描画している。

[図6]図1の圧縮機の駆動軸の上部を側方（軸方向と直交する方向）から見た図である。

[図7]図1の圧縮機の駆動軸の下部の概略縦断面図である。図2のS-C-T断面で切断した駆動軸の断面図を描画している。

[図8]他の実施形態に係る圧縮機の駆動軸の下部の概略縦断面図である。図2のS-C-T断面で切断した駆動軸の断面図を描画している。

[図9]図1の圧縮機の下部ハウジングおよび油ポンプ周辺の拡大図である。

[図10]図1の圧縮機の油ポンプの分解斜視図である。

[図11]本発明の第2実施形態に係る圧縮機のクランク室周辺の概略縦断面図である。

[図12]図11のXII-XII矢視の断面図である。バランスウェイトの小径部に流入経路入口が形成されている。

[図13]図11の圧縮機の駆動軸の上部の概略縦断面図である。図13では、駆動軸を図12中の直線Mおよび直線M'で切断した縦断面を描画している。

[図14]図11の圧縮機の駆動軸の上部の斜視図である。駆動軸内に形成された軸内給油経路および軸内排油経路と、バランスウェイト内に形成されたウェイト内流入経路とは、点線で描画している。

[図15]図11の圧縮機の駆動軸の上部を側方から見た図である。

[図16]変形例Cに係る圧縮機の駆動軸の断面図の一例である。流入経路の形成された部分の断面図を示している。バランスウェイトの大径部に流入経路入口が形成されている。

[図17]変形例Cに係る圧縮機の駆動軸の断面図の一例である。流入経路の形

成された部分の断面図を示している。バランスウェイトの、大径部と小径部との境界部に流入経路入口が形成されている。

[図18]変形例Dに係る圧縮機の駆動軸の断面図である。

発明を実施するための形態

[0037] 以下に、本発明を実施形態について例を挙げて説明する。なお、下記の実施形態は、実施例に過ぎず、本発明の趣旨を逸脱しない範囲で適宜変更可能である。

[0038] <第1実施形態>

本発明の圧縮機の第1実施形態に係る圧縮機10について、図面を参照しながら説明する。

[0039] (1) 全体構成

本実施形態に係る圧縮機10は、スクロール圧縮機である。圧縮機10は、図示しない冷凍装置の冷媒回路に接続される。冷媒回路では、冷媒が循環して蒸気圧縮式の冷凍サイクルが行われる。具体的には、冷媒回路では、圧縮機10で圧縮された冷媒が、凝縮器で放熱し、減圧機構で減圧され、蒸発器で吸熱し、再び圧縮機10に吸引される。

[0040] 圧縮機10は、図1に示されるように、ケーシング20、圧縮機構30、電動機50、駆動軸60、下部ハウジング70、および油ポンプ80を主に有する。駆動軸60の内部には、圧縮機10の摺動部に油0（冷凍機油）を供給するための軸内給油経路63と、軸内排油経路64と、が形成されている（図1参照）。軸内排油経路64は、後述するクランク室35および油回収用空間334から油0を排出するための排油経路90の一部を構成する（図1参照）。

[0041] (2) 詳細構成

圧縮機10の構成について以下に詳述する。なお、以下の説明では、特に断りの無い場合、図1中の矢印Uの方向を上として方向や位置の説明を行う。

[0042] (2-1) ケーシング

圧縮機 10 は、縦長円筒状のケーシング 20 を有する。ケーシング 20 は、図 1 のように、上下が開口した円筒状の円筒部材 21 と、円筒部材 21 の上端および下端にそれぞれ設けられた上蓋 22 a および下蓋 22 b と、を有する。円筒部材 21 と、上蓋 22 a および下蓋 22 b とは、気密を保つように溶接により固定される。

[0043] ケーシング 20 には、図 1 のように、圧縮機構 30、電動機 50、駆動軸 60、下部ハウジング 70、および油ポンプ 80 を含む圧縮機 10 の構成機器が収容される。ケーシング 20 の底部には、図 1 のように、油溜空間 25 が形成される。油溜空間 25 には、駆動軸 60 や圧縮機構 30 の摺動部を潤滑するための油 0 が溜められる。

[0044] ケーシング 20 の上部には、図 1 のように、圧縮機構 30 の圧縮対象である冷媒を吸入する吸入管 23 が、上蓋 22 a を貫通して設けられる。吸入管 23 の下端は、後述する圧縮機構 30 の固定スクロール 31 に接続される。吸入管 23 は、後述する圧縮機構 30 の圧縮室 S c と連通する。圧縮室 S c には、吸入管 23 を介して、冷媒回路における低圧の冷媒が供給される。

[0045] ケーシング 20 の円筒部材 21 の中間部には、ケーシング 20 外に吐出される冷媒が通過する吐出管 24 が設けられる（図 1 参照）。吐出管 24 は、吐出管 24 のケーシング 20 内側の端部が、後述する圧縮機構 30 の上部ハウジング 33 と電動機 50 との間に突き出すように配置される。吐出管 24 からは、圧縮機構 30 により圧縮された、冷媒回路における高圧の冷媒が吐出される。

[0046] (2-2) 圧縮機構

圧縮機構 30 は、電動機 50 により駆動され冷媒を圧縮する。圧縮機構 30 は、ケーシング 20 内の上部に配置されている（図 1 参照）。圧縮機構 30 は、図 1 に示されるように、固定スクロール 31 と、可動スクロール 32 と、上部ハウジング 33 と、オルダム継手 34 と、を主に有する。固定スクロール 31 は、上部ハウジング 33 の上方に配置される。可動スクロール 32 は、固定スクロール 31 と組み合わされて圧縮室 S c を形成する。上部ハ

ウジング33は、後述する可動スクロール32のピン軸受部323が配置されるクランク室35を形成する。上部ハウジング33は、クランク室35の下方に駆動軸60を軸支する上部軸受部332を有する(図1参照)。また、上部ハウジング33は、上部軸受部332の下方に、上部軸シール部333を有する(図1参照)。オルダム継手34は、可動スクロール32の自転を防止する。

[0047] (2-2-1) 固定スクロール

固定スクロール31は、図1に示されるように、固定側鏡板311と、固定側ラップ312と、周縁部313と、を主に有する。固定側ラップ312および周縁部313は、固定側鏡板311の可動スクロール32側の面、言い換えれば、固定側鏡板311の下面から、下方に突出する。固定側ラップ312は、渦巻き状に形成されている。

[0048] 固定側鏡板311は、円板状に形成されている。固定側ラップ312と、後述する可動スクロール32の可動側ラップ322とは、固定側鏡板311の下面と、後述する可動スクロール32の可動側鏡板321の上面とが対向するように組み合わせられ、固定スクロール31と可動スクロール32との間に、冷媒が圧縮される圧縮室Scが形成される(図1参照)。

[0049] 固定側鏡板311には、吐出口311aおよび吐出空間311bが形成されている(図1参照)。吐出口311aは、固定側鏡板311の中央部に、固定側鏡板311を厚さ方向に貫通して形成される(図1参照)。吐出口311aは、圧縮室Scと吐出空間311bとを連通している(図1参照)。吐出空間311bは、固定スクロール31および上部ハウジング33に形成された図示しない冷媒通路を介して、ケーシング20内の上部ハウジング33の下側の空間と連通している。圧縮機構30の圧縮室Scで圧縮された冷媒は、図示しない冷媒通路を通過して、上部ハウジング33の下側の空間へと流入する。圧縮機10が運転されると、上部ハウジング33の下側の空間は、圧縮機構30により圧縮された高圧の冷媒で満たされる。

[0050] 周縁部313は、厚肉のリング状に形成され、固定側ラップ312を取り

囲むように配置される（図1参照）。可動スクロール32が固定スクロール31に対して旋回すると、後述する可動スクロール32の可動側鏡板321の上面は、周縁部313の下面と摺接する。

[0051] (2-2-2) 可動スクロール

可動部の一例である可動スクロール32は、駆動軸60と連結される。可動スクロール32は、駆動軸60と連結される電動機50により駆動される。

[0052] 可動スクロール32は、図1に示されるように、可動側鏡板321と、可動側ラップ322と、ピン軸受部323と、を主に有する。

[0053] 可動側鏡板321は円板状に形成されている。

[0054] 可動側ラップ322は、可動側鏡板321の固定スクロール31側の面、言い換えれば、可動側鏡板321の上面から、上方に突出する（図1参照）。可動側ラップ322は、渦巻き状に形成されている。

[0055] ピン軸受部323は、可動側鏡板321の電動機50側の面、言い換えれば、可動側鏡板321の下面から、下方に突出する（図1参照）。ピン軸受部323は、円筒状に形成され、円筒の上端の開口が可動側鏡板321により塞がれている。ピン軸受部323は、上部ハウジング33が形成する、後述するクランク室35の内部に收容される。可動スクロール32と駆動軸60とは、ピン軸受部323の内部に、後述する駆動軸60のピン軸部61が挿入されることで連結される。なお、ピン軸受部323の内部には、軸受メタル323aが嵌め込まれている。ピン軸受部323に挿入されるピン軸部61は、軸受メタル323aにより回転自在に支持される。ピン軸受部323において可動スクロール32が駆動軸60と連結されることで、電動機50が稼働すると、電動機50と連結された駆動軸60が回転し、可動スクロール32が駆動される。

[0056] 円筒状のピン軸受部323の内部であって、ピン軸受部323に挿入される駆動軸60のピン軸部61の上端面と、可動側鏡板321の下面との間には、油連絡室36が形成される（図1参照）。油連絡室36は、後述する駆

動軸 60 の内部に形成された軸内給油経路 63 と連通している。油連絡室 36 は、軸内給油経路 63 から油 O の供給を受ける。

[0057] ピン軸部 61 と軸受メタル 323a との間には上下方向に延びるピン軸流路（図示せず）が形成される。ピン軸流路は、上端が油連絡室 36 に開口し、下端がクランク室 35 に開口している。ピン軸流路には、油連絡室 36 から油 O が流入する。ピン軸流路に流入した油 O は、ピン軸部 61 と軸受メタル 323a との間の摺動部へ供給される。ピン軸部 61 と軸受メタル 323a との間の摺動部に供給された後の油 O は、上部ハウジング 33 が形成するクランク室 35 に流入する。

[0058] 可動側鏡板 321 の内部には、油通路 321a が形成されている。油通路 321a は、油連絡室 36 と連通する可動側鏡板 321 の下面の開口から、円板状の可動側鏡板 321 の内部を径方向外側に向かって延び、更に上方に延びて可動側鏡板 321 の上面に開口する。

[0059] (2-2-3) 上部ハウジング

上部ハウジング 33 は、上下に延びる円筒状の部材である。上部ハウジング 33 は、円筒部材 21 に圧入され、その外周面が、周方向の全体にわたって円筒部材 21 の内面に接合されている（図 1 参照）。上部ハウジング 33 には、固定スクロール 31 が、固定スクロール 31 の周縁部 313 の下面と上部ハウジング 33 の上端面とが対向する状態で固定されている（図 1 参照）。円筒状の上部ハウジング 33 の内部には、駆動軸 60 が挿入されている（図 1 参照）。

[0060] 上部ハウジング 33 には、図 1 に示すように、上面中央部に下方に凹むように形成された凹部 331 が形成される。また、上部ハウジング 33 は、図 1 に示すように、凹部 331 の下方に配置される上部軸受部 332 と、上部軸受部 332 の下方に配置される上部軸シール部 333 と、を有する。

[0061] 凹部 331 は、可動スクロール 32 のピン軸受部 323 が配置されるクランク室 35 を形成する（図 1 参照）。クランク室 35 の内部には、上部ハウジング 33 に挿入された駆動軸 60 のピン軸部 61 と、可動スクロール 32

との連結部分が内部に收容される（図1参照）。言い換えれば、クランク室35には、駆動軸60のピン軸部61が挿入される可動スクロール32のピン軸受部323が收容される（図1参照）。

[0062] 上部ハウジング33の凹部331内、すなわちクランク室35内には、駆動軸60のピン軸部61と軸受メタル323aとの間の摺動部に供給された後の油Oや、後述する駆動軸60の主軸62と軸受メタル332aとの摺動部に供給された後の油Oが流入する。クランク室35は、後述する、駆動軸60に形成された軸内排油経路64の第1流入経路67と連通している。クランク室35内に流入する油Oは、軸内排油経路64を介して、ケーシング20の下部の油溜空間25へと排出される。クランク室35からの油Oの排出に関しては後述する。

[0063] 上部軸受部332は、軸受部の一例である。上部軸受部332は、クランク室35の下方に配置される（図1参照）。上部軸受部332の内部には、軸受メタル332aが設けられている（図1参照）。軸受メタル332aは、上部ハウジング33の上部軸受部332内に挿入された駆動軸60の主軸62を回転自在に軸支する。なお、上部軸受部332には、上下方向に延びる上部軸受排油路332bが形成されている（図1参照）。上部軸受排油路332bの下端は、上部軸受部332の下方に配置される油回収用空間334と連通している（図1参照）。油回収用空間334については後述する。上部軸受排油路332bの上端は、上部軸受部332の上方に配置されるクランク室35と連通している。上部軸受排油路332bは、上部軸受部332の軸受メタル332aと駆動軸60の主軸62との摺動部に供給された後の油Oの一部を、クランク室35へと導く通路である。なお、上部軸受部332の軸受メタル332aと駆動軸60の主軸62との摺動部に供給された後の油Oの内、クランク室35に流入しない油Oは、油回収用空間334へと流入する。

[0064] 上部軸シール部333は、上部軸受部332の下方に配置される（図1参照）。上部軸シール部333は、円筒状に形成されている。上部軸シール部

333の内径は、上部軸シール部333の内部に配置される駆動軸60の主軸62の外径と概ね等しい。上部軸シール部333の内径は、上部軸シール部333の内部に配置される駆動軸60の主軸62の外径よりやや大きい。上部軸シール部333は、上部ハウジング33と駆動軸60との隙間の下部からの油0の漏れを防止する。

[0065] 上部軸受部332と上部軸シール部333との間であって、上部ハウジング33と駆動軸60の間には、駆動軸60を取り囲むように円環状の空間が形成されている。円環状の空間は、駆動軸60の主軸62の外径を小さくすることで主軸62と上部ハウジング33との間に形成されても、上部ハウジング33の内径を大きくすることで主軸62と上部ハウジング33との間に形成されてもよい。この空間が油回収用空間334として機能する（図1参照）。油回収用空間334は、上部ハウジング33の下部に形成される。油回収用空間334には、上部軸受部332の軸受メタル332aと駆動軸60の主軸62との摺動部に供給された後の油0の一部が流入する。油回収用空間334は、駆動軸60に形成された軸内排油経路64の、後述する第2流入経路64bと連通している。油回収用空間334内に流入した油0は、軸内排油経路64を介して、ケーシング20の下部の油溜空間25へと排出される。油回収用空間334からの油0の排出に関しては後述する。

[0066] 上部軸シール部333には、上部軸シールリング41が配置されている（図1参照）。上部軸シール部333に上部軸シールリング41が配置されることで、クランク室35内の圧力が上昇しても、上部ハウジング33の下部からの油0の漏れを防止し、油上がりを抑制することができる。

[0067] 具体的には、上部軸シール部333の下部の、上部軸シール部333と駆動軸60との間に、上部軸シールリング41が配置されている（図1参照）。上部軸シールリング41は、駆動軸60の主軸62の、上部軸シール部333と対向する領域に形成された環状のシールリング溝41a内に配置されている（図1参照）。なお、上部軸シールリング41は、駆動軸60の主軸62に形成されたシールリング溝41a内に配置される代わりに、上部軸シ

ール部333に形成される環状のシールリング溝内に配置されてもよい。

[0068] 上部軸シールリング41は、金属製、又は樹脂製である。上部軸シールリング41には、例えば高温特性に優れた金属材料、又は樹脂材料が用いられる。上部軸シールリング41は、環状に形成され、図示しない合口（カットされた部分）を有する。合口の形状は、例えばアングルカット形状である。ただし、これに限定されるものではなく、合口の形状は、例えばステップカット形状等であってもよい。合口の形状は、適宜決定されればよい。上部軸シールリング41の軸方向の高さ h_1 （図1参照）の、上部軸シールリング41の取り付けられている部分の駆動軸60の主軸62の直径 A_1 （図1参照、シールリング溝41aの形成されていない部分の直径）に対する比の値は、0.047であるが、これに限定されるものではない。十分なシール性を得るためには、上部軸シールリング41の軸方向の高さ h_1 の、上部軸シールリング41の取り付けられている部分の駆動軸60の主軸62の直径 A_1 に対する比の値は、0.04以上0.07未満であることが好ましい。上部軸シールリング41の径方向厚み w_1 （図1参照）の、上部軸シールリング41の取り付けられている部分の駆動軸60の主軸62の直径 A_1 に対する比の値は、0.040であるが、これに限定されるものではない。十分なシール性を得るためには、上部軸シールリング41の径方向厚み w_1 の、上部軸シールリング41の取り付けられている部分の駆動軸60の主軸62の直径 A_1 に対する比の値は、0.03以上0.06未満であることが好ましい。

[0069] (2-2-4) オルダム継手

オルダム継手34は、上部ハウジング33の上面に設けられている（図1参照）。オルダム継手34は、可動スクロール32の可動側鏡板321と、上部ハウジング33とに、摺動自在に嵌め込まれている。オルダム継手34は、電動機50により駆動される可動スクロール32が自転することを阻止する。オルダム継手34の働きにより、可動スクロール32は、自転すること無く固定スクロール31に対して公転する。

[0070] (2-3) 電動機

電動機50は、圧縮機構30の上部ハウジング33の下方に配置されている(図1参照)。電動機50は、円筒部材21の内壁面に固定されたステータ51と、ステータ51の内側に僅かな隙間(エアギャップ)を空けて回転自在に收容されたロータ53とを有する(図1参照)。

[0071] ステータ51は、筒状のステータコア52と、ステータコア52に巻き回される巻線(図示せず)とを有している。ステータコア52の外周面には、上下方向に延びるコアカット52aが形成されている(図1参照)。コアカット52a部分では、ステータコア52とケーシング20の円筒部材21との間に隙間が形成される。

[0072] 本圧縮機10と異なり、クランク室に溜まる油を、コアカット部分の隙間を介して油溜空間に戻すタイプの圧縮機では、コアカットを大きく形成する必要がある。これに対し、本圧縮機10では、駆動軸60内にクランク室35の油0を油溜空間25に戻すための軸内排油経路64が形成されているため、コアカット52aを比較的小さくすることができる。そのため、圧縮機10は、クランク室に溜まる油を、コアカット部分の隙間を介して油溜空間に戻すタイプの圧縮機に比べ、モータ効率を向上させることができる。

[0073] ロータ53は、筒状に形成されている。ロータ53の内部に駆動軸60が挿通されることで、ロータ53と駆動軸60とが連結されている。駆動軸60は可動スクロール32とも連結されている。つまり、ロータ53は、駆動軸60を介して可動スクロール32と連結されている。電動機50は、ロータ53を回転させることで、可動スクロール32を駆動する。

[0074] (2-4) 駆動軸

駆動軸60は、ケーシング20の円筒部材21の軸心に沿って上下方向に延びる(図1参照)。駆動軸60は、電動機50のロータ53と連結され、電動機50の駆動力を可動スクロール32に伝達する。

[0075] 駆動軸60は、円筒部材21の軸心と中心軸が一致する主軸62と、主軸62に対して偏心したピン軸部61とを有する(図1参照)。ピン軸部61

は、偏心部の一例である。

[0076] ピン軸部 6 1 は、主軸 6 2 よりも径が小さく形成されている。ピン軸部 6 1 は、前述のように可動スクロール 3 2 のピン軸受部 3 2 3 に挿入されている。ピン軸部 6 1 は、ピン軸受部 3 2 3 の内部に配置された軸受メタル 3 2 3 a により回転自在に支持される。

[0077] 主軸 6 2 は、上部ハウジング 3 3 の上部軸受部 3 3 2 の軸受メタル 3 3 2 a および後述する下部ハウジング 7 0 の下部軸受部 7 1 の軸受メタル 7 1 a により回転自在に支持される（図 1 参照）。また、主軸 6 2 は、上部軸受部 3 3 2 と下部軸受部 7 1 との間で、電動機 5 0 のロータ 5 3 と連結される（図 1 参照）。駆動軸 6 0 は、平面視において、回転中心 C 周りを回転する（図 2 および図 4 参照）。回転中心 C は、平面視における主軸 6 2 の中心位置である。なお、本実施形態では、主軸 6 2（駆動軸 6 0）は、平面視において反時計回りに回転する（図 4 中の回転方向 K 参照）。

[0078] 駆動軸 6 0 の内部には、図 1 のように、圧縮機 1 0 の摺動部に油 O を供給するための軸内給油経路 6 3 が形成されている。また、駆動軸 6 0 の内部には、図 1 のように、クランク室 3 5 および油回収用空間 3 3 4 と連通し、クランク室 3 5 および油回収用空間 3 3 4 に溜まった油 O を排出するための軸内排油経路 6 4 が形成されている。軸内給油経路 6 3 および軸内排油経路 6 4 については、後述する。

[0079] 駆動軸 6 0 の主軸 6 2 の下端には、オイルポンプシャフト受け 6 9 が固定されている（図 1 参照）。具体的には、主軸 6 2 の下端に形成された後述する軸内給油経路 6 3 の流入経路 6 3 a の開口に、オイルポンプシャフト受け 6 9 が挿入され固定されている。

[0080] オイルポンプシャフト受け 6 9 は中空の部材である。オイルポンプシャフト受け 6 9 の中空部には、後述するように下端側から油ポンプ 8 0 のオイルポンプシャフト 8 4 が挿入されている（図 9 参照）。オイルポンプシャフト 8 4 の内部には、後述するように軸方向中継路 8 4 b が形成されている（図 9 参照）。軸方向中継路 8 4 b は、オイルポンプシャフト受け 6 9 が挿入さ

れる、軸内給油経路63の流入経路63aと連通する(図9参照)。

[0081] (2-5) 下部ハウジング

下部ハウジング70は、ケーシング20内の下部に配置されている(図1参照)。下部ハウジング70は、電動機50の下方に配置される。下部ハウジング70は、上下に延びる円筒状の部材である。下部ハウジング70は、外周面の一部がケーシング20の円筒部材21に向かって突出し(図10参照)、円筒部材21と固定される。円筒状の下部ハウジング70の内部には、駆動軸60が挿入されている(図1参照)。

[0082] 下部ハウジング70は、その上部に、下部軸シール部77を有する(図1参照)。また、下部ハウジング70は、下部軸シール部77の下方に下部軸受部71を有する(図1参照)。下部ハウジング70の下部には、上方に向かって凹む、凹部72が形成されている(図1参照)。下部ハウジング70の下端面には、凹部72の下部の開口を閉鎖するように油ポンプ80が固定されている(図1参照)。

[0083] 下部軸受部71は、駆動軸60を軸支する。下部軸受部71の内部には、軸受メタル71aが設けられる(図1参照)。軸受メタル71aは、下部ハウジング70の下部軸受部71内に配置された駆動軸60の主軸62を回転自在に軸支する。

[0084] 下部軸シール部77は、円筒状に形成されている。下部軸シール部77の内径は、下部軸シール部77の内部に配置される駆動軸60の主軸62の外径と概ね等しい。下部軸シール部77の内径は、下部軸シール部77の内部に配置される駆動軸60の主軸62の外径よりやや大きい。下部軸シール部77は、下部ハウジング70と駆動軸60との隙間の上部からの油0の漏れを防止する。

[0085] 下部軸受部71と下部軸シール部77との間であって、下部ハウジング70と駆動軸60との間には、駆動軸60を取り囲むように円環状の空間が形成されている(図9参照)。円環状の空間は、駆動軸60の主軸62の一部の外径を小さくすることで主軸62と下部ハウジング70との間に形成され

ても、下部ハウジング70の一部の内径を小さくすることで主軸62と下部軸シール部77との間に形成されてもよい。この空間が環状空間76として機能する(図1参照)。環状空間76は、下部軸受部71の軸受メタル71aと隣接した空間である(図9参照)。環状空間76は、後述する軸内排油経路64の排油主経路64cと、後述する軸内排油経路64の流出経路64dを介して連通する(図9参照)。環状空間76には、排油主経路64cおよび流出経路64dを流れてきた油Oが流入する。また、環状空間76には、下部軸受部71の軸受メタル71aと駆動軸60の主軸62との摺動部に供給された後の油Oの一部が流入する。環状空間76は、下部ハウジング70内に形成された下部ハウジング内排油経路74と連通している。下部ハウジング内排油経路74は油通路の一例である。下部ハウジング内排油経路74は、下部ハウジング70の凹部72と油ポンプ80とによって囲まれた下部空間78(図9参照)と連通している。環状空間76内に流入する油Oは、下部ハウジング内排油経路74を経て下部空間78へと流れこむ。また、下部軸受部71の軸受メタル71aと駆動軸60の主軸62との摺動部に供給された後の油Oの一部は、直接(下部ハウジング内排油経路74を経ずに)、下部空間78へと流れこむ。下部空間78へと流れこんだ油Oは、後述する油ポンプ80の排油ポンプ部80Bへと導かれ、油溜空間25へと流入する。つまり、下部ハウジング内排油経路74は、下部空間78および排油ポンプ部80Bを介して、環状空間76と油溜空間25とを連通している。

[0086] 下部軸シール部77には、下部軸シールリング42が配置されている。下部軸シール部77に下部軸シールリング42が配置されるため、下部ハウジング70の上部からの油Oの漏れを防止し、油上がりを抑制することができる。

[0087] 具体的には、下部軸シール部77の上部の、下部軸シール部77と駆動軸60との間に、下部軸シールリング42が配置されている(図9参照)。下部軸シールリング42は、駆動軸60の主軸62の、下部軸シール部77と対向する領域に形成された環状のシールリング溝42a内に配置されている

(図9参照)。なお、下部軸シールリング42は、駆動軸60の主軸62に形成されたシールリング溝42a内に配置される代わりに、下部軸シール部77に形成される環状のシールリング溝内に配置されてもよい。

[0088] 下部軸シールリング42は、金属製、又は樹脂製である。下部軸シールリング42には、例えば高温特性に優れた金属材料、又は樹脂材料が用いられる。下部軸シールリング42は、環状に形成され、図示しない合口（カットされた部分）を有する。合口の形状は、例えばアングルカット形状である。ただし、これに限定されるものではなく、合口の形状は、例えばステップカット形状等であってもよい。合口の形状は、適宜決定されればよい。下部軸シールリング42の軸方向の高さ h_2 （図9参照）の、下部軸シールリング42の取り付けられている部分の駆動軸60の主軸62の直径 A_2 （図9参照、シールリング溝42aの形成されていない部分の直径）に対する比の値は、0.053であるが、これに限定されるものではない。十分なシール性を得るためには、下部軸シールリング42の軸方向の高さ h_2 の、下部軸シールリング42の取り付けられている部分の駆動軸60の主軸62の直径 A_2 に対する比の値は、0.04以上0.07未満であることが好ましい。下部軸シールリング42の径方向厚み w_2 （図9参照）の、下部軸シールリング42の取り付けられている部分の駆動軸60の主軸62の直径 A_2 に対する比の値は、0.045であるが、これに限定されるものではない。十分なシール性を得るためには、下部軸シールリング42の径方向厚み w_2 の、下部軸シールリング42の取り付けられている部分の駆動軸60の主軸62の直径 A_2 に対する比の値は、0.03以上0.06未満であることが好ましい。

[0089] (2-6) 軸内給油経路

軸内給油経路63は、給油経路の一例である。軸内給油経路63は、後述する油ポンプ80の給油ポンプ部80Aにより供給された油溜空間25の油0を、圧縮機10の各摺動部へ供給するための油経路である。軸内給油経路63は、駆動軸60内に形成されている（図1参照）。軸内給油経路63は

、油溜空間25の油Oを、クランク室35に配置される駆動軸60のピン軸部61の上端まで運ぶ。つまり、軸内給油経路63は、油溜空間25の油Oをクランク室35まで運ぶ。

[0090] 軸内給油経路63は、図1、図3、および図7に示すように、流入経路63a、給油主経路63b、上部流出経路63c、および下部流出経路63dを主に有する。なお、図3は、駆動軸60の上部を、図2中のS-C-S'断面で切断した断面図である。図7は、駆動軸60の下部を、図2中のS-C-T断面で切断した断面図である。図2中のCは、駆動軸60の回転中心Cを示している。

[0091] 流入経路63aは、駆動軸60の下端に開口する凹部である（図7参照）。流入経路63aは、駆動軸60の中央部に、下端から上方に凹むように形成されている（図7参照）。流入経路63aには、下端の開口から、オイルポンプシャフト受け69が挿入されている。さらに、中空のオイルポンプシャフト受け69の内部には、後述する油ポンプ80のオイルポンプシャフト84が挿入されている。流入経路63aは、油ポンプ80のオイルポンプシャフト84に形成された軸方向中継路84bと連通している（図9参照）。油溜空間25の油Oは、油ポンプ80の給油ポンプ部80Aにより、軸内給油経路63に、流入経路63aから供給される。

[0092] 給油主経路63bは、駆動軸60内を、軸方向、すなわち上下方向に延びる。給油主経路63bの下端は、流入経路63aと連通している。給油主経路63bの上端は、駆動軸60のピン軸部61の上端面で開口している。給油主経路63bは、油連絡室36と連通している。

[0093] 上部流出経路63cは、駆動軸60内を、給油主経路63bから、軸方向と交差する方向に延びる。特にここでは、上部流出経路63cは、駆動軸60内を、給油主経路63bから、軸方向と直交する方向に延びる（図3参照）。上部流出経路63cは、駆動軸60内を、給油主経路63bから径方向に延びる（図2参照）。上部流出経路63cは、上部ハウジング33の上部軸受部332において、駆動軸60の外周面に開口している。上部流出経路

63cの、駆動軸60の外周面の開口から流出する油Oは、上部軸受部332の軸受メタル332aと駆動軸60の主軸62との間の摺動部へ供給される。

[0094] 下部流出経路63dは、駆動軸60内を、給油主経路63bから、軸方向と交差する方向に延びる(図7参照)。特にここでは、下部流出経路63dは、駆動軸60内を、給油主経路63bから、軸方向と直交する方向に延びる(図7参照)。下部流出経路63dは、駆動軸60内を、給油主経路63bから径方向に延びる(図2参照)。下部流出経路63dは、下部ハウジング70の下部軸受部71において、駆動軸60の外周面に開口している。下部流出経路63dの、駆動軸60の外周面の開口から流出する油Oは、下部軸受部71の軸受メタル71aと駆動軸60の主軸62との間の摺動部へ供給される。

[0095] なお、ここでは、上部流出経路63cの駆動軸60の外周面の開口と、下部流出経路63dの駆動軸60の外周面の開口とは、駆動軸60の回転中心Cに対し、約180度ずれて配置されている(図2参照)。言い換えれば、上部流出経路63cおよび下部流出経路63dは、平面視において、概ね、駆動軸60の回転中心Cを通過する直線上を延びる。図2を用いて説明すれば、平面視において、上部流出経路63cおよび下部流出経路63dは、概ね、駆動軸60の回転中心Cを通過して延びる直線S-T上を延びる。

[0096] このように、上部流出経路63cの駆動軸60の外周面の開口と、下部流出経路63dの駆動軸60の外周面の開口とを、駆動軸60の回転中心Cに対して軸対称に配置することで、上部軸受部332の摺動部、および、下部軸受部71の摺動部における油膜生成が容易となる。その理由は、以下のとおりである。機構上、上部軸受部332と下部軸受部71とは、荷重を受ける方向(角度)は、駆動軸60の回転中心Cに対し概ね反対方向となる(ほぼ180度異なる)。そして、上部軸受部332および下部軸受部71が荷重を受ける形態は、荷重の大きさがほぼ一定で、荷重方向が軸回転と同期して変動する、いわゆる回転荷重となる。そのため、上部軸受部332およ

び下部軸受部 7 1 のそれぞれで、荷重を支える方向（ほぼ最小油膜厚さ位置角度）と反対側に流出経路の開口を設ける設計を行えば、上部軸受部 3 3 2 および下部軸受部 7 1 に供給される油 O の流量を最も増やすことができる。

[0097] ただし、図 2 および図 7 のように、同じ給油主経路 6 3 b から上部流出経路 6 3 c と下部流出経路 6 3 d とを分岐させると、給油主経路 6 3 b および上部流出経路 6 3 c の一方を流れる油 O は、駆動軸 6 0 の回転による遠心力に逆らう流れとなる。本実施形態では、下部流出経路 6 3 d を流れる油 O の流れが遠心力に逆らう流れとなり、下部軸受部 7 1 に給油され難くなる（図 7 参照）。

[0098] したがって、他の実施形態では、図 8 のように、駆動軸 6 0 の回転中心 C に対して給油主経路 6 3 b とは軸対称の位置に、流入経路 6 3 a から軸方向に延びる、給油主経路 6 3 b とは別の下部軸受専用経路（縦穴） 6 3 e を設けてもよい。その上で、下部流出経路 6 3 d を、給油主経路 6 3 b ではなく、下部軸受専用経路 6 3 e に連通させ、下部軸受専用経路 6 3 e を介して下部流出経路 6 3 d に油 O を供給してもよい。図 8 のように構成されることで、下部流出経路 6 3 d を流れる油 O の流れも遠心力に沿った流れとなり、下部軸受部 7 1 に油 O が給油され易くなる。

[0099] （2-7）排油経路

排油経路 9 0 は、クランク室 3 5 内および油回収用空間 3 3 4 内の油 O や、下部軸受部 7 1 に供給された後の油 O を、油ポンプ 8 0 の排油ポンプ部 8 0 B へ導く油経路である。排油経路 9 0 は、軸内排油経路 6 4 と、環状空間 7 6 と、下部ハウジング内排油経路 7 4 と、下部ハウジング 7 0 の凹部 7 2 および油ポンプ 8 0 に囲まれた下部空間 7 8 と、を主に含む（図 1 参照）。

[0100] 軸内排油経路 6 4 は、クランク室 3 5 内および油回収用空間 3 3 4 内の油 O を、駆動軸 6 0 の主軸 6 2 の周りに形成された環状空間 7 6 まで導く。環状空間 7 6 内の油 O は、下部ハウジング内排油経路 7 4 を通って、下部空間 7 8 まで運ばれる。クランク室 3 5 に溜まる油 O は、駆動軸 6 0 のピン軸部 6 1 とピン軸受部 3 2 3 の軸受メタル 3 2 3 a との間の摺動部に供給された

後の油Oを含む。また、クランク室35に溜まる油Oは、駆動軸60の主軸62と上部軸受部332の軸受メタル332aとの摺動部に供給された後、上部軸受排油路332bを通過してクランク室35に流入する油Oを含む。油回収用空間334に流入する油Oは、駆動軸60の主軸62と上部軸受部332の軸受メタル332aとの摺動部に供給された後の油Oを含む。環状空間76に流入する油Oは、軸内排油経路64を流れてきた油Oと、駆動軸60の主軸62と下部軸受部71の軸受メタル71aとの摺動部に供給された後の油Oの一部と、を含む。

- [0101] 軸内排油経路64は、第1流入経路67と、第2流入経路64bと、排油主経路64cと、流出経路64dと、を主に有する(図1参照)。
- [0102] 第1流入経路67は、排油主経路64cとクランク室35とを連通する(図1参照)。第1流入経路67は、ピン軸部61の基部に形成される(図3、図5および図6参照)。駆動軸60のピン軸部61は、上部ハウジング33により形成されるクランク室35内に配置されるが、ここでは、軸内排油経路64内の空間(ピン軸部61内の空間)を、クランク室35と異なる空間として定義する。つまり、図4の断面図において、ピン軸部61の外周縁よりも内側に形成された第1流入経路67および排油主経路64cの内部の空間を、クランク室35とは異なる空間と定義する。
- [0103] 排油主経路64cは、駆動軸60内を、軸方向、すなわち上下方向に延びる穴である。排油主経路64cは、平面視において、円形に形成されている。排油主経路64cは、駆動軸60のピン軸部61の上端面から、駆動軸60の下部まで延びる。排油主経路64cの上端の開口は、埋栓64eにより閉鎖されている(図1参照)。そのため、排油主経路64cは、ピン軸部61の上方に形成された油連絡室36とは連通していない。
- [0104] 第1流入経路67は、吸込穴65と、導入部66と、を主に有する(図3、図4参照)。
- [0105] 吸込穴65は、出口近傍部の一例である。吸込穴65は、排油主経路64cに開口する穴である。吸込穴65の排油主経路64cへの開口を、流入経

路出口 67b と呼ぶ（図 4～図 6 参照）。つまり、吸込穴 65 は、流入経路出口 67b の近傍に、より詳細には流入経路出口 67b に隣接して設けられる。流入経路出口 67b は、排油主経路 64c の外周縁に形成された開口である。言い換えれば、流入経路出口 67b は、排油主経路 64c を実体のある円柱状部材であると仮定した場合に、吸込穴 65 を開けることで、その円柱状部材の外周面に形成される開口である。流入経路出口 67b は、平面視において、排油主経路 64c の外周縁上の、図 4 に両矢印で示した区間に配置される。

[0106] 吸込穴 65 は、排油主経路 64c から、言い換えれば流入経路出口 67b から、直線的に延びる。吸込穴 65 は、側面視において（駆動軸 60 の軸方向と直交する方向から見た時に）円形に形成された穴である（図 6 参照）。そのため、流入経路出口 67b も、側面視において円形に形成されている（図 6 参照）。

[0107] 吸込穴 65 は、駆動軸 60 の軸方向と交差する直線に沿って延びる。特にここでは、吸込穴 65 は、駆動軸 60 の軸方向と直交する直線に沿って延びる。吸込穴 65 は、平面視において、駆動軸 60 の回転中心 C（主軸 62 の中心）と、流入経路出口 67b の図心 Z2 とを通過する、駆動軸 60 の軸方向と直交する直線 L に沿って延びる（図 3 参照）。なお、ここでは、平面視における流入経路出口 67b の図心 Z2 は、排油主経路 64c の外周縁の流入経路出口 67b が配置される区間（図 4 の排油主経路 64c の外周縁上に両矢印で示した区間）に、排油主経路 64c の外周縁に沿って延びる微小幅の図形を仮想した場合の、この仮想図形の図心を意味する。

[0108] 吸込穴 65 は、平面視において、流入経路出口 67b から直線的に延びる 1 対の直線部 65a を有する（図 4 参照）。両直線部 65a は、流入経路出口 67b から、直線 L に平行に、ピン軸部 61 の外側に向かって延びる（図 4 の方向 B の矢印の方向参照）。

[0109] 導入部 66 は、ピン軸部 61 の基部に、ピン軸部 61 の外周面から、ピン軸部 61 の内部を削るように形成されている（図 5 参照）。導入部 66 は、

平面視において、ピン軸部61の外周縁（後述する流入経路入口67aの形成される、図4に両矢印で示した区間）と、吸込穴65の直線部65aの一方に連続して延びる第1面66aと、直線Lと直交する向きに延びる第2面66bと、吸込穴65と、に囲まれた空間である。導入部66は、平面視において、直線Lと直交する向き（第2面66bの延びる向き）に、直線Lの向き（第1面66aの延びる向き）より長く延びるよう形成されている。

[0110] 導入部66は、吸込穴65と連通する空間である（図3および図4参照）。また、導入部66は、クランク室35と連通する空間である（図3および図4参照）。言い換えれば、導入部66は、クランク室35に開口する。導入部66のクランク室35への開口を、流入経路入口67aと呼ぶ（図4～図6参照）。流入経路入口67aは、ピン軸部61の外周縁に形成された開口である（図5参照）。流入経路入口67aは、平面視において、ピン軸部61の外周縁上の、図4に両矢印で示した区間に配置される。流入経路入口67aは、導入部66の第2面66bに対向する方向からの側面視において、水平方向に長く延びる長形状に形成されている（図6参照）。導入部66には、流入経路入口67aを通過して、クランク室35内の油Oが流入する。

[0111] クランク室35から第1流入経路67への油Oの入口である流入経路入口67a（クランク室35に開口する流入経路入口67a）と、第1流入経路67から排油主経路64cへの油Oの出口である流入経路出口67b（排油主経路64cに開口する流入経路出口67b）と、の間には、以下の関係がある。

[0112] 1) ピン軸部61の外周面に形成された流入経路入口67aの面積は、排油主経路64cの外周縁に形成された流入経路出口67bの面積より大きい（図5および図6参照）。

[0113] 2) 流入経路入口67aは、流入経路出口67bよりも、駆動軸60の回転方向Kの前方に偏っている。言い換えれば、平面視において、流入経路入口67aの図心Z1は、流入経路出口67bの図心Z2を通過して方向Bに延

びる直線Lに対して、駆動軸60の回転方向Kの前方側に位置する（図4参照）。なお、ここでは、平面視における流入経路入口67aの図心Z1は、ピン軸部61の外周縁の流入経路入口67aが配置される区間（図4のピン軸部61の外周縁の両矢印で示した区間）に、ピン軸部61の外周縁に沿って延びる微小幅の図形を仮想した場合の、この仮想図形の図心を意味する。さらに言い換えれば、平面視において、流入経路入口67aの図心Z1は、駆動軸60の回転中心Cから流入経路出口67bの図心Z2を通過して延びる直線Lに対して、駆動軸60の回転方向Kの前方側に位置する（図4参照）。

[0114] 上記の1)のように、流入経路入口67aの面積が流入経路出口67bの面積より大きく構成されることで、流入経路入口67aの面積を流入経路出口67bの面積より大きくしない場合に比べ、クランク室35の油Oが、第1流入経路67により排油主経路64cに導かれやすくなる。

[0115] また、上記の2)のように、流入経路入口67aが、流入経路出口67bよりも駆動軸60の回転方向Kの前方に偏っていることで、駆動軸60が回転した時に、回転方向Kに対して流入経路出口67bよりも前方側に配置される流入経路入口67aから導入部66に油Oが導かれやすく、排油主経路64cに油Oが導かれやすい。

[0116] 特にここでは、導入部66が、回転方向Kに交差する方向に広がる第1面66aを有する。第1面66aは、ガイド面の一例である。第1面66aは、平面視において、駆動軸60の回転方向Kの後方側の吸込穴65の直線部65a（直線Lよりも回転方向Kの後方側の吸込穴65の直線部65a）と直線的に延びる（図4参照）。つまり、導入部66は、平面視において、直線Lに平行に延びる第1面66aを有する（図4参照）。駆動軸60が回転方向Kに回転すると、導入部66には、回転方向Kと逆方向（図4中の方向D）に油Oが流れ、第1面66aによりその流れ方向が変えられ、吸込穴65、更には排油主経路64cへと油Oが導かれる。

[0117] なお、ここでは、吸込穴65はドリルにより形成され、その後エンドミル

により導入部66が形成される。ただし、吸込穴65および導入部66の形成方法は例示であってこれに限定されるものではない。吸込穴65および導入部66を形成方法には、各種加工方法を適用可能である。

[0118] 第2流入経路64bは、排油主経路64cと油回収用空間334とを連通する。

[0119] 第2流入経路64bは、駆動軸60内を、排油主経路64cから、軸方向と交差する方向に延びる。特にここでは、第2流入経路64bは、駆動軸60内を、軸方向と直交する方向に延びる。第2流入経路64bは、駆動軸60内を、排油主経路64cから径方向に延びる。第2流入経路64bは、上部ハウジング33の油回収用空間334の高さ位置に形成される。第2流入経路64bは、上部軸シール部333の上方に形成された油回収用空間334において、駆動軸60の外周面に開口する。第2流入経路64bは、一端が油回収用空間334と連通し、他端が排油主経路64cと連通している。油回収用空間334の油Oは、第2流入経路64bの開口から軸内排油経路64に流入する。

[0120] なお、仮に、駆動軸60に第2流入経路64bが形成されていないとすれば、上部軸受部332の軸受メタル332aと駆動軸60の主軸62との摺動部に供給された後の油Oは、全てクランク室35に流入させられ、第1流入経路64aから排油主経路64cへ流入させられる。これに対し、ここでは、第2流入経路64bが形成されているため、上部軸受部332の軸受メタル332aと駆動軸60の主軸62との摺動部に供給された後の油Oを第2流入経路64bからも排油主経路64cへと流入させることができる。そのため、クランク室35に油Oが過剰に溜まることを防止できる。

[0121] 流出経路64dは、駆動軸60内を、排油主経路64cの下端から、軸方向と交差する方向に延びる。特にここでは、流出経路64dは、駆動軸60内を、排油主経路64cの下端から軸方向と直交する方向に延びる。流出経路64dは、駆動軸60内を、排油主経路64cの下端から径方向に延びる。流出経路64dは、下部ハウジング70と駆動軸60の主軸62との間に

形成された環状空間 7 6 において、駆動軸 6 0 の主軸 6 2 の外周面に開口している。つまり、流出経路 6 4 d は、環状空間 7 6 と連通している。環状空間 7 6 に流入した油 O は、下部ハウジング 7 0 内に形成された下部ハウジング内排油経路 7 4 を介して、下部ハウジング 7 0 の凹部 7 2 および油ポンプ 8 0 により囲まれた下部空間 7 8 へと排出される。

[0122] 下部空間 7 8 には、軸内排油経路 6 4 から排出される油 O が流入する。また、下部空間 7 8 には、下部軸受部 7 1 の軸受メタル 7 1 a と駆動軸 6 0 の主軸 6 2 との間の摺動部へ供給された後の油 O が、直接、又は、環状空間 7 6 および下部ハウジング内排油経路 7 4 を経て流入する。下部空間 7 8 に流入した油 O は、後述する油ポンプ 8 0 のスラストプレート 7 3 に形成された排出口 7 3 a (図 1 参照) を介して、油ポンプ 8 0 の排油ポンプ部 8 0 B へと導かれる。

[0123] (2-8) 油ポンプ

油ポンプ 8 0 は、いわゆる 2 連のトロコイド式の容積型ポンプである。

[0124] 油ポンプ 8 0 は、図 1 0 に示すように、下部ハウジング 7 0 の下端面にボルト 8 3 で固定されている。油ポンプ 8 0 は、スラストプレート 7 3、ポンプボディ 8 1、ポンプカバー 8 2、オイルポンプシャフト 8 4、下側アウターロータ 8 5、下側インナーロータ 8 6、上側アウターロータ 8 7、および上側インナーロータ 8 8 を主に有する。

[0125] 油ポンプ 8 0 は、油溜空間 2 5 の油 O を軸内給油経路 6 3 に供給する給油ポンプ部 8 0 A と、クランク室 3 5 の油 O を、排油経路 9 0 を介して油溜空間 2 5 に排出する排油ポンプ部 8 0 B と、を含む (図 9 参照)。給油ポンプ部 8 0 A は、給油ポンプの一例である。排油ポンプ部 8 0 B は、排油ポンプの一例である。

[0126] 給油ポンプ部 8 0 A は、下側アウターロータ 8 5 および下側インナーロータ 8 6 を含む (図 9 参照)。排油ポンプ部 8 0 B は、上側アウターロータ 8 7 および上側インナーロータ 8 8 を含む (図 9 参照)。給油ポンプ部 8 0 A の下側インナーロータ 8 6 と、排油ポンプ部 8 0 B の上側インナーロータ 8

8と、には、オイルポンプシャフト84により駆動力が伝えられる。オイルポンプシャフト84は、駆動軸60の下部に連結されており、駆動軸60が回転すると、オイルポンプシャフト84も回転する。オイルポンプシャフト84が回転する結果、下側インナーロータ86および上側インナーロータ88が駆動され、給油ポンプ部80Aが容積型の給油ポンプとして、排油ポンプ部80Bが容積型の排油ポンプとして、それぞれ機能する。

[0127] 以下に、油ポンプ80について詳細に説明する。

[0128] スラストプレート73は、円板状に形成されている(図10参照)。スラストプレート73は、下部ハウジング70に、下部ハウジング70に形成された凹部72を塞ぐように取り付けられている(図9および図10参照)。駆動軸60の下端に取り付けられたオイルポンプシャフト受け69の下端面は、スラストプレート73と摺接する(図9参照)。スラストプレート73は、駆動軸60のスラスト力を受ける。

[0129] スラストプレート73の径方向中心部には、オイルポンプシャフト84の下部を挿入するための挿入孔73bが形成されている(図9および図10参照)。また、スラストプレート73の外周部には、スラストプレート73の上方の下部空間78内の油Oを排油ポンプ部80Bに導くための排出口73aが形成されている(図9および図10参照)。排出口73aは、上端が下部空間78と連通し、下端が後述するポンプボディ81のボディ内上側流路81bと連通している。

[0130] ポンプボディ81は、上下方向に延びる略円筒状の部材である。ポンプボディ81の内部には、オイルポンプシャフト84、下側アウターロータ85、下側インナーロータ86、上側アウターロータ87、および上側インナーロータ88が收容される(図9参照)。ポンプボディ81上部の周縁には、上方に突出する外周縁部81aが形成されている(図10参照)。ポンプボディ81は、外周縁部81aの内側にスラストプレート73が嵌め込まれた状態で、下部ハウジング70に固定されている(図9参照)。

[0131] ポンプボディ81の上面の中央部には、下方に凹むボディ内上側流路81

bが形成されている（図9および図10参照）。ポンプボディ81の下面の中央部には、上方に凹むボディ内下側流路81cが形成されている（図9および図10参照）。ボディ内下側流路81cは、平面視において、円形状に形成されている。さらに、ポンプボディ81の中央部には、オイルポンプシャフト84が挿入される内周孔81dが形成されている（図9および図10参照）。

[0132] ポンプボディ81には、水平方向に延びて内外を貫通する排出流路81eが形成されている（図9および図10参照）。排出流路81eは、一端（内部側の端部）がボディ内上側流路81bに開口し、他端（外部側の端部）がポンプボディ81の外周面に開口している（図9参照）。

[0133] 排出流路81eにはポンプ出口配管89が取り付けられている（図9参照）。ポンプ出口配管89は、L字形状に形成されている。ポンプ出口配管89は、排出流路81eに沿って水平方向に延びた後、90度方向を変え、下方に延びる。ポンプ出口配管89の下端は、油ポンプ80の下端より下方に配置されている。また、ポンプ出口配管89の下端は、油溜空間25の下部に配置されている。ポンプ出口配管89は、排油ポンプ部80Bから排出流路81eを介して流入した油Oを、油溜空間25の下部に導く。

[0134] ここでは、排出流路81eから水平方向に油Oが排出されるのではなく、油Oがポンプ出口配管89により油溜空間25の下部に排出されるため、油Oのミストが冷媒と共に運ばれ吐出管24から冷媒回路に吐出されることを防止できる。また、排出流路81eは、油溜空間25の液面付近に開口しているため、ポンプ出口配管89がない場合には、排出流路81eから吐出される油Oが液面を乱し、油Oのミストの飛散が促進されるおそれがある。これに対し、ここでは、油Oがポンプ出口配管89により油溜空間25の下部に排出されるため、油溜空間25の液面を乱すことがない。

[0135] ポンプカバー82は、略円板状に形成されている（図10参照）。ポンプカバー82は、ポンプボディ81の下面に固定されている（図9および図10参照）。

[0136] ポンプカバー 82 の中央部では、オイルポンプシャフト 84 が回転自在に支持されている（図 9 および図 10 参照）。また、ポンプカバー 82 には、平面視においてポンプカバー 82 に支持されるオイルポンプシャフト 84 より外周側に、円弧状の吸入口 82 a が形成されている（図 9 および図 10 参照）。吸入口 82 a は、ポンプカバー 82 を上下方向に貫通して形成されている。吸入口 82 a の下端は、油溜空間 25 に開口している。吸入口 82 a の上端は、ポンプボディ 81 に形成されたボディ内下側流路 81 c に開口している。オイルポンプシャフト 84 が回転して給油ポンプ部 80 A が駆動されると、油溜空間 25 の油 O が、吸入口 82 a を通過してボディ内下側流路 81 c に流入する。

[0137] オイルポンプシャフト 84 は、円筒状に形成され、上下方向に延びる（図 9 参照）。オイルポンプシャフト 84 の下部は、ポンプカバー 82 に回転自在に支持されている（図 9 および図 10 参照）。オイルポンプシャフト 84 は、ポンプボディ 81 に形成された内周孔 81 d に挿入され、ポンプボディ 81 に回転自在に支持されている（図 9 および図 10 参照）。また、オイルポンプシャフト 84 は、ポンプボディ 81 の上部に配置されるスラストプレート 73 の挿入孔 73 b に挿入されている（図 9 および図 10 参照）。さらに、オイルポンプシャフト 84 は、駆動軸 60 の主軸 62 の下端部に形成された流入経路 63 a に取り付けられたオイルポンプシャフト受け 69 の内部に下方から挿入され、オイルポンプシャフト受け 69 と嵌合されている（図 9 および図 10 参照）。具体的には、六角形状に形成されたオイルポンプシャフト 84 の上端部が、オイルポンプシャフト受け 69 の内径部に設けられた六角形状の穴に挿入されている。つまり、オイルポンプシャフト 84 は、オイルポンプシャフト受け 69 を介して、駆動軸 60 の下部に連結されている。オイルポンプシャフト 84 と駆動軸 60 とが連結されることで、オイルポンプシャフト 84 は、駆動軸 60 と一体的に回転する。

[0138] オイルポンプシャフト 84 の内部には、径方向中継路 84 a および軸方向中継路 84 b が形成されている（図 9 および図 10 参照）。径方向中継路 8

4 aは、オイルポンプシャフト84を径方向に貫通している（図9参照）。径方向中継路84 aは、ポンプボディ81のボディ内下側流路81 cに開口している。軸方向中継路84 bは、オイルポンプシャフト84を軸方向に（上下方向に）延びる。軸方向中継路84 bは、オイルポンプシャフト84の上端面において開口し、駆動軸60の内部に形成された軸内給油経路63の流入経路63 aに連通している（図9参照）。軸方向中継路84 bの下端は、径方向中継路84 aと連通している（図9参照）。オイルポンプシャフト84が回転すると、ボディ内下側流路81 c内の油Oは、径方向中継路84 aおよび軸方向中継路84 bを通過して、軸内給油経路63に供給される（図9参照）。

[0139] 下側アウターロータ85は、ボディ内下側流路81 c内に嵌合している。下側アウターロータ85は、円環状に形成され、その内周面に円弧状（より厳密にはトロコイド曲線形状）の外側歯部85 aが複数形成されている（図10参照）。複数の外側歯部85 aは、周方向に等間隔で配列され、下側アウターロータ85の内部に配置される下側インナーロータ86側に向かって膨出している。

[0140] 下側インナーロータ86は、円環状に形成されている（図10参照）。下側インナーロータ86は、下側アウターロータ85の内部に配置される（図9参照）。下側インナーロータ86は、オイルポンプシャフト84の外側に嵌合している。具体的には、下側インナーロータ86の内側には、D字形状の保持穴86 aが形成されている（図10参照）。この保持穴86 aにオイルポンプシャフト84が挿入されることで、下側インナーロータ86とオイルポンプシャフト84とは連結され、下側インナーロータ86はオイルポンプシャフト84と一体的に回転する。下側インナーロータ86の外周面には、下側アウターロータ85の外側歯部85 aと対応するように、内側歯部86 bが複数形成されている（図10参照）。内側歯部86 bと外側歯部85 aとが互いに歯合するように下側インナーロータ86が下側アウターロータ85の内部に配置されることで、内側歯部86 bと外側歯部85 aとの間に

、油Oを搬送するための容積室V1が形成される（図9参照）。

[0141] 下側インナーロータ86および下側アウターロータ85を含む油ポンプ80の下側部分は、給油ポンプ部80Aを構成している。給油ポンプ部80Aでは、油溜空間25の油Oが、ポンプカバー82の吸入口82aから流入し、ボディ内下側流路81c内の下側インナーロータ86と下側アウターロータ85との間の容積室V1を通過した後、径方向中継路84aおよび軸方向中継路84bを通過して、軸内給油経路63に供給される。

[0142] 上側アウターロータ87は、ボディ内上側流路81b内に嵌合している。上側アウターロータ87は、円環状に形成され、その内周面に円弧状（より厳密にはトロコイド曲線形状）の外側歯部87aが複数形成されている（図10参照）。複数の外側歯部87aは、周方向に等間隔で配列され、上側アウターロータ87の内部に配置される上側インナーロータ88側に向かって膨出している。

[0143] 上側インナーロータ88は、円環状に形成されている（図10参照）。上側インナーロータ88は、上側アウターロータ87の内部に配置される（図9参照）。上側インナーロータ88は、オイルポンプシャフト84の外側に嵌合している。具体的には、上側インナーロータ88の内側には、D字形状の保持穴88aが形成されている（図10参照）。この保持穴88aにオイルポンプシャフト84が挿入されることで、上側インナーロータ88とオイルポンプシャフト84とは連結され、上側インナーロータ88はオイルポンプシャフト84と一体的に回転する。上側インナーロータ88の外周面には、上側アウターロータ87の外側歯部87aと対応するように、内側歯部88bが複数形成されている（図10参照）。内側歯部88bと外側歯部87aとが互いに歯合するように上側インナーロータ88が上側アウターロータ87の内部に配置されることで、内側歯部88bと外側歯部87aとの間に、油Oを搬送するための容積室V2が形成される（図9参照）。なお、上側インナーロータ88と上側アウターロータ87との間の容積室V2は、下側インナーロータ86と下側アウターロータ85との間の容積室V1よりも大

きい。

[0144] 上側インナーロータ 88 および上側アウターロータ 87 を含む油ポンプ 80 の上側部分は、排油ポンプ部 80B を構成している。排油ポンプ部 80B では、排油経路 90 の一部を構成する下部空間 78 からスラストプレート 73 の排出口 73a を通過して油 O がボディ内上側流路 81b へ流入し、ボディ内上側流路 81b 内の上側インナーロータ 88 と上側アウターロータ 87 との間の容積室 V2 を通過した後、ポンプボディ 81 の側面に形成された排出流路 81e を通過して、ケーシング 20 の底部の油溜空間 25 へ排出される。

[0145] なお、上記のように、上側インナーロータ 88 と上側アウターロータ 87 との間の容積室 V2 が、下側インナーロータ 86 と下側アウターロータ 85 との間の容積室 V1 よりも大きいいため、排油ポンプ部 80B の吐出量は、給油ポンプ部 80A の吐出量より大きい。なお、ここでの吐出量は、給油ポンプ部 80A および排油ポンプ部 80B の理論上の吐出量を意味する。排油ポンプ部 80B の実際の吐出量は、給油ポンプ部 80A の実際の吐出量より小さくてもよい。

[0146] 容積室 V2 の容量を容積室 V1 の容量よりどの程度大きくするか（排油ポンプ部 80B の吐出量を、給油ポンプ部 80A の吐出量よりどの程度大きくするか）は、クランク室 35 内に油 O が過剰に溜まらないように適切に決定される。

[0147] (3) 運転動作

圧縮機 10 の基本的な運転動作について説明する。

[0148] 圧縮機 10 の運転時には、電動機 50 が稼働され、ロータ 53 が回転する。ロータ 53 が回転すると、ロータ 53 と連結された駆動軸 60 も回転する。駆動軸 60 が回転すると、ピン軸部 61 が偏心回転する。その結果、ピン軸部 61 がピン軸受部 323 に挿入された可動スクロール 32 が旋回する。なお、可動スクロール 32 は、オルダム継手 34 の働きにより、自転せずに固定スクロール 31 に対して公転する。可動スクロール 32 が公転すること

で、冷媒回路における低圧の冷媒が、吸入管 23 を通ってケーシング 20 内に吸引される。より具体的には、冷媒回路における低圧の冷媒が、吸入管 23 を通過し、固定側ラップ 312 の周縁側から圧縮室 Sc へと吸引される。可動スクロール 32 が公転するのに従い、吸入管 23 と圧縮室 Sc とは連通しなくなる。そして、圧縮室 Sc は、その容積を減少させながら、周縁側から中心部に近づいていく。これにより圧縮室 Sc 内の冷媒の圧力が上昇する。圧縮機構 30 によって圧縮された高圧の冷媒は、固定側鏡板 311 の中心付近に形成された吐出口 311a を通じて吐出空間 311b に吐出される。吐出空間 311b に吐出された冷媒回路における高圧の冷媒は、固定スクロール 31 および上部ハウジング 33 に形成された図示しない冷媒通路を通過して、上部ハウジング 33 の下方の空間へ流入する。上部ハウジング 33 の下方の空間へ流入した高圧の冷媒は、吐出管 24 から吐出され、冷媒回路に送られる。

[0149] (4) 油の給排動作

圧縮機 10 における油 O の給排動作について説明する。

[0150] 初めに、油 O の給油動作について説明する。

[0151] 圧縮機 10 が運転され、駆動軸 60 が回転すると、油ポンプ 80 の給油ポンプ部 80A が駆動される。具体的には、駆動軸 60 と連結されたオイルポンプシャフト 84 が回転することで、下側インナーロータ 86 が下側アウターロータ 85 の内部を回転する。これにより、容積室 V1 の容積が拡張し、油溜空間 25 の油 O が油ポンプ 80 の給油ポンプ部 80A 内に吸い込まれる。

[0152] より具体的に、油溜空間 25 の油 O は、ポンプカバー 82 の吸入口 82a を介してボディ内下側流路 81c 内の容積室 V1 に吸い込まれる。容積室 V1 から吐出される油 O は、径方向中継路 84a および軸方向中継路 84b を流れ、軸内給油経路 63 の流入経路 63a に流入する。

[0153] 軸内給油経路 63 の流入経路 63a に流入した油 O は、給油主経路 63b を上昇する。また、図 8 の実施形態のように、下部軸受専用経路 63e が設

けられている場合には、流入経路63aに流入した油Oは、給油主経路63bおよび下部軸受専用経路63eを上昇する。

[0154] 図7の実施形態のように、下部流出経路63dが給油主経路63bと連通する場合には、給油主経路63bを上昇する油Oの一部は、下部流出経路63dを通じて下部軸受部71へ供給される。図8の実施形態のように、下部軸受専用経路63eが設けられている場合には、下部軸受専用経路63eを上昇する油Oが、下部流出経路63dを通じて下部軸受部71へ供給される。下部軸受部71へ供給された油Oは、軸受メタル71aと駆動軸60の主軸62との間の摺動部を潤滑する。その後、油Oは、下部ハウジング70の下部軸シール部77の下方に形成された環状空間76又は下部ハウジング70の凹部72により囲まれた下部空間78へと流出する。環状空間76に流入した油Oは、下部ハウジング内排油経路74を経て下部空間78へと流出する。

[0155] 給油主経路63bを上昇する油Oの一部は、上部流出経路63cを通じて上部軸受部332へ供給される。上部軸受部332へ供給された油Oは、軸受メタル332aと駆動軸60の主軸62との間の摺動部を潤滑する。その後、油Oの一部は、上部軸受排油路332bを通過して上部ハウジング33により形成されるクランク室35に流入する。また、残りの油Oは、上部ハウジング33の下部の上部軸シール部333の上方に形成された油回収用空間334に流入する。

[0156] 給油主経路63bを上昇する油Oの一部は、給油主経路63bを上端まで上昇し、油連絡室36に流入する。油連絡室36に流入した油Oは、一部が可動スクロール32に形成された油通路321aに流入し、残りが図示しないピン軸流路へ流入する。油通路321aへ流入した油Oは、固定スクロール31と可動スクロール32との間のスラスト面や、固定側ラップ312と可動側ラップ322との隙間等に供給される。一方、ピン軸流路へ流入した油Oは、ピン軸受部323内の軸受メタル323aと駆動軸60のピン軸部61との間の摺動部に供給され、摺動部を潤滑する。その後、油Oは、上部

ハウジング33により形成されるクランク室35に流出する。

[0157] 次に、油Oの排油動作について説明する。

[0158] 圧縮機10が運転され、駆動軸60が回転すると、油ポンプ80の排油ポンプ部80Bも駆動される。具体的には、駆動軸60と連結されたオイルポンプシャフト84が回転することで、上側インナーロータ88が上側アウターロータ87の内部を回転する。これにより、排油ポンプ部80Bの容積室V2の容積が拡張し、クランク室35の油Oが流入経路入口67aから導入部66へと流入する。導入部66に流入した油Oは、第1面66aにより導かれて吸込穴65へと流入し、吸込穴65を通過して排油主経路64cへと流入する。油回収用空間334の油Oは、第2流入経路64bを通過して、排油主経路64cへと流入する。第1流入経路67および第2流入経路64bから排油主経路64cに流入した油Oは、排油主経路64cを下方に移動し、流出経路64dを通過して環状空間76に流出する。環状空間76に流入した油Oは、下部ハウジング内排油経路74を通過して下部ハウジング70の凹部72により側方を囲まれた下部空間78へ流入する。下部空間78内の油Oは、スラストプレート73に形成された排出口73aを通過して、油ポンプ80の排油ポンプ部80Bへ流入する。より具体的には、排出口73aを通過した油Oは、ボディ内上側流路81bに流入し、ボディ内上側流路81b内の容積室V2に吸い込まれる。容積室V2から吐出される油Oは、ポンプボディ81の内部に形成された排出流路81eを通過し、ポンプ出口配管89を経て、ケーシング20の底部の油溜空間25へ排出される。

[0159] (5) 特徴

(5-1)

本実施形態の圧縮機10は、ケーシング20と、電動機50と、駆動軸60と、圧縮機構30と、給油経路の一例としての軸内給油経路63と、排油経路90と、給油ポンプの一例としての給油ポンプ部80Aと、排油ポンプの一例としての排油ポンプ部80Bと、を備える。ケーシング20には、底部に油溜空間25が形成されている。電動機50は、ケーシング20内に収

容されている。駆動軸60は、上下方向に延び、電動機50と連結される。圧縮機構30は、可動部の一例としての可動スクロール32と、上部ハウジング33とを有する。可動スクロール32は、駆動軸60と連結され、電動機50により駆動される。上部ハウジング33は、駆動軸60のピン軸部61と可動スクロール32との連結部分（可動スクロール32のピン軸受部323）が内部に收容されるクランク室35を形成する。ピン軸部61は、駆動軸60の偏心部の一例である。圧縮機構30は、ケーシング20内に收容される。上部ハウジング33は、クランク室35の下方に駆動軸60を軸支する上部軸受部332を有する。軸内給油経路63は、油溜空間25の油Oをクランク室35まで運ぶ。軸内給油経路63は、駆動軸60の内部に形成されている。排油経路90は、排油主経路64cと、第1流入経路67と、を含む。排油主経路64cは、駆動軸60の内部を軸方向に延びる。第1流入経路67は、排油主経路64cとクランク室35とを連通する。給油ポンプ部80Aは、油溜空間25の油Oを軸内給油経路63に供給する。排油ポンプ部80Bは、クランク室35の油Oを、排油経路90を介して油溜空間25に排出する。クランク室35より下方の、上部ハウジング33の下部には、油回収用空間334が形成されている。軸内排油経路64は、排油主経路64cと油回収用空間334とを連通する第2流入経路64bを更に含む。

[0160] ここでは、排油経路90が、クランク室35に連通する第1流入経路67に加え、クランク室35の下方であって、上部ハウジング33の下部に形成された油回収用空間334に連通する第2流入経路64bを有する。そのため、排油主経路64cに流入する油Oの量を増加させることが可能で、クランク室35に油Oが溜まり圧力が過度に上昇する状態を防止することができる。

[0161] (5-2)

本実施形態の圧縮機10では、油回収用空間334は、上部軸受部332の下方に形成されている。

[0162] ここでは、上部軸受部 3 3 2 より下方にまで到達した上部ハウジング 3 3 の下部から漏れ出すおそれのある油 O を、軸内排油経路 6 4 を介して油溜空間 2 5 に導くことが可能で、上部ハウジング 3 3 の下部から漏れだす油 O により油上がりが引き起こされることを防止できる。

[0163] (5-3)

本実施形態の圧縮機 1 0 では、上部ハウジング 3 3 は、油回収用空間 3 3 4 の下方に配置される上部軸シール部 3 3 3 を有する。圧縮機 1 0 は、上部軸シール部 3 3 3 に配置される上部軸シールリング 4 1 を備える。

[0164] ここでは、油回収用空間 3 3 4 の下方の上部軸シール部 3 3 3 に上部軸シールリング 4 1 が配置されるため、クランク室 3 5 内の圧力が上昇した場合にも、上部ハウジング 3 3 の下部から油 O が漏れることを防止でき、油上がりを抑制できる。

[0165] なお、上部軸シールリング 4 1 は設けられなくてもよいが、上部ハウジング 3 3 の下部からの油 O の漏れを防止しやすくするためには、上部軸シールリング 4 1 を設けることが好ましい。

[0166] (5-4)

本実施形態の圧縮機 1 0 では、下部ハウジング 7 0 と、下部軸シールリング 4 2 と、を備える。下部ハウジング 7 0 は、下部軸受部 7 1 および下部軸シール部 7 7 を有する。下部軸受部 7 1 は、駆動軸 6 0 を軸支する。下部軸シール部 7 7 は、下部軸受部 7 1 の上方に配置される。下部軸シールリング 4 2 は、下部軸シール部 7 7 に配置される。

[0167] ここでは、下部ハウジング 7 0 の下部軸シール部 7 7 に下部軸シールリング 4 2 が配置されるため、下部ハウジング 7 0 の上部からの油 O の漏れも防止でき、油上がりが更に抑制されやすい。

[0168] なお、下部軸シールリング 4 2 は設けられなくてもよいが、下部ハウジング 7 0 の上部からの油 O の漏れを防止しやすくするためには、下部軸シールリング 4 2 を設けることが好ましい。

[0169] (5-5)

本実施形態の圧縮機 10 では、下部軸シール部 77 の下方に、環状空間 76 が配置される。環状空間 76 は、駆動軸 60 を囲むように形成されている。環状空間 76 は、排油主経路 64c と連通する。下部ハウジング 70 には、環状空間 76 と油溜空間 25 とを連通する下部ハウジング内排油経路 74 が形成される。下部ハウジング内排油経路 74 は、油経路の一例である。

[0170] ここでは、環状空間 76 および下部ハウジング内排油経路 74 を設けることで、排油主経路 64c から油溜空間 25 へと油 O が流れる流路が確保されやすい。そのため、クランク室 35 の圧力上昇を比較的強く抑制し、上部ハウジング 33 の下部からの油 O の漏れによる油上がりを抑制できる。

[0171] (5-6)

本実施形態の圧縮機 10 では、駆動軸 60 に、下部軸シールリング 42 が配置されるシールリング溝 42a が形成されている。

[0172] ここでは、駆動軸 60 側に下部軸シールリング 42 を配置するシールリング溝 42a が設けられているため、下部軸シール部 77 に下部軸シールリング 42 を配置した圧縮機 10 を組み立てることが容易である。

[0173] (5-7)

本実施形態の圧縮機 10 では、駆動軸 60 に、上部軸シールリング 41 が配置されるシールリング溝 41a が形成されている。

[0174] ここでは、駆動軸 60 側に上部軸シールリング 41 を配置するシールリング溝 41a が設けられているため、上部軸シール部 333 に上部軸シールリング 41 を配置した圧縮機 10 を組み立てることが容易である。

[0175] (5-8)

本実施形態の圧縮機 10 では、排油ポンプ部 80B の吐出量が、給油ポンプ部 80A の吐出量より大きい。

[0176] なお、ここでの吐出量は、給油ポンプ部 80A および排油ポンプ部 80B の理論上の吐出量を意味する。

[0177] ここでは、クランク室 35 から油 O を排出する排油ポンプ部 80B の吐出量が、クランク室 35 まで油 O を運ぶ給油ポンプ部 80A の吐出量より大きい。

いため、クランク室35の油Oが排油経路90を通過して排出されやすい。そのため、クランク室35に過剰に油Oが溜まることを防止できる。その結果、クランク室35内の圧力上昇を抑制し、給油ポンプ部80Aの動力増による圧縮機10の効率低下を防止することができる。

[0178] なお、排油ポンプ部80Bの吐出量を、給油ポンプ部80Aの吐出量と同じ、又は、給油ポンプ部80Aの吐出量より小さくすることもできる。ただし、クランク室35の圧力上昇を抑制するためには、排油ポンプ部80Bの吐出量が、給油ポンプ部80Aの吐出量より大きいことが好ましい。

[0179] (5-9)

本実施形態の圧縮機10では、排油ポンプ部80Bおよび給油ポンプ部80Aは、容積型ポンプである。排油ポンプ部80Bの容積室V2の容積は、給油ポンプ部80Aの容積室V1の容積より大きい。

[0180] ここでは、排油ポンプ部80Bの容積室V2の容積が給油ポンプ部80Aの容積室V1の容積より大きいため、排油主経路84cに流入する油Oの量を増加させて、クランク室35に油Oが過度に溜まることを防止できる。その結果、クランク室35の圧力上昇を比較的強く抑制することができる。

[0181] なお、排油ポンプ部80Bの容積室V2の容積は、給油ポンプ部80Aの容積室V1の容積と同じ、又は、給油ポンプ部80Aの容積室V1の容積より小さくすることもできる。ただし、クランク室35の圧力上昇を抑制するためには、排油ポンプ部80Bの容積室V2の容積は、給油ポンプ部80Aの容積室V1の容積より大きいことが好ましい。

[0182] (5-10)

本実施形態の圧縮機10では、排油ポンプ部80Bおよび給油ポンプ部80Aは、駆動軸60の下部に連結され、2連ポンプを構成する。

[0183] ここでは、排油ポンプ部80Bおよび給油ポンプ部80Aが2連ポンプ(油ポンプ80)を構成するため、油Oを供給/排出する機構を小型化することができ、これにより圧縮機10を小型化することが可能である。

[0184] (5-11)

本実施形態の圧縮機 10 では、クランク室 35 に開口する第 1 流入経路 67 の流入経路入口 67 a の面積は、排油主経路 64 c に開口する第 1 流入経路 67 の流入経路出口 67 b の面積より大きい。流入経路入口 67 a は、流入経路出口 67 b よりも駆動軸 60 の回転方向 K の前方に偏っている。

[0185] ここでは、流入経路入口 67 a の面積が流入経路出口 67 b の面積より大きく形成され、更に流入経路入口 67 a が駆動軸 60 の回転方向 K の前方側に偏って配置されていることから、第 1 流入経路 67 に油 O が導かれやすく、クランク室 35 の油 O が排油経路 90 を通って排出されやすい。そのため、過剰に油 O が溜まってクランク室 35 の圧力が過度に上昇する状態の発生を防止できる。その結果、給油ポンプ部 80 A の動力増による圧縮機 10 の効率低下も抑制することができる。

[0186] なお、第 1 流入経路 67 を、排油主経路 64 c から径方向に延びる穴だけで構成することもできる。ただし、過剰に油 O が溜まってクランク室 35 の圧力が過度に上昇する状態の発生を防止するためには、流入経路入口 67 a の面積が流入経路出口 67 b の面積より大きく、流入経路入口 67 a が流入経路出口 67 b よりも駆動軸 60 の回転方向 K の前方に偏っていることが好ましい。

[0187] (5-12)

本実施形態の圧縮機 10 では、第 1 流入経路 67 は、平面視において、流入経路出口 67 b から、直線 L に沿った駆動軸 60 の外側に延びる方向（図 4 中の方向 B）へと延びる直線部 65 a を含む吸込穴 65 を有する。方向 B は、第 1 方向の一例である。吸込穴 65 は、出口近傍部の一例である。平面視において、流入経路入口 67 a の図心 Z1 は、流入経路出口 67 b の図心 Z2 から方向 B に延びる直線 L に対して、駆動軸 60 の回転方向 K の前方側に位置する。直線 L は、第 1 基準直線の一例である。

[0188] ここでは、平面視において、流入経路入口 67 a の図心を直線 L に対して駆動軸 60 の回転方向 K の前方側に配置することで、流入経路入口 67 a を、流入経路出口 67 b よりも駆動軸 60 の回転方向 K の前方に偏らせている

。これにより、クランク室35の油Oが排油経路90を通過して排出されやすくなり、クランク室35に過剰に油Oが溜まることを防止できる。

[0189] (5-13)

本実施形態の圧縮機10では、平面視において、流入経路入口67aの図心Z1は、駆動軸60の回転中心Cから流入経路出口67bの図心Z1を通過して延びる直線Lに対して、回転方向Kの前方側に位置する。直線Lは、第2基準直線の一例である。

[0190] ここでは、平面視において、流入経路入口67aの図心Z1を直線Lに対して駆動軸60の回転方向Kの前方側に配置することで、流入経路入口67aを、流入経路出口67bよりも駆動軸60の回転方向Kの前方に偏らせている。これにより、クランク室35の油Oが排油経路90を通過して排出されやすくなり、クランク室35に過剰に油Oが溜まることを防止できる。

[0191] (5-14)

本実施形態の圧縮機10では、第1流入経路67は、駆動軸60の回転方向Kに交差する方向に広がる第1面66aを有する。第1面66aは、ガイド面の一例である。第1面66aは、平面視において、直線Lと平行である。

[0192] ここでは、第1流入経路67が、平面視において、直線Lと平行な第1面66aをガイド面として有することで、クランク室35の油Oを第1流入経路67に導くことが容易である。

[0193] <第2実施形態>

本発明の圧縮機の第2実施形態に係る圧縮機210について、図面を参照しながら説明する。

[0194] (1) 全体構成

第2実施形態に係る圧縮機210は、主に、駆動軸260に取り付けられるバランスウェイト100がクランク室35内に配置される点、および、排油経路290の一部がバランスウェイト100の内部に形成されている点で、第1実施形態に係る圧縮機10と異なる。その他の点については、圧縮機

210は、圧縮機10とほぼ同様である。

[0195] 第2実施形態では、圧縮機210の部材・構成等のうち、第1実施形態に係る圧縮機10と同様の部材・構成等については、第1実施形態に係る圧縮機10の部材・構成等と同じ符号を付して示した。圧縮機210の部材・構成等のうち、第1実施形態に係る圧縮機10と同様の部材・構成等については、ここでは説明を省略する。なお、同様の部材・構成等には、形状・機能等が完全に同一の部材・構成等だけではなく、実質的に同一の部材・構成等も含む。

[0196] (2) 詳細構成

圧縮機210の部材・構成等のうち、特に第1実施形態の圧縮機10との違いがある駆動軸260および排油経路290について詳細に説明する。

[0197] (2-1) 駆動軸

駆動軸260は、ピン軸部61の下方に、ピン軸部61と隣接してバランスウェイト100が取り付けられる点で、第1実施形態の駆動軸60と異なる。

[0198] バランスウェイト100は、クランク室35内において、駆動軸260に取り付けられている(図11参照)。バランスウェイト100は中央部に穴102が開いた中空状の部材で、その穴に駆動軸260が挿入された状態で、駆動軸260とバランスウェイト100とは連結されている(図11参照)。

[0199] バランスウェイト100は、ウェイト本体101が取り付けられた大径部100aと、小径部100bと、を含む(図14参照)。平面視において、駆動軸260の回転中心C(穴102の中心)に対する小径部100bの半径R2は、駆動軸260の回転中心C(穴102の中心)に対する大径部100aの半径R1よりも径が小さく形成されている(図12参照)。平面視において、大径部100aと小径部100bとの間に穴102を挟むように、バランスウェイト100の一端側に大径部100aが、バランスウェイト100の他端側に小径部100bが、それぞれ設けられる(図12参照)。

[0200] また、駆動軸 260 は、排油経路 290 の第 1 流入経路 120 の吸込穴 68 が主軸 62 に形成されている点で、排油経路 90 の第 1 流入経路 67 の吸込穴 65 がピン軸部 61 に形成されている第 1 実施形態の駆動軸 60 と異なる（図 13 参照）。

[0201] また、駆動軸 260 は、排油経路 290 の第 1 流入経路 120 の導入部 112 がバランスウェイト 100 の内部に形成されている点で、排油経路 90 の第 1 流入経路 67 の導入部 66 が駆動軸 60 内に形成されている第 1 実施形態の駆動軸 60 と異なる（図 12 参照）。

[0202] その他の点については、第 2 実施形態の駆動軸 260 は、第 1 実施形態の駆動軸 60 と同様であるので、説明は省略する。

[0203] (2-2) 排油経路

排油経路 290 は、クランク室 35 内および油回収用空間 334 内の油 O や、下部軸受部 71 に供給された後の油 O を、油ポンプ 80 の排油ポンプ部 80B へ導く油経路である。排油経路 290 は、軸内排油経路 64 と、ウェイト内流入経路 110（図 12 参照）と、下部ハウジング内排油経路 74 と、下部ハウジング 70 の凹部 72 および油ポンプ 80 に囲まれた下部空間 78 と、を主に含む。下部ハウジング内排油経路 74 および下部空間 78 については、第 1 実施形態と同様であるので、ここでは説明を省略する。

[0204] ウェイト内流入経路 110 は、バランスウェイト 100 の小径部 100b に設けられている（図 12 参照）。つまり、ウェイト内流入経路 110 は、バランスウェイト 100 の小径部 100b の内部に形成されている（図 12 参照）。

[0205] 軸内排油経路 64 およびウェイト内流入経路 110 は、クランク室 35 の油 O を、駆動軸 60 の主軸 62 の周りに形成された円環状の環状空間 76 まで導く。また、軸内排油経路 64 は、油回収用空間 334 内の油 O を、駆動軸 60 の主軸 62 の周りに形成された円環状の環状空間 76 まで導く。環状空間 76 内の油 O は、下部ハウジング内排油経路 74 を通って、下部空間 78 まで運ばれる（図 11 参照）。クランク室 35 に溜まる油 O は、駆動軸 6

0のピン軸部61とピン軸受部323の軸受メタル323aとの間の摺動部に供給された後の油Oを含む。また、クランク室35に溜まる油Oは、駆動軸60の主軸62と上部軸受部332の軸受メタル332aとの摺動部に供給された後、上部軸受排油路332bを通過してクランク室35に流入する油Oを含む。油回収用空間334に溜まる油Oは、駆動軸60の主軸62と上部軸受部332の軸受メタル332aとの摺動部に供給された後の油Oを含む。環状空間76内に流入する油Oは、軸内排油経路64を流れてきた油Oと、駆動軸60の主軸62と下部軸受部71の軸受メタル71aとの摺動部に供給された後の油Oの一部と、を含む。

[0206] 軸内排油経路64は、吸込穴68（図12および図13参照）と、排油主経路64cと、第2流入経路64bと、流出経路64dとを主に有する。ウェイト内流入経路110は、連絡路111と、導入部112と、を主に有する（図12および図13参照）。吸込穴68、連絡路111、および導入部112は、第1流入経路120を構成する（図12および図13参照）。

[0207] 第1流入経路120は、排油主経路64cとクランク室35とを連通する（図11参照）。なお、駆動軸60の上部やバランスウェイト100は、上部ハウジング33により形成されるクランク室35内に配置されるが、ここでは、第1流入経路120内の空間は、クランク室35とは異なる空間として定義する。

[0208] 排油主経路64c、第2流入経路64b、および流出経路64dは、第1実施形態と同様であるため、ここでは説明を省略する。第1流入経路120について、以下に詳細に説明する。

[0209] 吸込穴68は、出口近傍部の一例である。吸込穴68は、排油主経路64cに開口する穴である（図12および図13参照）。吸込穴68の排油主経路64cへの開口を、流入経路出口120bと呼ぶ（図12、図14および図15参照）。つまり、吸込穴68は、流入経路出口120bの近傍に、より詳細には流入経路出口120bに隣接して設けられる。流入経路出口120bは、排油主経路64cの外周縁に形成された開口である。言い換えれば

、流入経路出口120bは、排油主経路64cを実体のある円柱状部材であると仮定した場合に、吸込穴68を開けることで、その円柱状部材の外周面に形成される開口である。流入経路出口120bは、平面視において、排油主経路64cの外周縁上の、図12に両矢印で示した区間に配置される。

[0210] 吸込穴68は、排油主経路64cから、言い換えれば流入経路出口120bから、直線的に延びる。吸込穴68は、側面視（駆動軸260の軸方向と直交する方向）において円形に形成された穴である（図15参照）。そのため、流入経路出口120bも、側面視において円形に形成されている（図15参照）。

[0211] 吸込穴68は、駆動軸260の軸方向と交差する直線に沿って延びる。特にここでは、吸込穴68は、駆動軸260の軸方向と直交する直線に沿って延びる。より具体的には、吸込穴68は、平面視において、駆動軸260の回転中心C（主軸62の中心）と、流入経路出口120bの図心Y2とを通過する、駆動軸260の軸方向と直交する直線Mに沿って延びる（図12参照）。なお、ここでは、平面視における流入経路出口120bの図心Y2は、排油主経路64cの外周縁の流入経路出口120bが配置される区間（図12の排油主経路64cの外周縁上に両矢印で示した区間）に、排油主経路64cの外周縁に沿って延びる微小幅の図形を仮想した場合の、この仮想図形の図心を意味する。

[0212] 吸込穴68は、平面視において、流入経路出口67bから直線的に延びる1対の直線部68aを有する（図12参照）。両直線部68aは、流入経路出口120bから、直線Mに平行に、主軸62の外側に向かって延びる（図12の方向Eの矢印の方向参照）。

[0213] 連絡路111は、直線状に延びる穴である。連絡路111は、一端側で吸込穴68と連通し、他端側で導入部112と連通する。つまり、連絡路111は、吸込穴68と導入部112とを連絡する通路である。連絡路111は、側面視（駆動軸260の軸方向と直交する方向）において円形に形成された穴である（図15参照）。連絡路111の穴の径は、吸込穴68の穴の径

と同一である。吸込穴68と連絡路111とは、連続的に延びる。つまり、連絡路111は、平面視において、直線Mに沿って延びる（図12参照）。

[0214] 導入部112は、バランスウェイト100の外周面から、バランスウェイト100の内部、特にバランスウェイト100の小径部100bの内部を削るように形成されている（図14参照）。導入部112は、平面視において、バランスウェイト100の外周縁（後述する流入経路入口120aの形成される、図12に両矢印で示した区間）と、吸込穴68の直線部68aの一方に連続して延びる第1面112aと、直線Mと直交する向きに延びる第2面112bと、連絡路111と、に囲まれた空間である。導入部112は、平面視において、直線Mと直交する向き（第2面112bの延びる向き）に、直線Mの向き（第1面112aの延びる向き）より長く延びるよう形成されている（図12参照）。

[0215] 導入部112は、連絡路111を介して吸込穴68と連通する空間である（図12および図13参照）。また、導入部112は、クランク室35と連通する空間である（図12および図13参照）。言い換えれば、導入部112は、クランク室35に開口する。導入部112のクランク室35への開口を、流入経路入口120aと呼ぶ（図12、図14および図15参照）。流入経路入口120aは、バランスウェイト100の外周縁に形成された開口である（図14参照）。流入経路入口120aは、平面視において、バランスウェイト100の外周縁上の、図12に両矢印で示した区間に配置される。流入経路入口120aは、導入部112の第2面112bに対向する方向からの側面視において、水平方向に長く延びる長方形に形成されている（図15参照）。導入部112には、流入経路入口120aを通過して、クランク室35内の油Oが流入する。

[0216] クランク室35から第1流入経路120への油Oの入口である流入経路入口120a（クランク室35に開口する流入経路入口120a）と、第1流入経路120から排油主経路64cへの油Oの出口である流入経路出口120b（排油主経路64cに開口する流入経路出口120b）との間には、以

下の関係がある。

- [0217] 1) バランスウェイト100の外周面に形成された流入経路入口120aの面積は、排油主経路64cの外周縁に形成された流入経路出口120bの面積より大きい(図14および図15参照)。
- [0218] 2) 流入経路入口120aは、流入経路出口120bよりも、駆動軸260の回転方向Kの前方に偏っている。言い換えれば、平面視において、流入経路入口120aの図心Y1は、流入経路出口120bの図心Y2を通過して方向Eの方向に延びる直線Mに対して、駆動軸260の回転方向Kの前方側に位置する(図12参照)。なお、ここでは、平面視における流入経路入口120aの図心Y1は、バランスウェイト100の外周縁の流入経路入口120aが配置される区間(図12のバランスウェイト100の外周縁の両矢印で示した区間)に、バランスウェイト100の外周縁に沿って延びる微小幅の図形を仮想した場合の、この仮想図形の図心を意味する。さらに言い換えれば、平面視において、流入経路入口120aの図心Y1は、駆動軸260の回転中心Cから流入経路出口120bの図心Y2を通過して延びる直線Mに対して、駆動軸260の回転方向Kの前方側に位置する(図12参照)。
- [0219] 上記の1)のように、流入経路入口120aの面積が流入経路出口120bの面積より大きく構成されることで、流入経路入口120aの面積を流入経路出口120bの面積より大きくしない場合に比べ、クランク室35の油Oが、第1流入経路120により排油主経路64cに導かれやすくなる。
- [0220] また、上記の2)のように、流入経路入口120aが、流入経路出口120bよりも駆動軸260の回転方向Kの前方に偏っていることで、駆動軸260が回転した時に、回転方向Kに対して流入経路出口120bよりも前方側に配置される流入経路入口120aから第1流入経路120に油Oが導かれやすく、排油主経路64cに油Oが導かれやすい。
- [0221] 特にここでは、導入部112が、回転方向Kに交差する方向に広がる第1面112aを有する。第1面112aは、ガイド面の一例である。第1面1

12aは、平面視において、駆動軸260の回転方向Kの後方側の吸込穴68の直線部68a（直線Mよりも回転方向Kの後方側の吸込穴68の直線部68a）と直線的に延びる（図12参照）つまり、導入部112は、直線Mに平行に延びる第1面112aを有する。駆動軸60が回転方向Kに回転すると、導入部112には、回転方向Kと逆方向（図13中の方向F）に油Oが流れ、第1面112aにより方向が変えられて、連絡路111、吸込穴68、更には排油主経路64cへと油Oが導かれる。

[0222] なお、ここでは、吸込穴68および連絡路111はドリルにより形成され、その後エンドミルにより導入部112が形成される。ただし、吸込穴68、連絡路111および導入部112の形成方法は例示であってこれに限定されるものではない。吸込穴68、連絡路111および導入部112の形成方法には、各種加工方法を適用可能である。

[0223] （3）運転動作

圧縮機210の基本的な運転動作は、圧縮機10と同様であるため、説明は省略する。

[0224] （4）油の給排動作

圧縮機210における油Oの排油動作について説明する。なお、圧縮機210における油Oの給油動作は、第1実施形態の圧縮機10における油Oの給油動作と同様であるため、説明は省略する。

[0225] 圧縮機210が運転され、駆動軸260が回転すると、油ポンプ80の排油ポンプ部80Bも駆動される。具体的には、駆動軸60と連結されたオイルポンプシャフト84が回転することで、上側インナーロータ88が上側アウトロータ87の内部を回転する。これにより、排油ポンプ部80Bの容積室V2の容積が拡張し、クランク室35の油Oが流入経路入口120aから導入部112へと流入する。導入部112に流入した油Oは、第1面112aにより導かれ、連絡路111を通過して吸込穴68へと流入する。油Oは、吸込穴68を通過して排油主経路64cに流入する。油回収用空間334の油Oは、第2流入経路64bを通過して、排油主経路64cへと流入する。

。第1流入経路67および第2流入経路64bから排油主経路64cに流入した油Oは、排油主経路64cを下方に移動し、流出経路64dを通過して環状空間76に流出する。環状空間76に流入した油Oは、下部ハウジング内排油経路74を通過して、下部ハウジング70の凹部72により側方を囲まれた下部空間78へ流入する。下部空間78内の油Oは、スラストプレート73に形成された排出口73aを通過して、油ポンプ80の排油ポンプ部80Bへ流入する。より具体的には、排出口73aを通過した油Oは、ボディ内上側流路81bに流入し、ボディ内上側流路81b内の容積室V2に吸い込まれる。容積室V2から吐出される油Oは、ポンプボディ81の内部に形成された排出流路81eを通過して、ケーシング20の底部の油溜空間25へ排出される。

[0226] (5) 特徴

第2実施形態の圧縮機210も、第1実施形態の(5-1)~(5-10)に挙げた特徴と同様の特徴を有する。さらに、第2実施形態の圧縮機210は、以下の特徴を有する。

[0227] (5-1)

本実施形態の圧縮機210では、クランク室35に開口する第1流入経路120の流入経路入口120aの面積は、排油主経路64cに開口する第1流入経路120の流入経路出口120bの面積より大きい。流入経路入口120aは、流入経路出口120bよりも駆動軸260の回転方向Kの前方に偏っている。

[0228] ここでは、流入経路入口120aの面積が、流入経路出口120bの面積より大きく形成され、更に流入経路入口120aが駆動軸260の回転方向Kの前方側に偏って配置されていることから、第1流入経路120に油Oが導かれやすく、クランク室35の油Oが排油経路290を通過して排出されやすい。そのため、クランク室35に過剰に油Oが溜まることを防止できる。その結果、給油ポンプ部80Aの動力増による圧縮機210の効率低下を抑制することができる。

[0229] なお、第1流入経路120を、排油主経路64cから径方向に延びる穴だけで構成することもできる。ただし、過剰に油Oが溜まってクランク室35の圧力が過度に上昇する状態の発生を防止するためには、流入経路入口120aの面積が流入経路出口120bの面積より大きく、流入経路入口120aが流入経路出口120bよりも駆動軸260の回転方向Kの前方に偏っていることが好ましい。

[0230] (5-2)

本実施形態の圧縮機210では、第1流入経路120は、平面視において、流入経路出口120bから、直線Mに沿って駆動軸260の外側へと延びる(図12の方向Eへ延びる)直線部68aを含む、吸込穴68を有する。方向Eは、第1方向の一例である。吸込穴68は、出口近傍部の一例である。平面視において、流入経路入口120aの図心Y1は、流入経路出口120bの図心Y2から方向Eに延びる直線Mに対して、駆動軸260の回転方向Kの前方側に位置する。直線Mは、第1基準直線の一例である。

[0231] ここでは、平面視において、流入経路入口120aの図心Y1を直線Mに対して駆動軸260の回転方向Kの前方側に配置することで、流入経路入口120aを、流入経路出口120bよりも駆動軸260の回転方向Kの前方に偏らせている。これにより、クランク室35の油Oが排油経路290を通過して排出されやすくなり、クランク室35に過剰に油Oが溜まることを防止できる。

[0232] (5-3)

本実施形態の圧縮機210では、平面視において、流入経路入口120aの図心Y1は、駆動軸260の回転中心Cから流入経路出口120bの図心Y2を通過して延びる直線Mに対して、駆動軸260の回転方向Kの前方側に位置する。直線Mは、第2基準直線の一例である。

[0233] ここでは、平面視において、流入経路入口120aの図心Y1を直線Mに対して駆動軸260の回転方向Kの前方側に配置することで、流入経路入口120aを、流入経路出口120bよりも駆動軸260の回転方向Kの前方

に偏らせている。これにより、クランク室 35 の油 O が排油経路 290 を通って排出されやすくなり、クランク室 35 に過剰に油 O が溜まることを防止できる。

[0234] (5-4)

本実施形態の圧縮機 210 では、第 1 流入経路 120 は、駆動軸 260 の回転方向 K に交差する方向に広がる第 1 面 112 a を有する。第 1 面 112 a は、ガイド面の一例である。第 1 面 112 a は、平面視において、直線 M と平行である。

[0235] ここでは、第 1 流入経路 120 が、平面視において、直線 M と平行な第 1 面 112 a をガイド面として有することで、クランク室 35 の油 O を第 1 流入経路 120 に導くことが容易である。

[0236] (5-5)

本実施形態の圧縮機 210 では、クランク室 35 内において駆動軸 260 に取り付けられたバランスウェイト 100 を備える。第 1 流入経路 120 は、軸内流入経路の一例としての吸込穴 68 と、ウェイト内流入経路 110 と、を含む。吸込穴 68 は、駆動軸 260 内に形成される。ウェイト内流入経路 110 は、バランスウェイト 100 内に形成され、吸込穴 68 と連通し、クランク室 35 に開口する。

[0237] ここでは、ウェイト内流入経路 110 がクランク室 35 に開口し、バランスウェイト 100 に流入経路入口 120 a が設けられるため、駆動軸 260 の強度は低下させることなく、流入経路入口 120 a の断面積を大きく確保することができる。

[0238] (5-6)

本実施形態の圧縮機 210 では、バランスウェイト 100 は、ウェイト本体 101 が設けられた大径部 100 a と、小径部 100 b と、を含む。小径部 100 b は、平面視において、駆動軸 260 の回転中心 C に対して大径部 100 a よりも径が小さく形成されている。流入経路入口 120 a は、小径部 100 b に設けられている。

[0239] ここでは、流入経路入口120aを小径部100bに形成することで、バランスウェイト100の本来の機能（駆動軸260の回転バランスをとるという機能）を優先しつつ、バランスウェイト100に、流入経路出口120bよりも面積の大きな流入経路入口120aを設けることができる。

[0240] <変形例>

以下に上記実施形態の変形例を示す。なお、変形例は、互いに矛盾のない範囲で、複数組み合わせられてもよい。

[0241] (1) 変形例A

上記第1および第2実施形態では、給油ポンプおよび排油ポンプとして2連の容積型ポンプが用いられたが、これに限定されるものではない。

[0242] 例えば、給油ポンプおよび排油ポンプは、2連ポンプでなくてもよい。ただし、給油ポンプおよび排油ポンプを2連ポンプとすることで、圧縮機10, 210を小型化することが容易である。

[0243] また、例えば、給油ポンプおよび/又は排油ポンプには、容積型以外のタイプのポンプが用いられてもよい。例えば、給油ポンプおよび/又は排油ポンプには、差圧ポンプや、遠心ポンプが用いられてもよい。

[0244] (2) 変形例B

上記実施形態では、排油経路90, 290は、下部ハウジング70の凹部72に囲まれた下部空間78を有し、下部空間78内の油Oは、スラストプレート73に形成された排出口73aを通過して排油ポンプ部80Bに導かれる。ただし、排油経路90, 290の構成は一例であり、これに限定されるものではない。

[0245] 例えば、排油経路90, 290は、下部ハウジング70に形成された下部ハウジング内排油経路74を通過して、直接（下部空間78を通過せずに）、スラストプレート73に形成された排出口から排油ポンプ部80Bに油Oが流入するよう構成されてもよい。また、例えば、下部空間78内の油Oは、スラストプレート73に形成された挿入孔73bから、排油ポンプ部80Bに油Oが流入するよう構成されてもよい。

[0246] (3) 変形例C

上記第2実施形態では、バランスウェイト100の小径部100bに流入経路入口120aが形成されたが、これに限定されるものではない。

[0247] 例えば、流入経路入口120a'は、図16のように、バランスウェイト100の大径部100aに設けられてもよい。その上で、排油経路290は、流入経路入口120a'の位置以外に関しては、第2実施形態と同様の特徴を有するよう構成されてもよい。流入経路入口120a'をバランスウェイト100の大径部100aに設けることで、小径部100bに流入経路入口120aを設ける場合に比べ、流入経路入口120aの断面積を大きく確保することが容易で、クランク室35に過剰に油Oが溜まることが防止しやすい。

[0248] また、例えば、流入経路入口120a''は、図17のように、バランスウェイト100の小径部100bと大径部100aとの境界部に設けられてもよい。その上で、排油経路290は、流入経路入口120a''の位置以外に関しては、第2実施形態と同様の特徴を有するよう構成されてもよい。

[0249] また、例えば、流入経路入口は、小径部100bと、小径部100bと大径部100aとの境界部とにわたって、あるいは、大径部100aと、小径部100bと大径部100aとの境界部とにわたって形成されてもよい。その上で、排油経路290は、流入経路入口の位置以外に関しては、第2実施形態と同様の特徴を有するよう構成されてもよい。

[0250] (4) 変形例D

上記第2実施形態では、吸込穴68と連絡路111とが直線的に延びるが、これに限定されるものではない。

[0251] 例えば、図18のように、連絡路111'は、吸込穴68と非連続的に（吸込穴68と連絡路111'とが一直線上に並ばないように）形成されてもよい。図18では、連絡路111'は、平面視において、直線Mよりも、駆動軸260の回転方向Kの前方側に傾いた直線Nに沿って延びるよう形成されている。なお、図18の構成では、導入部112の第1面112a'は、

直線Nに沿って延びる。つまり、第1面112a'は、第2基準直線としての直線Mよりも、駆動軸260の回転方向Kの前方側に傾いている。このように形成される場合にも、クランク室35の油Oを第1流入経路120に導くことが容易である。

[0252] (5) 変形例E

平面視において、上記第1実施形態の吸込穴65は直線部65aを有し、および、上記第2実施形態の吸込穴68は直線部68aを有するが、これに限定されるものではない。吸込穴65および／又は吸込穴68は、平面視において曲線で構成されてもよい。

[0253] (6) 変形例F

上記第1実施形態では、ピン軸部61に第1流入経路67が形成されているが、これに限定されるものではなく、第1流入経路67は、主軸62に形成されるよう構成されてもよい。

[0254] (7) 変形例G

上記第1実施形態の排油経路90および上記第2実施形態の排油経路290の各部の形状は例示であり、これに限定されるものではない。各部の形状は、加工の容易性等を考慮して適宜決定されればよい。

[0255] 例えば、上記第1実施形態では、排油主経路64cおよび吸込穴65は円形の穴であり、上記第2実施形態では、排油主経路64c、吸込穴68、連絡路111は円形の穴であるが、穴の形状は一例であり、例えば四角形状や楕円形状等であってもよい。

[0256] また、例えば、上記第1実施形態では、平面視において導入部66の第1面66aは直線状に延び、上記第2実施形態では、平面視において導入部112の第1面112aは直線状に延びるが、第1面66aおよび第1面112aは、平面視において曲線状に延びるよう構成されてもよい。

[0257] (8) 変形例H

上記第1実施形態では、吸込穴65は駆動軸60の軸方向に直交する方向に延び（水平方向に延び）、上記第2実施形態では、吸込穴68は駆動軸2

60の軸方向に直交する方向に延びる（水平方向に延びる）が、これに限定されるものではない。

[0258] 吸込穴65および吸込穴68は、駆動軸60の軸方向に交差する方向に延びるものであればよく、吸込穴65および／又は吸込穴68は、例えば斜め方向に延びるよう形成されてもよい。

[0259] 上記第1実施形態の導入部66と、上記第2実施形態の連絡路111および導入部112についても同様である。

[0260] (9) 変形例1

上記第1実施形態および第2実施形態では、平面視において流入経路入口／流入経路出口が線上に配置されて見えるため、流入経路入口／流入経路出口に沿って延びる微小幅の図形を仮想して図心を求めている。ただし、これに限定されるものではない。

[0261] 例えば、平面視において流入経路入口／流入経路出口が線上に重ならない場合には、平面視において、流入経路入口／流入経路出口に対応する線で囲まれる領域の図心を、流入経路入口／流入経路出口の図心として求めてもよい。

産業上の利用可能性

[0262] 本発明は、クランク室の油を排出するための排油経路が駆動軸内に形成された圧縮機であって、クランク室に油が溜まり、クランク室の圧力が過度に上昇する状態を防止可能な圧縮機として有用である。

符号の説明

- [0263] 10, 210 圧縮機
20 ケーシング
25 油溜空間
30 圧縮機構
32 可動スクロール（可動部）
33 上部ハウジング
35 クランク室

- 4 1 上部軸シールリング
- 4 1 a 溝
- 4 2 下部軸シールリング
- 4 2 a 溝
- 5 0 電動機
- 6 0, 2 6 0 駆動軸
- 6 1 ピン軸部 (偏心部)
- 6 3 軸内給油経路 (給油経路)
- 6 4 b 第2流入経路
- 6 4 c 排油主経路
- 6 5 吸込穴 (出口近傍部)
- 6 5 a, 6 8 a 直線部
- 6 6 a, 1 1 2 a, 1 1 2 a' 第1面 (ガイド面)
- 6 7, 1 2 0 第1流入経路
- 6 7 a, 1 2 0 a, 1 2 0 a', 1 2 0 a' ' 流入経路入口
- 6 7 b, 1 2 0 b 流入経路出口
- 6 8 吸込穴 (出口近傍部, 軸内流入経路)
- 7 0 下部ハウジング
- 7 1 下部軸受部
- 7 4 下部ハウジング内排油経路 (油経路)
- 7 6 環状空間
- 7 7 下部軸シール部
- 8 0 A 給油ポンプ部 (給油ポンプ)
- 8 0 B 排油ポンプ部 (排油ポンプ)
- 9 0, 2 9 0 排油経路
- 1 0 0 バランスウェイト
- 1 1 0 ウェイト内流入経路
- 3 3 2 上部軸受部

3 3 3 上部軸シール部

3 3 4 油回収用空間

B, E 方向 (第 1 方向)

C 回転中心

K 回転方向

L, M 直線 (第 1 基準直線, 第 2 基準直線)

O 油

Z 1, Y 1 平面視における流入経路入口の図心

Z 2, Y 2 平面視における流入経路出口の図心

先行技術文献

特許文献

[0264] 特許文献1：特開 2 0 1 3 - 1 7 7 8 7 7 号公報

請求の範囲

[請求項1]

底部に油溜空間（25）が形成されたケーシング（20）と、
前記ケーシング内に收容された電動機（50）と、
上下方向に延び、前記電動機と連結される駆動軸（60, 260）
と、

前記駆動軸と連結され前記電動機により駆動される可動部（32）
と、前記駆動軸の偏心部（61）と前記可動部との連結部分が内部に
收容されるクランク室（35）を形成すると共に、前記クランク室の
下方に前記駆動軸を軸支する上部軸受部（332）を有する上部ハウ
ジング（33）と、を有する、前記ケーシング内に收容された圧縮機
構（30）と、

前記油溜空間の油（0）を前記クランク室まで運ぶ、前記駆動軸の
内部に形成された給油経路（63）と、

前記駆動軸の内部を軸方向に延びる排油主経路（64c）と、前記
排油主経路と前記クランク室とを連通する第1流入経路（67, 120）
とを含む、排油経路（90, 290）と、

前記油溜空間の油を前記給油経路に供給する給油ポンプ（80A）
と、

前記クランク室の油を、前記排油経路を介して前記油溜空間に排出
する排油ポンプ（80B）と、
を備え、

前記クランク室より下方の、前記上部ハウジングの下部には、油回
収用空間（334）が形成され、

前記排油経路は、前記排油主経路と前記油回収用空間とを連通する
第2流入経路（64b）を更に含む、
圧縮機（10, 210）。

[請求項2]

前記油回収用空間は、前記上部軸受部の下方に形成されている、
請求項1に記載の圧縮機。

- [請求項3] 前記上部ハウジングは、前記油回収用空間の下方に配置される上部軸シール部（333）を更に有し、
圧縮機は、前記上部軸シール部に配置される上部軸シールリング（41）を更に備える、
請求項1又は2に記載の圧縮機。
- [請求項4] 前記駆動軸を軸支する下部軸受部（71）および前記下部軸受部の上方に配置される下部軸シール部（77）を有し、前記電動機の下方に配置される下部ハウジング（70）と、
前記下部軸シール部に配置される下部軸シールリング（42）と、
を更に備えた、
請求項3に記載の圧縮機。
- [請求項5] 前記下部軸シール部の下方に、前記駆動軸を囲むように形成された、前記排油主経路と連通する環状空間（76）が配置され、
前記下部ハウジングには、前記環状空間と前記油溜空間とを連通する油経路（74）が形成される、
請求項4に記載の圧縮機。
- [請求項6] 前記駆動軸に、前記下部軸シールリングが配置される溝（42a）が形成された、
請求項4又は5に記載の圧縮機。
- [請求項7] 前記駆動軸に、前記上部軸シールリングが配置される溝（41a）が形成された、
請求項3から6のいずれか1項に記載の圧縮機。
- [請求項8] 前記排油ポンプの吐出量が、前記給油ポンプの吐出量より大きい、
請求項1から7のいずれか1項に記載の圧縮機。
- [請求項9] 前記排油ポンプおよび前記給油ポンプは、容積型ポンプであり、
前記排油ポンプの容積が、前記給油ポンプの容積より大きい、
請求項8に記載の圧縮機。
- [請求項10] 前記排油ポンプおよび前記給油ポンプは、前記駆動軸の下部に連結

され、2連ポンプを構成する、
請求項8又は9に記載の圧縮機。

[請求項11] 前記クランク室に開口する前記第1流入経路の流入経路入口(67a, 120a, 120a', 120a'')の面積は、前記排油主経路に開口する前記第1流入経路の流入経路出口(67b, 120b)の面積より大きく、

かつ、

前記流入経路入口が、前記流入経路出口よりも前記駆動軸の回転方向(K)の前方に偏っている、

請求項1から10のいずれか1項に記載の圧縮機。

[請求項12] 前記第1流入経路は、平面視において、前記流入経路出口から第1方向(B, E)に延びる直線部(65a, 68a)を含む出口近傍部(65, 68)を有し、

平面視において、前記流入経路入口の図心(Z1, Y1)は、前記流入経路出口の図心(Z2, Y2)から前記第1方向に延びる第1基準直線(L, M)に対して、前記回転方向の前方側に位置する、

請求項11に記載の圧縮機。

[請求項13] 平面視において、前記流入経路入口の図心(Z1, Y1)は、前記駆動軸の回転中心から前記流入経路出口の図心(Z2, Y2)を通過して延びる第2基準直線(L, M)に対して、前記回転方向の前方側に位置する、

請求項11に記載の圧縮機。

[請求項14] 前記クランク室内において前記駆動軸(260)に取り付けられたバランスウェイト(100)、

を更に備え、

前記第1流入経路は、前記駆動軸内に形成された軸内流入経路(68)と、前記軸内流入経路と連通し、前記クランク室に開口する、前記バランスウェイト内に形成されたウェイト内流入経路(110)と

を含む、

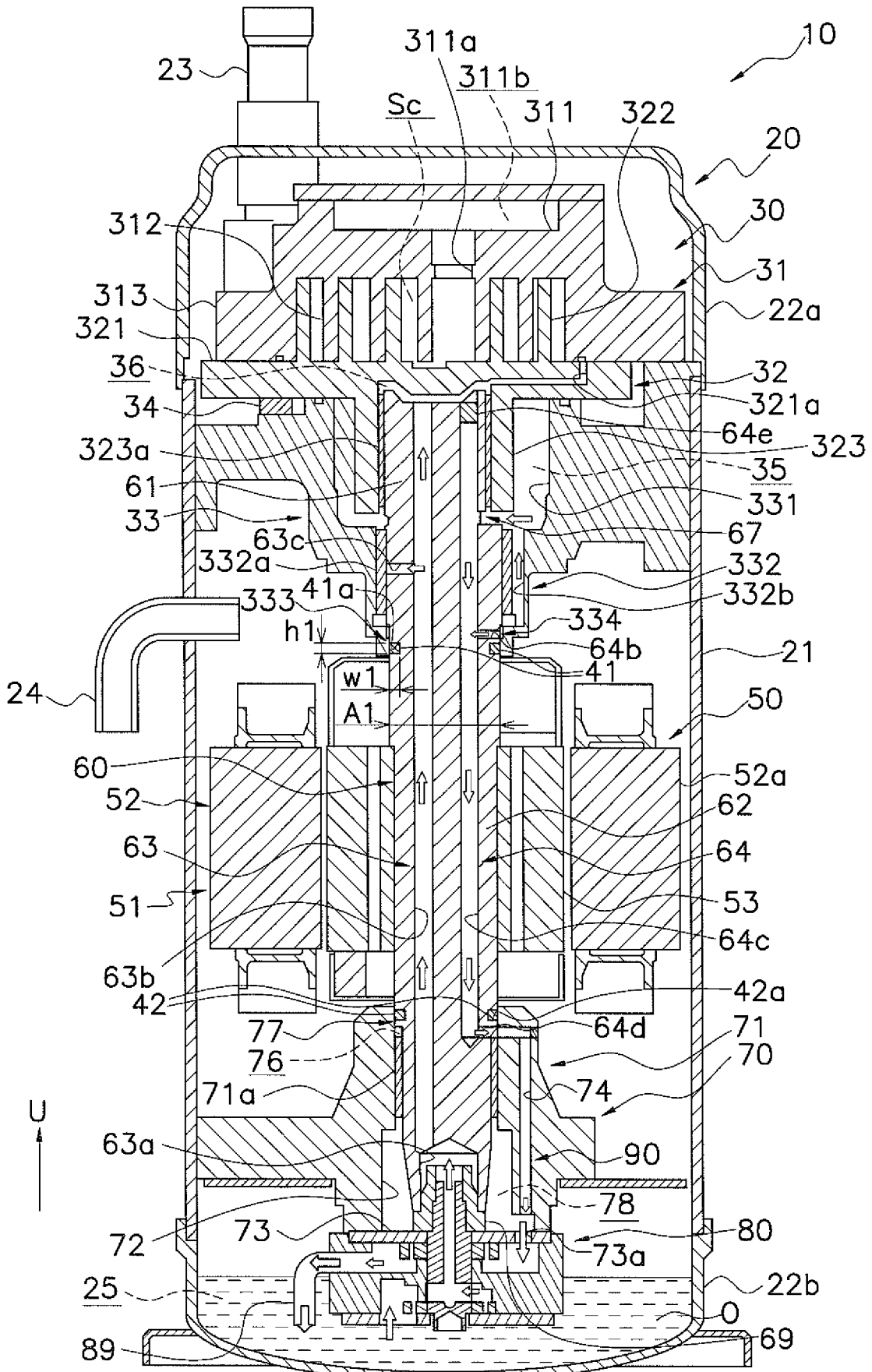
請求項 1 1 から 1 3 のいずれか 1 項に記載の圧縮機 (2 1 0)。

[請求項15]

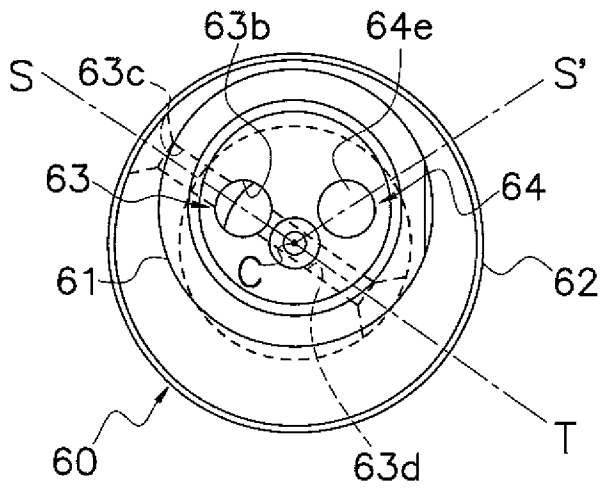
前記第 1 流入経路は、前記回転方向に交差する方向に広がるガイド面 (6 6 a, 1 1 2 a, 1 1 2 a') を有し、

前記ガイド面は、平面視において、前記第 2 基準直線と平行、又は、前記第 2 基準直線よりも前記回転方向の前方側に傾いている、請求項 1 3 に記載の圧縮機。

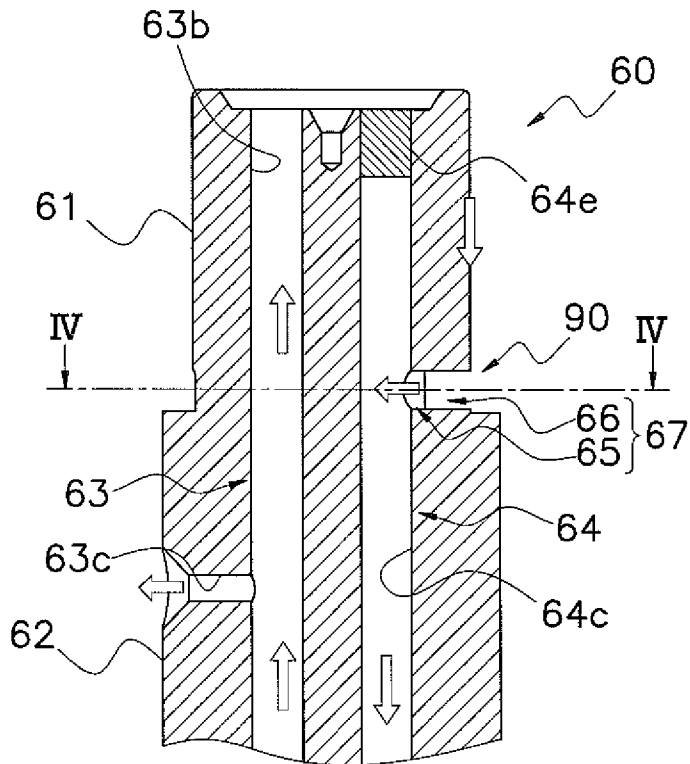
[図1]



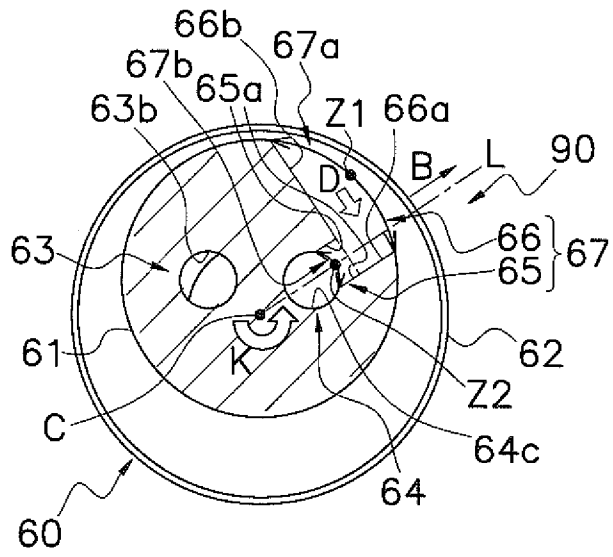
[図2]



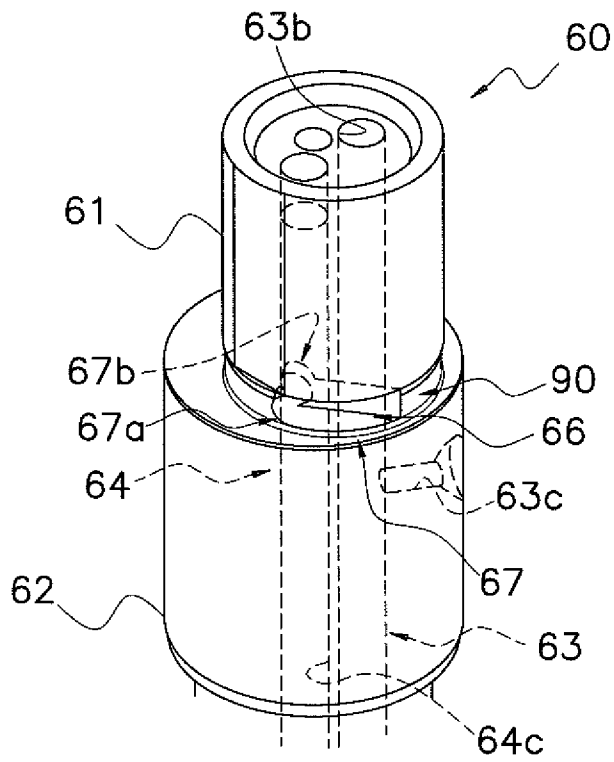
[図3]



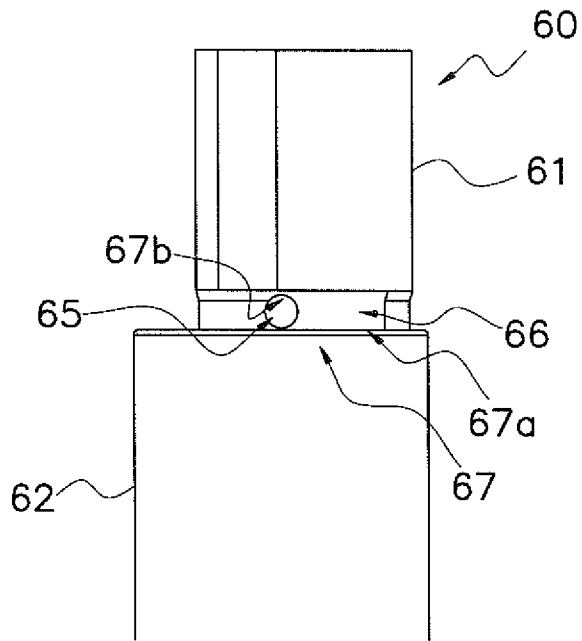
[図4]



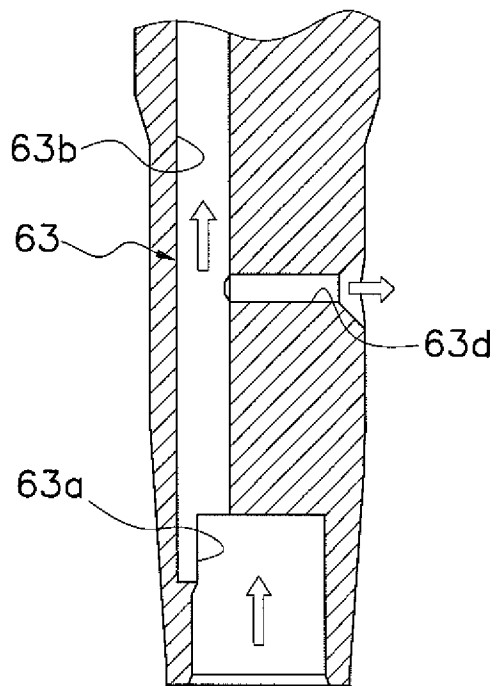
[図5]



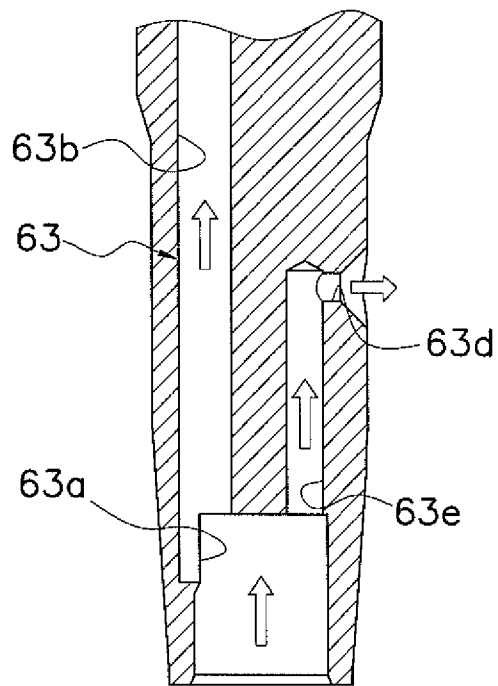
[図6]



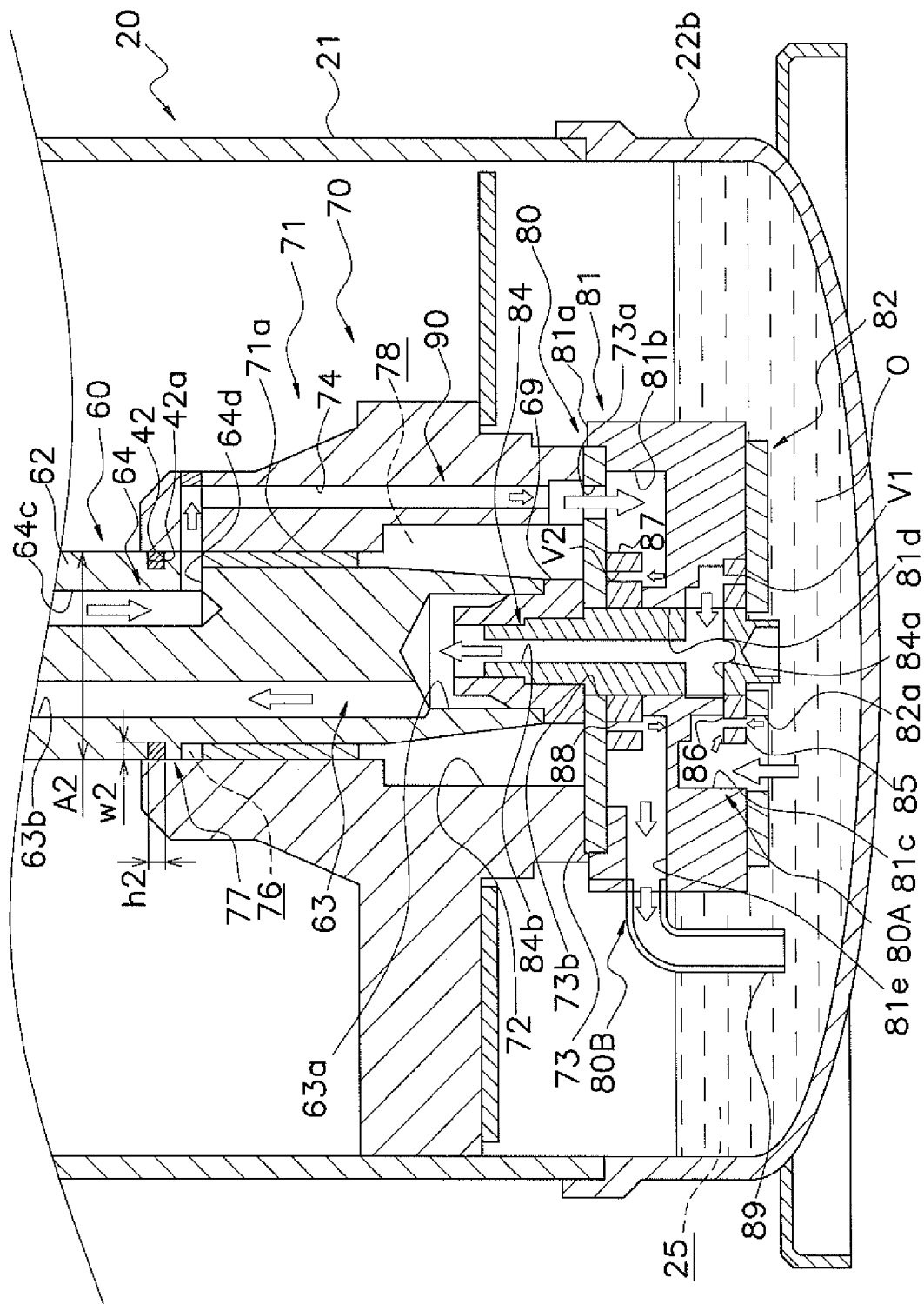
[図7]



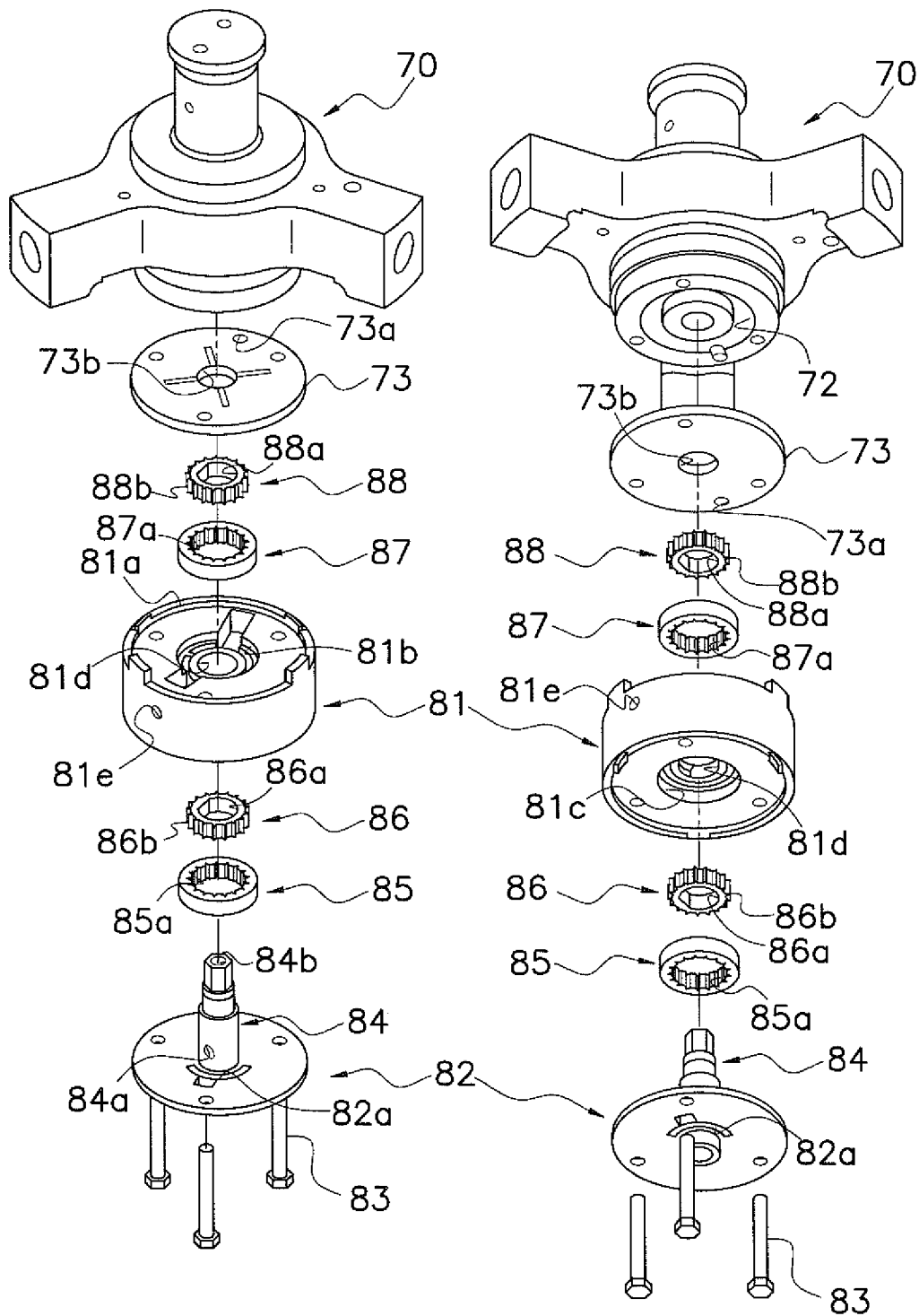
[図8]



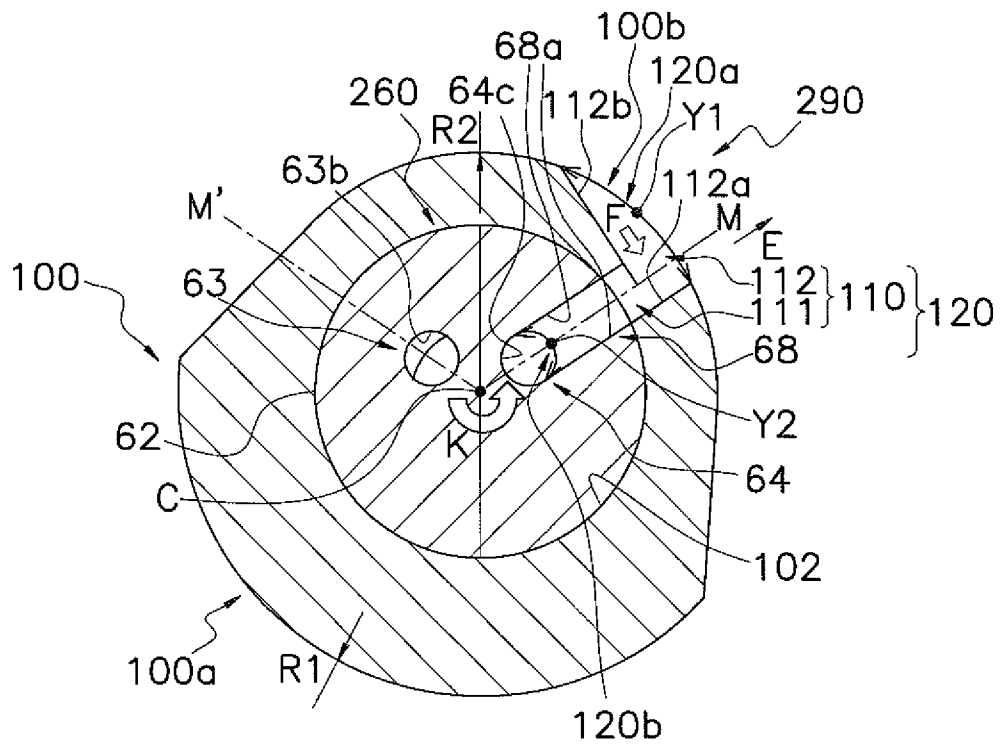
[図9]



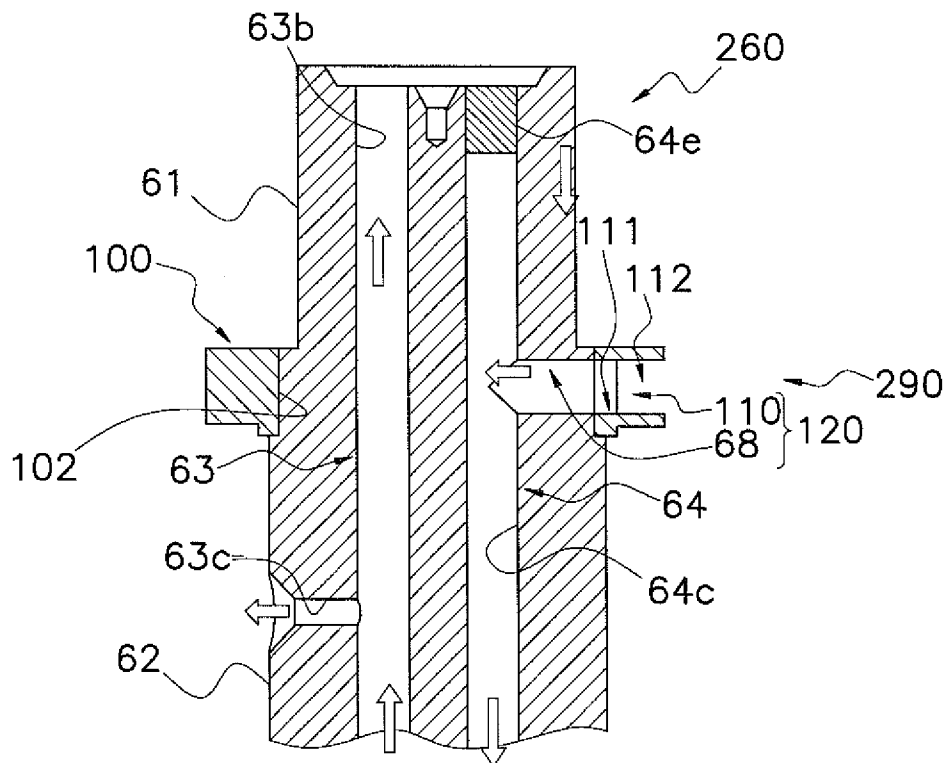
[図10]



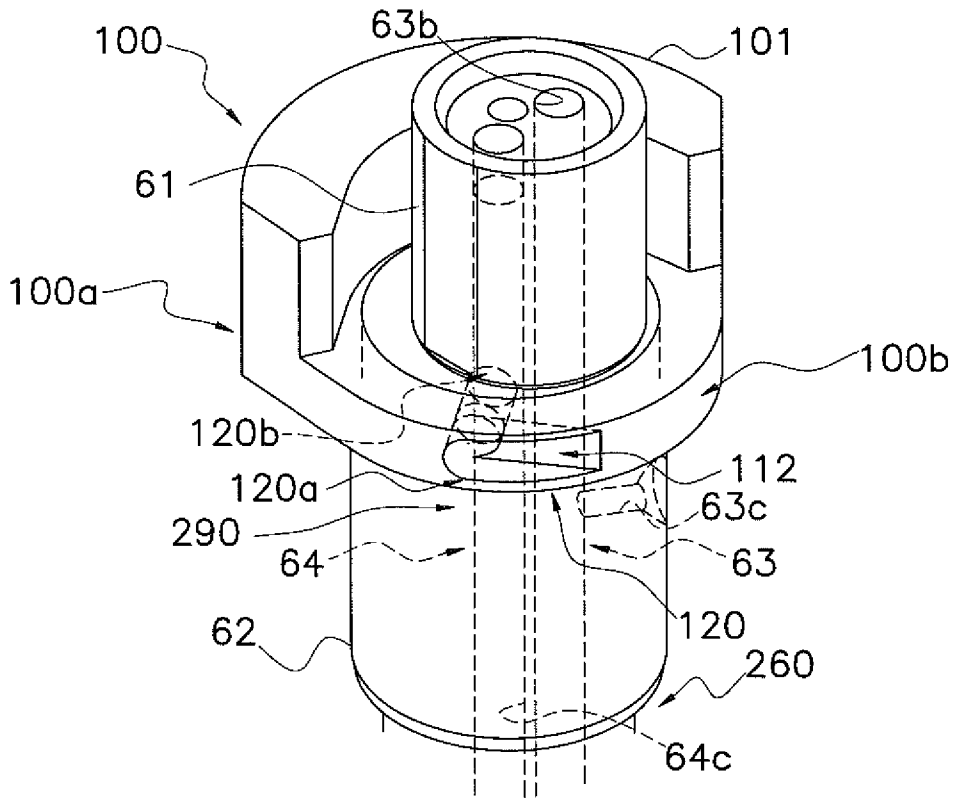
[図12]



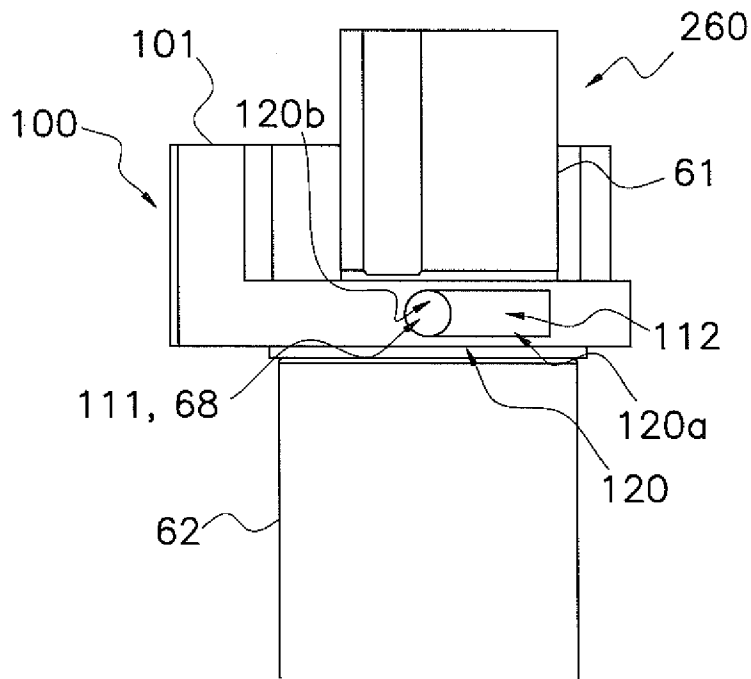
[図13]



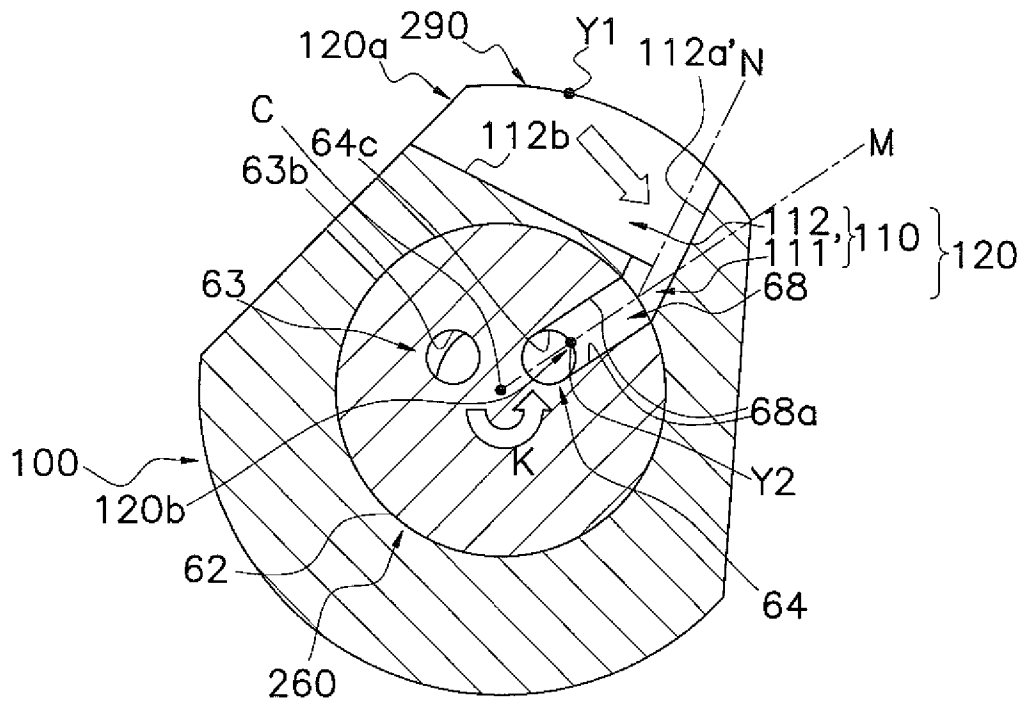
[図14]



[図15]



[図18]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2015/084859

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F04C18/02(2006.01)i, F04B39/02(2006.01)i, F04C29/02(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)
 F04C18/02, F04B39/02, F04C29/02

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	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

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.
Y A	JP 2013-137002 A (Daikin Industries, Ltd.), 11 July 2013 (11.07.2013), paragraphs [0005] to [0062]; fig. 1 to 3 (Family: none)	1-11, 13-15 12
Y	JP 2013-177877 A (Daikin Industries, Ltd.), 09 September 2013 (09.09.2013), paragraphs [0037] to [0082], [0091] to [0099]; fig. 1 to 5, 8 to 9 & US 2015/0030487 A1 paragraphs [0045] to [0099], [0110] to [0119]; fig. 1 to 5, 8 to 9	1-7, 11, 13-15
Y	JP 6-10864 A (Mitsubishi Electric Corp.), 21 January 1994 (21.01.1994), paragraphs [0013] to [0015]; fig. 1 to 2 (Family: none)	3-7, 11, 13-15

Further documents are listed in the continuation of Box C. See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"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
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"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
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"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
"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)	"&" document member of the same patent family
"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	

Date of the actual completion of the international search 24 February 2016 (24.02.16)	Date of mailing of the international search report 08 March 2016 (08.03.16)
--	--

Name and mailing address of the ISA/ Japan Patent Office 3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915, Japan	Authorized officer Telephone No.
--	---

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/084859

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2000-80993 A (Sanyo Electric Co., Ltd.), 21 March 2000 (21.03.2000), paragraphs [0002], [0017]; fig. 1 to 2 (Family: none)	3-7, 11, 13-15
P, Y	JP 2015-34473 A (Daikin Industries, Ltd.), 19 February 2015 (19.02.2015), paragraphs [0017] to [0077]; fig. 1 to 4 (Family: none)	8-10
Y	JP 57-173503 A (Hitachi, Ltd.), 25 October 1982 (25.10.1982), page 3, lower right column, line 20 to page 4, lower left column, line 9; fig. 1 to 3 & US 4502852 A column 5, line 3 to column 6, line 26; fig. 1 to 3	8-10
Y A	JP 2014-199017 A (Daikin Industries, Ltd.), 23 October 2014 (23.10.2014), paragraphs [0046], [0058] to [0068]; fig. 1 to 6 (Family: none)	11, 13-15 12
Y	JP 2009-36136 A (Hitachi Appliances, Inc.), 19 February 2009 (19.02.2009), paragraphs [0017] to [0019]; fig. 1 to 2 (Family: none)	14
A	JP 4-22784 A (Daikin Industries, Ltd.), 27 January 1992 (27.01.1992), page 5, upper left column, line 1 to lower right column, line 17; fig. 1 to 4 (Family: none)	8-10

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））
 Int.Cl. F04C18/02(2006.01)i, F04B39/02(2006.01)i, F04C29/02(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. F04C18/02, F04B39/02, F04C29/02

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

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2016年
日本国実用新案登録公報	1996-2016年
日本国登録実用新案公報	1994-2016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
Y A	JP 2013-137002 A（ダイキン工業株式会社）2013.07.11, 段落 [0005] - [0062], 図1-3（ファミリーなし）	1-11, 13-15 12
Y	JP 2013-177877 A（ダイキン工業株式会社）2013.09.09, 段落 [0037] - [0082], 段落 [0091] - [0099], 図1-5及び図8-9 & US 2015/0030487 A1, 段落 [0045] - [0099], 段落 [0110] - 段落 [0119], 図1-5, 図8-9	1-7, 11, 13-15

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	の日の後に公表された文献
「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	「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
「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	「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
「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）	「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
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献	「&」同一パテントファミリー文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願	

国際調査を完了した日 24.02.2016	国際調査報告の発送日 08.03.2016
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） 新井 浩士 電話番号 03-3581-1101 内線 3358
	30 4485

C (続き) . 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
Y	JP 6-10864 A (三菱電機株式会社) 1994. 01. 21, 段落 [0013] - [0015], 図1-2 (ファミリーなし)	3-7, 11, 13-15
Y	JP 2000-80993 A (三洋電機株式会社) 2000. 03. 21, 段落 [0002], 段落 [0017], 図1-2 (ファミリーなし)	3-7, 11, 13-15
P, Y	JP 2015-34473 A (ダイキン工業株式会社) 2015. 02. 19, 段落 [0017] - [0077], 図1-4 (ファミリーなし)	8-10
Y	JP 57-173503 A (株式会社日立製作所) 1982. 10. 25, 第3頁右下欄第20行-第4頁左下欄第9行, 第1-3図 & US 4502852 A, 第5欄第3行-第6欄第26行, 図1-3	8-10
Y A	JP 2014-199017 A (ダイキン工業株式会社) 2014. 10. 23, 段落 [0046], 段落 [0058] - [0068], 図1-6 (ファミリーなし)	11, 13-15 12
Y	JP 2009-36136 A (日立アプライアンス株式会社) 2009. 02. 19, 段落 [0017] - [0019], 図1-2 (ファミリーなし)	14
A	JP 4-22784 A (ダイキン工業株式会社) 1992. 01. 27, 第5頁左上欄第1行-右下欄第17行, 第1-4図 (ファミリーなし)	8-10