

【公報種別】特許法第17条の2の規定による補正の掲載
 【部門区分】第5部門第1区分
 【発行日】平成17年8月4日(2005.8.4)

【公開番号】特開2000-27768(P2000-27768A)
 【公開日】平成12年1月25日(2000.1.25)
 【出願番号】特願平10-229267
 【国際特許分類第7版】
 F 0 4 C 2/02
 F 0 4 C 18/02
 【F I】
 F 0 4 C 2/02
 F 0 4 C 18/02 3 1 1 V

【手続補正書】
 【提出日】平成16年12月27日(2004.12.27)
 【手続補正1】
 【補正対象書類名】明細書
 【補正対象項目名】全文
 【補正方法】変更
 【補正の内容】

【書類名】 明細書
 【発明の名称】 スクロール式液体ポンプ
 【特許請求の範囲】

【請求項1】厚板に1巻き前後の渦巻き状溝を設けた固定スクロールと円形板上に1巻き以下の渦巻き状突起を設けた旋回スクロールを互いに噛み合わせてポンプ室を形成する容積式液体ポンプにおいて、

(1)渦巻き状溝2aの溝幅の数倍直線で巻き終り側を延長させた終端に前記溝に連通させた吸入口を設けるとともに該渦巻き状溝の巻き始め中央部に連通する吐出口を設けた構成された固定スクロール。

(2)円形板上におよそ5/6巻の渦巻き状突起で構成された旋回スクロール。

以上の如く構成されたことを特徴とするスクロール式液体ポンプ。

【請求項2】(1)旋回スクロールの渦巻き状突起の内側巻き始め部に当該巻き始め渦巻き形状と同じ曲率と同じ断面形状を有したプレート3a。

(2)該プレート近傍の渦巻き形状と同じ曲率と同じ断面形状をした押さえ3b。

(3)該プレート端部を縦に貫通して回転自由にさせて旋回スクロールの端板または渦巻き突起と押さえとで固定されるピンA3c。

(4)渦巻き状突起と押さえとで固定されるピンB3d。

以上の如く構成されたラップ弁を、渦巻き状突起の巻き始めの切り欠き部に装着させて構成されたことを特徴とする請求項1記載のスクロール式液体ポンプ。

【請求項3】旋回スクロールの渦巻き状突起の先端中央には歯厚の数分の1の幅で、幅と高さの比がおよそ1前後以下の固定チップを渦巻き状突起に沿って設けるないしは固定スクロール側にも同様の固定チップを溝壁面の上端部で溝両壁面から旋回スクロールの歯厚のおよそ1/2離れた位置に渦巻き状に設けて構成されたことを特徴とする請求項1または2記載のスクロール式液体ポンプ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】

本発明は、気体または液体からなる作動流体に圧力または運動エネルギーを加える容積式の流体機械であって、特に水力機械としてのスクロール式液体ポンプに関する。

【 0 0 0 2 】

【 従来 の 技 術 】

従来の 1 つケ - シング内に収納したモ - タで直接駆動するとともに作動流体を液体とするスクロ - ル式ポンプの公知例として、特開昭 5 9 - 1 8 5 8 6 1 及び特開平 5 - 7 9 4 6 2 が挙げられる。さらには、産業用の利用分野が異なるが、作動流体に対する作用が同じで本発明の構造に最も近い公知例として特開平 9 - 7 1 2 9 6 が挙げられる。

【 0 0 0 3 】

いずれの公知例も、ハウジングとこれに一体固定された固定スクロ - ルとモ - タからの動力が伝達される駆動軸と自転防止機構により旋回運動させられる旋回スクロ - ルからポンプ部が構成されている。このポンプ部により作動流体に圧力または運動エネルギーが与えられる動作原理はどれも同じである。

【 0 0 0 4 】

これらはポンプ室とモ - タや駆動系を収納する空間の間を完全に仕切る構造ではなく作動流体が多量ないしは少量流入する構造になっていた。

【 0 0 0 5 】

固定と旋回スクロ - ル 1 対で形成される 2 つのポンプ室形状は最初の公知例は対称に形成され、後者 2 例では非対称に形成される等で多少異なるが、いずれのポンプ室も径方向側壁面は渦巻き線で形成されている。

【 0 0 0 6 】

【 発 明 が 解 決 し よ う と す る 課 題 】

本発明が解決しようとしている課題として、従来ではポンプ部への吸い込み配管と吐き出し配管の延長または取り出し方向が水平で同方向でないので、ポンプ設置の作業性が悪く、配管の占める空間も大きかった。

【 0 0 0 7 】

従来のポンプ室の壁面は渦巻き曲線のみで形成されているので、吸い込み行程時の課題として、行程終了前にポンプ室容積を最大にした後容積は閉じ込み空間としての設計上の理論容積 1 0 0 % まで減少して吸い込み行程が完了することになる。

【 0 0 0 8 】

この最大容積と理論容積 1 0 0 % との差となる数 % の容積分がポンプ室から吸い込み通路内へ逆流することになる。これにより発生した吸い込み通路内での大きな脈動により振動騒音が増大するとともに圧力の異常上昇から配管の破裂やスクロ - ル部材が破損する等の問題があった。

【 0 0 0 9 】

ポンプ室の理論容積 1 0 0 % を形成した後の吐き出し行程時の課題としては、ポンプ室内の容積が減少するとともに中央に設けた吐出口に連通する渦巻き状溝空間に開口する渦巻き状突起の巻き始め先端側壁と渦巻き状溝内壁間の隙間が大きくなって作動流体が流出するが、容積変化に比べて吐き出し行程初期段階でのその隙間による開口面積は少なく、液圧縮が発生してスクロ - ル部材や摺動部が損傷する問題があり、その対策としてラップ弁が 1 部で用いられていたが、ラップ弁を構成するプレ - トの支持構造が悪く、作動流体の流出エネルギーを受けて破損する場合があった。

【 0 0 1 0 】

固定スクロ - ルと旋回スクロ - ルを噛み合わせてポンプ室をさせ、互いの溝や突起壁面及び底面間でシ - ルされて吐き出し側から吸い込み側へ作動流体が漏れ出さないように微小隙間を保持する構造となっているが、スクロ - ルの加工精度に組立ての問題及び運転中に発生するスクロ - ル部材の変形等に対してその微小隙間を十分に保持することができず、漏れによる効率低下を招いていた。

【 0 0 1 1 】

また、モ - タや摺動部の回りに作動流体が充満するかまたは混入する可能性が極めて高い構造となっており、適正な潤滑剤が使用できないことによる摺動部の大幅な耐久性低下、作動流体に対する耐久性を高めた特殊モ - タの開発等による特性の低下やコスト高、さら

には潤滑剤や摺動部で発生した摩耗粉やモ - タに使用される材料等によって作動流体が汚染されていた。またモ - タと駆動軸が液体中で回転することによる大きな攪拌損失が発生し効率を大きく低下させていた。

【 0 0 1 2 】

そして、ポンプを停止させた時、通常吐き出し圧力が吸い込み圧力より高い状態にあり、その差圧による力がスクロ - ル部材に作用して旋回スクロ - ルが逆転して異常音や異常振動が発生したり、場合よりスクロ - ル部材や摺動部の破損を招く原因になっていた。

【 0 0 1 3 】

さらには、吸入口と吐出口に接続される配管が互いに直交したり、またポンプ本体に対して対向する配置に設けら、設置性が悪くなる問題があった。

【 0 0 1 4 】

【課題を解決するための手段】

上記従来例の課題を解決するために、始めに円形状の端板上に渦巻き状突起をおよそ5 / 6巻きの巻き終り終端部に歯厚程度内側に曲げたベンドラップを設けた旋回スクロ - ルと厚板内に渦巻き状の溝をおよそ1巻き設けその巻き終りから同じ溝幅で前記ベンドラップの曲げ量と同程度内側に移動した後で溝幅の数倍直線で延長させた終端に前記溝に連通させて吸入口を設けるとともに巻き始め中央部に吐出口を前記溝に連通させて設けた固定スクロ - ルとを噛み合わせて前記渦巻き状突起の内外壁側に180°位相がずれて大きさの異なるポンプ室を形成させる。

【 0 0 1 5 】

旋回スクロ - ルの渦巻き状突起の先端中央には歯厚の数分の1で、幅と高さの比がおよそ1前後の固定チップを渦巻き状突起に沿って設ける。固定スクロ - ル側にも必要に応じて同様の固定チップを溝壁面の上部で溝両壁面から旋回スクロ - ル突起厚さの1 / 2離れた位置に渦巻き状溝に沿って設ける。固定スクロ - ル側の固定チップは旋回スクロ - ルを固定スクロ - ル側に押しつける構造では無くてもよい。

【 0 0 1 6 】

旋回スクロ - ル渦巻き状突起巻き始めの一部を取り除いた替わりに取り除いたラップと同様の形状をして1軸を支点にして固定スクロ - ルの溝幅の範囲で揺動可能なラップ弁を設けるとともに前記1軸の上下を支えることによりラップ弁の動作が安定する。また吐き出し通路内にはポンプ停止時吸い込み側との圧力差からポンプが逆転しないようにラップ弁の保護を兼ねて逆流防止弁が装着されている。

【 0 0 1 7 】

これらの課題を解決する手段は気体を扱うポンプでも適用可能である。

【 0 0 1 8 】

上記の如く構成することにより、設置性が良くて高効率、低振動・低騒音でしかも高い耐久性が達成できるスクロ - ル式液体ポンプ及びこのポンプを用いて得られる清浄度の高い作動流体を提供することを目的とする。

【 0 0 1 9 】

【作 用】

前記の如く構成されたスクロ - ル式液体ポンプは、吸い込み管と吐き出し管が同方向で水平に配置されているので、ポンプ設置が容易なことと容積式のポンプ室内部に液体を保有した状態で起動できるので、作動流体を吸い上げるに要する立ち上がり時間が短くなる。

【 0 0 2 0 】

固定スクロ - ルに設けられた渦巻き状の溝に挿入された旋回スクロ - ルに設けられたベンドラップ含めた渦巻き状の突起の旋回運動により、渦巻き状突起壁面内外に180°位相がずれて形成される1対の非対称形ポンプ室に吸い込み口から作動流体がおよそ連続的に流入してポンプ室の中央へ移動して中央の吐き出し側溝内に圧送されるが、ラップ弁の装着により液圧縮を発生させることなく、そして渦巻き状溝内壁面と固定チップ等による旋回スクロ - ルの端板と渦巻き状突起間を確実にシ - ルして吐き出し側から吸い込み側へ

の漏れを大幅に低減することが出来る。

【0021】

さらには、旋回スクロ-ル端板とハウジング内のボスとの間に設けた旋回シ-ルにより、モ-タ及び駆動部が収納されている駆動系収納室は完全な密閉状態にあり、駆動系収納室内の潤滑油に作動流体が混入することがなく軸受等摺動部への給油ポンプによる強制給油やガス雰囲気中で回転するモ-タへの油による冷却が可能となり、信頼性が高まると同時に効率も高まる。

【0022】

また作動流体にモ-タの付着物や潤滑油、摩耗粉等が混入することがないので、作動流体の清浄度が保持されることになる。

【0023】

【実施例】

本発明のスクロ-ル式液体ポンプに用いる作動流体として水を対象に説明を進めるが、その他のガソリンや薬品等の液体さらには気体についても適用は可能である。また、多くの液体ポンプで適用されているポンプ部とモ-タと軸を直結し一体にして密閉容器に収納する構造を基本とするが、モ-タ以外の駆動源でポンプ部を駆動する構造にも適用は可能である。

【0024】

本発明のスクロ-ル式液体ポンプの動作原理を図1を用いて説明する。但し、スクロ-ル流体機械の動作原理はタ-ボ機械協会発行の「タ-ボ機械」21巻12号など多くの文献で説明されているので、詳細は省く。

【0025】

ポンプ部は厚板内に渦巻き状溝2aをおよそ1巻き設け、その巻き終りから同じ溝幅で内側に少し移動した後の溝を直線で延長させた終端部に連通させた吸入口2fを設けるとともに巻き始め中央部に吐出口2eを前記溝に連通させて設けた固定スクロ-ルと、端板上に設けたおよそ5/6巻きの渦巻き状突起1aの巻き終りに渦巻き状突起1aの断面幅すなはち歯厚程度内側に曲げたベントラップ1hを設けた旋回スクロ-ルとを互いに噛み合わせて渦巻き状溝2a内空間を渦巻き状突起1aで内外に2分して大きさが異なり位相が180°ずれたポンプ室を形成させる。

【0026】

旋回スクロ-ル1端板の渦巻き状突起1aの反対側に後述する自転防止機構が摺動可能に配置されているため、旋回スクロ-ル1はモ-タに直結した駆動軸の回転に伴い固定スクロ-ル2に対して公転のみの旋回運動をする。

【0027】

図1に示した(a)~(d)の図は、旋回スクロ-ルの旋回運動に伴い、ポンプの動作状態が図中に示した矢印の方向で駆動軸の回転角度が90°ピッチで順次に変化する過程を示している。従って軸が1回転して再び(a)の状態に戻ることになる。

【0028】

(a)の状態は渦巻き状溝2a内空間を渦巻き状突起1aで分離して形成されて密閉空間となったポンプ室Aが形成され、その内側は渦巻き状突起1a内側の中間当りで渦巻き状溝2a壁面間で微小隙間でシ-ルされ吸入口2fに連通している空間と吐出口2eに連通している空間とに分離されている。

【0029】

前記ポンプ室Aは、軸が90°回転した次の(b)では中央側の突起外壁と溝外壁間の隙間が大きくなって開口して吐出口2fに連通し、(c)から(d)と移行するに従い該ポンプ室の容積が小さくなって空間内の作動流体を吐出口に押し出す。

【0030】

(c)ではポンプ室Bが形成され、ポンプ室Aと同様(d)~(a)への移行とともに空間が減少して内部の作動流体は吐出口へと送り込まれた後ポンプ部から外に吐き出される。

【 0 0 3 1 】

次に、図 2 ~ 5 を用いて駆動系含めたポンプ構造について説明する。スクロ - ル式液体ポンプを駆動系と一体にして内蔵したポンプ全体の断面図を図 2 に示す。図 2 の A 視図を図 3 に示す。

【 0 0 3 2 】

外観上、ポンプ全体は密閉ケ - ス 1 5 とハウジング 5 として固定スクロ - ル 2 から構成されている。密閉ケ - ス内はモ - タ 1 4 と駆動軸 1 0 に給油ポンプ 1 1 として下部に封入された潤滑油これとハウジング 5 内には旋回スクロ - ル 1 の一部と駆動系が含まれている。固定スクロ - ル 2 にはポンプ室と図 3 に示すように作動流体の流入流出用の吸入口 2 f と吐出口 2 e が同方向で水平に配置されている。

【 0 0 3 3 】

またモ - タ 1 4 の動力を旋回スクロ - ル 1 に伝達する駆動軸 8 に旋回スクロ - ルの自転防止機構としてのオルダムリング 4 が設けられ、また旋回スクロ - ルを含めてこれらをハウジング 5 等が支えている。そして駆動軸 8 左端に設けた給油ポンプ 1 1 と油溜に挿入された給油管 1 2 を介して油を吸い上げて各摺動部へ供給される。吸い上げた油の一部は油噴出管 1 3 からモ - タ 1 4 へと散布されてモ - タ冷却に用いられる。

【 0 0 3 4 】

図 2 の B - B 断面を図 4 に示す。旋回スクロ - ル 1 の渦巻き状突起の回転位置はおよそ図 1 の (d) に相当している。図 2 の C - C 断面を図 5 に示す。この図では旋回スクロ - ル 1 の背面に設けたオルダムリング 4 とキ - 溝 5 f が示されている。

【 0 0 3 5 】

さらに、旋回スクロ - ル 1 の端板 1 d 外周とハウジング 5 の内部ボス 5 a 外周壁との間に弾性体で構成された円筒状の旋回シ - ル 6 を設けて、密閉ケ - ス 1 5 内とハウジング 5 内部の駆動系を収納した駆動系収納室空間を密閉状態にして気密性を保持できるように仕切っている。旋回シ - ル 6 の一部である弾性体内外の圧力差を無くす必要がある場合は外の圧力に合わせて密閉ケ - ス内の圧力を予高めておけば良い。

【 0 0 3 6 】

固定及び旋回スクロ - ルの形状を図 6 ~ 1 0 を用いて説明する。図 6 に示した固定スクロ - ルの渦巻き状溝 2 a 形状、吸入口 2 f と吐出口 2 e の位置関係、前記溝壁面近くの表面に設けた細長い固定チップ 2 c さらには図 7 に示した旋回スクロ - ルの端板上に設けた渦巻き状突起 1 a とその中央に設けた細長い固定チップ 1 c の形状については説明済みである。

【 0 0 3 7 】

渦巻き状溝 2 a の巻き終りと渦巻き状突起 1 a のペンドラップ 1 h と呼ばれる巻き終り終端部の拡大図を図 8 に示す。図中の R 2 の大きさは歯厚と同程度とし、その範囲は 6 0 ° 前後が良い。R 1 の大きさは R 2 に歯厚を加えた値とし、その範囲は R 1 と同じとする。ペンドラップ 1 h 先端の R 3 は歯厚の 1 / 2 以上であれば良い。

【 0 0 3 8 】

渦巻き状溝 2 a から直線に移行するつなぎの R 5 と R 4 はそれぞれ R 2 と R 1 の包絡線となる。すなはち R 5 は R 2 に回転半径を加えた値となり、R 4 は R 1 に回転半径を加えた値となる。

【 0 0 3 9 】

渦巻き状突起 1 a の断面図を図 9 に示す。歯厚は先端より端板側が多少厚く形成されているが必要条件ではない。その先端には固定チップ 1 c が歯厚の数分の 1 の厚さと高さで形成されている。

【 0 0 4 0 】

固定スクロ - ルの渦巻き状溝を設けた面の裏から見ている図 1 0 では、吸入口 2 f と吐出口 2 e は同方向で水平に配置されている。

【 0 0 4 1 】

ハウジング 5 には、図 1 1 の正面図に示すように、旋回スクロ - ル端板 1 d の背面を受

けるリング状のスラスト受面5 dやその内側にオルダムリングのキ - が挿入されるキ - 溝5 f , 主軸受5 cそして給油ポンプから摺動部へ供給された後再び油溜に戻すための油戻し穴5 g等が設けられている。

【0042】

旋回スクロ - ルに設けられたラップ弁3は図12に示すように、プレ - ト3 a , 押さえ3 b , ピンA 3 cとピンB 3 dから構成され渦巻き状突起の巻き始めの切り欠き1 gに装着されている。ピンA 3 cはプレ - ト3 aを貫通して押さえ3 bと渦巻き状突起1 aに設けた穴に挿入されて両端を支持されている。ピンBは押さえと渦巻き状突起に設けた穴に挿入して押さえを固定する役目をしている。

【0043】

従って、プレ - トはピンA回りの回転は自由となる。また、切り欠き1 g上に乗るプレ - ト合わせ面間は微小隙間を保持する構造となっている。このためピンA軸方向の合わせ面はピンA中心のR形状となっている。図示していないが、プレ - トと端板間に磁石を設けて停止時プレ - トを切り欠き1 g上に保持することもできる。

【0044】

ラップ弁3を旋回スクロ - ルに設ける代わりに、固定スクロ - ル側に設けることも可能であり、またラップ弁の代わりに、渦巻き状突起巻き始めの旋回運動に伴う隙間を他の渦巻き壁面より大きくしても同様の効果が得られるが、特性上は多少不利となる。

【0045】

旋回シ - ル6は図13の断面図に示すように、薄肉で両端が開口した弾性のある円筒ゴム7 , 剛性のある円環状の支持リング8及び円筒ゴム7固定用のOリング9で構成されている。

【0046】

図の場合、円筒ゴムの上端を旋回スクロ - ルの端板1 d外周に設けた環状溝部に外から弾性のあるOリングで固定され、一方支持リング8側はハウジング内側のボス外周面下部に圧入固定かOリングシ - ルにて固定される。

【0047】

以上の如く構成されたスクロ - ル式ポンプの働きについて以下説明する。

【0048】

モ - タ14から伝達された動力は駆動軸8の偏心軸から旋回軸1 eを介して旋回スクロ - ル1に駆動力が伝達されるが、旋回スクロ - ルとハウジング5との間に介在してるオルダムリング4により旋回スクロ - ルの自転は阻止され固定スクロ - ルに対して旋回運動を行うことになる。この旋回運動により図1の原理図で示したポンプ作用が可能となる。

【0049】

すなはち、作動流体は固定スクロ - ルの吸入口2 fから渦巻き状溝2 aと渦巻き状突起1 aで形成されたポンプ室に流入後送り出されて吐出口2 eから流出することになる。

【0050】

起動時のようにポンプ内に作動流体が無く気体で充満している場合でも、容積式のために強制的にポンプ内の気体を排除して、ポンプ本体より低い位置にある作動流体を吸い上げることができる。

【0051】

ポンプ室内へ作動流体が流入する吸い込み行程時の回転角度に対するポンプ室容積の変化、渦巻き状突起巻き終り終端部と吸入口に近い渦巻き状溝壁面間の隙間の変化、そしてその隙間内を流れる作動流体の流速の変化を図14の(a), (b), (c)にそれぞれ示す。

【0052】

(a)の縦軸の容積100%は渦巻き状突起の内外で位相がずれて形成される一方の閉じ込み空間の設計上の理論容積を現し、(b)の隙間100%は旋回半径のおよそ2倍の最大隙間を現す。そして、(c)の速度は0から上が吸い込み状態を下は逆流を現している。図中点線が従来の各変化特性で実線が本発明の各変化特性を示している。

【0053】

従来の場合，(a)に示すように回転角度が 0° から進むに従い容積を増加させて 300° 前後で最大となった後減少して 100% になる。一方隙間は(b)に示すように 300° 前後では0に近い値である。

【0054】

このため(c)の速度に示すように 300° 前後以降で逆流現象が発生すると同時に高速に対する流出抵抗の増大で急激な圧力上昇が生じることになる。このように， 100% を越える容積の増加は無駄な動力消費になると同時に異常圧力上昇によるポンプ損傷を招く原因になっていた。

【0055】

本発明では旋回スクロ-ルの渦巻き状突起1aの巻き終り終端部にベンドラップを設け渦巻き状溝2a形状もそれに合わせることにより，図14の実線に示すように，(a)の容積変化は 100% を越えることはなく，(c)の速度変化も0から常に上にあって逆流現象の発生はない。

【0056】

図15では，ポンプ室内から作動液体が吐出口へ向けて流出する吐き出し行程時の回転角度に対するポンプ室容積の変化，渦巻き状突起巻き始め部と中央に近い渦巻き状溝壁面間の隙間の変化，そしてその隙間内を流れる作動流体の流速の変化をそれぞれ(a)，(b)，(c)に示している。縦軸の容積 100% と隙間 100% は図14に同じである。

【0057】

(a)の容積の変化は点線の従来と実線の本発明は類似している。(b)の隙間の変化は回転角度 0° 近辺が大きく異なり，従来はほとんど隙間0から暫時増加しているが，本発明ではラップ弁を旋回スクロ-ルの渦巻き状突起の巻き始めに設けることにより，当初から適度に大きな隙間を有している。

【0058】

このため(c)の速度の変化に示すように，従来では容積変化に対する隙間の変化が少ないので速度が異常に上昇しており，ポンプ室内での異常圧力上昇を促す結果になっている。これに伴い効率の低下やスクロ-ル部材の破損に摺動部の破損を招く結果となっている。

【0059】

一方，本発明ではポンプ室内の圧力状態に応じて隙間が適度に増減するので，速度の異常上昇はなく，さらには渦巻き状突起の先端で渦巻き線に沿った初期摩耗性の高い固定チップを設けること，また場合により渦巻き状溝側にも同様の固定チップを設けることにより，高効率で信頼性の高い極めて安定したポンプ特性が得られる。

【0060】

次に，駆動系に係わる働きについて説明する。旋回スクロ-ル端板外周とハウジングのスラスト受面のあるボス外周面との間に設けた旋回シ-ル6で作動流体が充満しているポンプ室のある空間と密閉状態にあるモ-タ等が収納されている駆動系収納室は完全に分離されているので，駆動軸を支える軸受，旋回スクロ-ル背面のスラスト受面の摺動部そしてオルダムリングのキ-摺動部等の潤滑に適した油の選定と各摺動部への適切な給油が可能となり，またその油の特性や量を半永久的に保持できるので，摺動部の耐久性が飛躍的に向上すると同時にモ-タも前記油で十分冷却可能となる。

【0061】

さらには，駆動系収納室から油や摩耗粉等がポンプ室内を流れる作動流体中に混入することがないので作動流体の清浄度が保持できる。

【0062】

【発明の効果】

前記の如く構成されたスクロ-ル式液体ポンプは，ポンプ室が固定スクロ-ルの渦巻き状溝内で旋回スクロ-ルの渦巻き状突起の内外に 180° 位相がずれて非対称に形成されることに加えて渦巻き状突起の終端部にベンドラップを設けることにより，吸入通路内の

作動流体の流れは速度変動が少なく配管振動が小さくなる。

【 0 0 6 3 】

さらには、旋回スクロ - ル側ないしは固定スクロ - ル側にも渦巻き線の沿って設けられた小さな突起の固定チップによりポンプ室内のシ - ル性が高まることにより効率向上が図れる。

【 0 0 6 4 】

旋回スクロ - ルの渦巻き状突起の巻き始めにラップ弁を設けたポンプにおいては、作動流体の吐き出し行程で液圧縮に伴う異常圧力上昇もなく滑らかに吐出通路内に流出するので、渦巻き状突起や摺動部に作用する荷重も少なく高い信頼性が得られると同時にポンプ室内の流出抵抗や漏れさらには摺動摩擦損失も少なく高い効率を得られる。

【 0 0 6 5 】

また、固定スクロ - ルの渦巻き状溝に連通する吸入口と吐出口に接続されるそれぞれの配管は同方向で並行して伸ばせるので、設置性が良くなる。

【 0 0 6 6 】

さらには、ポンプ室のある作動流体が流れる空間と密閉ケ - ス内でハウジングとで形成される駆動系収納室とは旋回シ - ルで仕切られて密閉状態にあるので、作動流体が摺動部や潤滑油に混入して軸受等の摺動部の耐久性を損なうことはない。

【 0 0 6 7 】

逆に、作動流体にも潤滑油が混入することがなく且つポンプ内の作動流体が接触する場所に摺動する部分がほとんどないので摺動により発生する摩耗粉などが混入することもなく、清浄度の高い作動流体が得られる効果がある。

【 図面の簡単な説明 】

【 図 1 】 スクロ - ル式ポンプの動作原理図

【 図 2 】 スクロ - ル式ポンプの縦断面図

【 図 3 】 図 2 の A 視図

【 図 4 】 図 2 の A - A 断面図

【 図 5 】 図 2 の B - B 断面図

【 図 6 】 固定スクロ - ルの正面図

【 図 7 】 旋回スクロ - ルの正面図

【 図 8 】 ポンプ室の一部拡大図

【 図 9 】 渦巻き状突起の断面図

【 図 1 0 】 固定スクロ - ルの平面図

【 図 1 1 】 ハウジングの正面図

【 図 1 2 】 旋回スクロ - ルに装着したラップ弁の分解図

【 図 1 3 】 旋回シ - ルの断面図

【 図 1 4 】 回転角度に対するポンプ室の (a) 吸い込み容積の変化、
(b) ポンプ室入口の隙間の変化及び (c) ポンプ室入口の流速の変化の図

【 図 1 5 】 回転角度に対するポンプ室の (a) 吐き出し容積の変化、
(b) ポンプ室出口の隙間の変化及び (c) ポンプ室出口の流速の変化の図

【 符号の説明 】

1 旋回スクロ - ル

1 a 渦巻き状突起

1 c 固定チップ

1 d 端板

1 g 切り欠き

1 h ベンドラップ

2 固定スクロ - ル

2 a 渦巻き状溝

2 c 固定チップ

2 e 吐出口

- 2 f 吸入口
- 3 ラップ弁
- 3 a プレ - ト
- 3 b 押さえ
- 3 c ピン A
- 3 d ピン B
- 5 ハウジング
- 5 a ボス
- 5 d スラスト受面
- 5 g 油戻し穴
- 6 旋回シ - ル
- 7 円筒ゴム
- 8 支持リング
- 9 Oリング
- 1 0 駆動軸
- 1 1 給油ポンプ
- 1 2 給油管
- 1 3 油噴出管
- 1 5 密閉ケ - ス
- 1 4 モ - タ
- 1 7 潤滑油
- 1 9 駆動系収納室