

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4298753号
(P4298753)

(45) 発行日 平成21年7月22日(2009.7.22)

(24) 登録日 平成21年4月24日(2009.4.24)

(51) Int. Cl. F I
FO4C 18/02 (2006.01) FO4C 18/02 311Y
FO4C 29/02 (2006.01) FO4C 29/02 311D

請求項の数 11 (全 25 頁)

(21) 出願番号	特願2007-731 (P2007-731)	(73) 特許権者	399048917 日立アプライアンス株式会社 東京都港区海岸一丁目16番1号
(22) 出願日	平成19年1月5日(2007.1.5)	(74) 代理人	110000350 ポレール特許業務法人
(65) 公開番号	特開2008-169694 (P2008-169694A)	(72) 発明者	坪野 勇 茨城県ひたちなか市堀口832番地2 株 式会社日立製作所 機械研究所内
(43) 公開日	平成20年7月24日(2008.7.24)	(72) 発明者	藤村 和幸 茨城県ひたちなか市堀口832番地2 株 式会社日立製作所 機械研究所内
審査請求日	平成20年10月30日(2008.10.30)	(72) 発明者	島田 敦 栃木県下都賀郡大平町大字富田800番地 日立アプライアンス株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 スクロール圧縮機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

作動流体を圧縮する圧縮機部と、前記圧縮機部を駆動するクランクシャフトと、前記クランクシャフトを軸支する軸受と、インナーロータ及びアウトロータを有して油を前記軸受へ給油する給油ポンプと、前記圧縮機部、前記クランクシャフト及び前記給油ポンプを収納したケーシングとを備え、

前記ケーシングは、内部空間を吸込み圧力にすると共に、当該内部空間に油を貯留する貯油部を設け、

前記圧縮機部は、鏡板とそれに立設する渦巻体とを有する固定スクロールと、鏡板とそれに立設する渦巻体とを有する旋回スクロールと、前記両スクロールを噛み合わせて形成され容積が縮小することにより作動流体を圧縮する圧縮室と、前記旋回スクロールの背面に設けられ吸込み圧力より高く吐出圧力より低い中間圧力空間となる背圧室とを備え、

前記クランクシャフトは、回転駆動源により回転駆動されて前記旋回スクロールを旋回駆動すると共に、前記軸受への給油通路となる給油穴を備え、

給油ポンプは、前記貯油部の油を昇圧して前記クランクシャフトの給油穴及び前記軸受を通して前記背圧室に供給するように前記クランクシャフトの反旋回スクロール側の端部に設けたスクロール圧縮機において、

前記給油ポンプは、前記インナーロータ及び前記アウトロータのサイド面を覆うカバーを、前記クランクシャフトのスラスト力により前記インナーロータのサイド面または前記アウトロータのサイド面の少なくとも何れか一方に付勢するように設けた

ことを特徴とする、スクロール圧縮機。

【請求項 2】

請求項 1 において、前記給油ポンプは、前記インナーロータと、前記アウターロータと、前記アウターロータの周囲に配置したポンプシリンダと、前記インナーロータ及び前記アウターロータの反圧縮機部側のサイド面を覆うベースプレートと、前記インナーロータ及び前記アウターロータの圧縮機部側のサイド面を覆う前記カバーとからなる内接歯車型ポンプで構成されていることを特徴とするスクロール圧縮機。

【請求項 3】

請求項 2 において、前記カバーは前記インナーロータの歯形部または前記アウターロータの歯形部と同一部材で一体に設けられていることを特徴とするスクロール圧縮機。

10

【請求項 4】

請求項 2 において、前記クランクシャフトは反圧縮機部側の端部に段部を介して細径となっている給油ポンプ軸部を有し、前記インナーロータは前記給油ポンプ軸部の周囲に設置され、前記カバーは前記クランクシャフトの段部と前記インナーロータのサイド面または前記アウターロータのサイド面の少なくとも何れか一方との間に挟持されていることを特徴とするスクロール圧縮機。

【請求項 5】

請求項 2 において、前記クランクシャフトは反圧縮機部側の端部に段部を介して細径となっている給油ポンプ軸部を有し、前記インナーロータは前記給油ポンプ軸部の周囲に設置され、前記カバーは、前記インナーロータ及び前記アウターロータと別部材で形成されると共に、前記クランクシャフトの段部と前記インナーロータのサイド面または前記アウターロータのサイド面の少なくとも何れか一方との間に挟持されていることを特徴とするスクロール圧縮機。

20

【請求項 6】

請求項 2 において、前記クランクシャフトに沿って、前記圧縮機部、前記回転駆動源となるモータ及び前記給油ポンプがこの順に前記クランクシャフトに装着され、前記軸受は前記モータの圧縮機部側に配置した主軸受と前記モータの反圧縮機部側に配置した副軸受とを備え、前記副軸受と前記給油ポンプは隣接して配置され、前記副軸受は軸受プッシュとそれを保持する軸受ホルダとを備え、前記軸受ホルダと前記ポンプシリンダは固定配置または一体形成されてハウジングを構成していることを特徴とするスクロール圧縮機。

30

【請求項 7】

請求項 6 において、前記ハウジングは、前記給油ポンプと前記軸受ホルダとの間で且つ前記ハウジングの内面に形成される給油ポンプ背面空間と、前記貯油部空間と、を連通する連通路を備えていることを特徴とするスクロール圧縮機。

【請求項 8】

請求項 7 において、前記連通路は給油ポンプ背面空間側の開口より貯油部空間側の開口を低い位置に設けたことを特徴とするスクロール圧縮機。

【請求項 9】

請求項 6 において、前記クランクシャフトは、前記給油ポンプと軸受ホルダとの間で且つ前記ハウジングの内面に形成される給油ポンプ背面空間と、前記給油穴と、を連通する背圧導入路を設けたことを特徴とするスクロール圧縮機。

40

【請求項 10】

請求項 1 において、前記カバー、前記インナーロータ及び前記アウターロータのスラスト力を受ける少なくとも一つの面になじみ皮膜を形成したことを特徴とするスクロール圧縮機。

【請求項 11】

請求項 1 において、前記背圧室の圧力を吸込み圧力よりも概略一定の値だけ高くする背圧制御手段を設けたことを特徴とするスクロール圧縮機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

50

【0001】

本発明は、スクロール圧縮機に係り、特にケーシング内の圧力が吸込み圧力となる低圧チャンバ方式で油を昇圧して巡回スクロールの背圧室に供給する給油ポンプを備えたスクロール圧縮機に好適なものである。

【背景技術】

【0002】

ケーシング内の圧力が吸込み圧力となる低圧チャンバ方式のスクロール圧縮機では、高圧チャンバ方式のものに比較して、貯油部に貯留された油中に溶解する作動流体の量が少ないという利点を有している。特に、作動流体を封入する冷凍サイクルに用いるスクロール圧縮機で、その作動流体が可燃性流体（例えば、プロパンやブタン等の炭化水素）や毒性流体（例えば、アンモニア等）の場合、作動流体の封入量を低減することが安全性の観点から特に望まれるので、低圧チャンバ方式が特に望まれる。

10

【0003】

しかし、低圧チャンバ方式では、吸込み圧力の油をクランクシャフトを軸支する軸受に供給し、さらに巡回スクロールの背面室に流す構成とするためには、昇圧を伴う給油ポンプを用いる必要がある。

【0004】

昇圧を伴う給油ポンプを用いる従来のスクロール圧縮機としては、特開2001-221175号公報（特許文献1）に示されたものがある。

【0005】

このスクロール圧縮機は、作動流体を圧縮する圧縮機部と、圧縮機部を駆動するクランクシャフトと、このクランクシャフトを軸支する軸受と、インナーロータ及びアウターロータを有して油を軸受へ給油する内接歯車型の給油ポンプ（軸受給油部）と、圧縮機部、クランクシャフト及び給油ポンプを収納したケーシング（ケース）とを備えて構成されている。

20

【0006】

そして、前記ケーシングは、内部空間を吸込み圧力にすると共に、当該内部空間に油を貯留する貯油部を設けている。前記圧縮機部は、鏡板とそれに立設する渦巻体とを有する固定スクロールと、鏡板とそれに立設する渦巻体とを有する巡回スクロールと、両スクロールを噛み合わせて形成され容積が縮小することにより作動流体を圧縮する圧縮室と、巡回スクロールの背面に設けられ吸込み圧力より高く吐出圧力より低い中間圧力空間となる背圧室とを備えている。前記クランクシャフトは、回転駆動源により回転駆動されて巡回スクロールを巡回駆動すると共に、軸受への給油通路となる給油穴を備えている。

30

【0007】

前記給油ポンプは、貯油部の油を昇圧してクランクシャフトの給油穴及び軸受を通して背圧室に供給するようにクランクシャフトの反巡回スクロール側の端部に設けている。この給油ポンプは、クランクシャフトの下端部を囲むように設けた給油シリンダと、この給油シリンダの下面に設けたポンプカバーと、これらで囲まれた空間に収納されて油を昇圧するインナーロータ及びアウターロータとから成る。この給油シリンダは支持板を介してケーシングに固定されており、給油シリンダの中央にクランクシャフトの軸方向支持部であるシャフトスラスト面を配している。

40

【0008】

【特許文献1】特開2001-221175号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0009】

昇圧を伴う給油ポンプを用いたスクロール圧縮機においては、昇圧しない給油ポンプを用いた場合に比べて、給油ポンプの仕事量が多く、その給油ポンプの効率がそれを搭載するスクロール圧縮機の効率に多大な影響を与える。このため、給油ポンプの性能向上が極めて重要である。

50

【0010】

しかしながら、特許文献1の給油ポンプでは、インナーロータまたはアウターロータのサイドクリアランスを通して吐出側から吸込み側に油が多量に漏洩して効率が低下してしまう、という課題があった。昇圧を伴う給油ポンプの性能向上策として、各部品の精度を高めてインナーロータまたはアウターロータのサイドクリアランスを低減し、昇圧による漏れ増大を抑制することが考えられるが、加工コストの大幅な増大を招くという課題があった。なお、作動流体が二酸化炭素のような、圧力レベルが極めて高い超高压流体の場合、必要な背圧が極めて高くなり、その結果、給油ポンプに要求される昇圧量も非常に大きくなり、内部漏れの増大を招くという課題があった。

【0011】

本発明の目的は、低圧チャンバ方式による作動流体の封入量の低減を確保しつつ、昇圧を伴う給油ポンプの効率向上を加工コストを大幅に増大させることなく実現してエネルギー効率の高いスクロール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】

【0012】

前述の目的を達成するために、本発明は、作動流体を圧縮する圧縮機部と、前記圧縮機部を駆動するクランクシャフトと、前記クランクシャフトを軸支する軸受と、インナーロータ及びアウターロータを有して油を前記軸受へ給油する給油ポンプと、前記圧縮機部、前記クランクシャフト及び前記給油ポンプを収納したケーシングとを備え、前記ケーシングは、内部空間を吸込み圧力にすると共に、当該内部空間に油を貯留する貯油部を設け、前記圧縮機部は、鏡板とそれに立設する渦巻体とを有する固定スクロールと、鏡板とそれに立設する渦巻体とを有する旋回スクロールと、前記両スクロールを噛み合わせて形成され容積が縮小することにより作動流体を圧縮する圧縮室と、前記旋回スクロールの背面に設けられ吸込み圧力より高く吐出圧力より低い中間圧力空間となる背圧室とを備え、前記クランクシャフトは、回転駆動源により回転駆動されて前記旋回スクロールを旋回駆動すると共に、前記軸受への給油通路となる給油穴を備え、給油ポンプは、前記貯油部の油を昇圧して前記クランクシャフトの給油穴及び前記軸受を通して前記背圧室に供給するように前記クランクシャフトの反旋回スクロール側の端部に設けたスクロール圧縮機において、前記給油ポンプは、前記インナーロータ及び前記アウターロータのサイド面を覆うカバーを、前記クランクシャフトのスラスト力により前記インナーロータのサイド面または前記アウターロータのサイド面の少なくとも何れか一方に付勢するように設けたことにある。

【0013】

係る本発明のより好ましい具体的な構成例は次の通りである。

(1) 前記給油ポンプは、前記インナーロータと、前記アウターロータと、前記アウターロータの周囲に配置したポンプシリンダと、前記インナーロータ及び前記アウターロータの反圧縮機部側のサイド面を覆うベースプレートと、前記インナーロータ及び前記アウターロータの圧縮機部側のサイド面を覆う前記カバーとからなる内接歯車型ポンプで構成されていること。

(2) 前記(1)において、前記カバーは前記インナーロータの歯形部または前記アウターロータの歯形部と同一部材で一体に設けられていること。

(3) 前記(1)において、前記クランクシャフトは反圧縮機部側の端部に段部を介して細径となっている給油ポンプ軸部を有し、前記インナーロータは前記給油ポンプ軸部の周囲に設置され、前記カバーは前記クランクシャフトの段部と前記インナーロータのサイド面または前記アウターロータのサイド面の少なくとも何れか一方との間に挟持されていること。

(4) 前記(1)において、前記クランクシャフトは反圧縮機部側の端部に段部を介して細径となっている給油ポンプ軸部を有し、前記インナーロータは前記給油ポンプ軸部の周囲に設置され、前記カバーは、前記インナーロータ及び前記アウターロータと別部材で形成されると共に、前記クランクシャフトの段部と前記インナーロータのサイド面または前

10

20

30

40

50

記アウターロータのサイド面の少なくとも何れか一方との間に挟持されていること。

(5) 前記(1)において、前記クランクシャフトに沿って、前記圧縮機部、前記回転駆動源となるモータ及び前記給油ポンプがこの順に前記クランクシャフトに装着され、前記軸受は前記モータの圧縮機部側に配置した主軸受と前記モータの反圧縮機部側に配置した副軸受とを備え、前記副軸受と前記給油ポンプは隣接して配置され、前記副軸受は軸受ブッシュとそれを保持する軸受ホルダとを備え、前記軸受ホルダと前記ポンプシリンダは固定配置または一体形成されてハウジングを構成していること。

(6) 前記(5)において、前記ハウジングは、前記給油ポンプと前記軸受ホルダとの間で且つ前記ハウジングの内面に形成される給油ポンプ背面空間と、前記貯油部空間と、を連通する連通路を備えていること。

10

(7) 前記(6)において、前記連通路は給油ポンプ背面空間側の開口より貯油部空間側の開口を低い位置に設けたこと。

(8) 前記(5)において、前記クランクシャフトは、前記給油ポンプと軸受ホルダとの間で且つ前記ハウジングの内面に形成される給油ポンプ背面空間と、前記給油穴と、を連通する背圧導入路を設けたこと。

(9) 前記カバー、前記インナーロータ及び前記アウターロータのスラスト力を受ける少なくとも一つの面になじみ皮膜を形成したこと。

(10) 前記背圧室の圧力を吸込み圧力よりも概略一定の値だけ高くする背圧制御手段を設けたこと。

【発明の効果】

20

【0014】

かかる構成の本発明によれば、低圧チャンバ方式による作動流体の封入量の低減を確保しつつ、昇圧を伴う給油ポンプの効率向上を加工コストを大幅に増大させることなく実現してエネルギー効率の高いスクロール圧縮機を提供する。

【発明を実施するための最良の形態】

【0015】

以下、本発明の複数の実施形態について図を用いて説明する。各実施形態の図における同一符号は同一物または相当物を示す。なお、本発明は、それぞれの実施形態を必要に応じて適宜に組み合わせることにより、さらに効果的なものとするを含む。

(第1実施形態)

30

本発明の第1実施形態のスクロール圧縮機を図1から図11を用いて説明する。

【0016】

まず、本実施形態のスクロール圧縮機の全体構成、その機能及び動作に関して図1を参照しながら説明する。図1は本発明の第1実施形態に係わるスクロール圧縮機の縦断面図である。

【0017】

スクロール圧縮機1は、作動流体を圧縮する圧縮機部10と、この圧縮機部10を駆動するクランクシャフト6と、このクランクシャフト6を軸支する軸受23、24、25と、クランクシャフト6の回転駆動源となるモータ7と、油を軸受23、24、25へ給油する内接歯車型の給油ポンプ30と、圧縮機部10、クランクシャフト6、モータ7及び給油ポンプ30を収納したケーシング8とを主要構成要素として備えている。このスクロール圧縮機1は、クランクシャフト6が縦に配置され、上から圧縮機部10、モータ7及び給油ポンプ30の順に配置された縦型スクロール圧縮機である。

40

【0018】

ケーシング8は、内部空間を吸込み圧力にすると共に、当該内部空間に油を貯留する貯油部125を設けている。ケーシング8は、上ケーシング8b、シリンダケーシング8a及び底ケーシング8cとからなっている。

【0019】

圧縮機部10は、固定鏡板2bとそれに立設する固定渦巻体2aとを有する固定スクロール2と、旋回鏡板3bとそれに立設する旋回渦巻体3aとを有する旋回スクロール3と

50

、両スクロール 2、3 を噛み合わせて形成され容積が縮小することにより作動流体を圧縮する圧縮室 100 と、旋回スクロール 3 の背面に設けられ吸込み圧力より高く吐出圧力より低い中間圧力空間となる背圧室 110 とを備えている。

【0020】

固定スクロール 2 は、固定渦巻体 2 a と、固定鏡板 2 b と、その周囲にあって固定渦巻体 2 a の歯先とほぼ同一の面を取付面とする取付部 2 c とを主な構成部としている。固定鏡板 2 b には、過圧縮や液圧縮を回避する圧縮ばねと弁板とばね押さえとからなるバイパス弁 22 と、中央付近の吐出口 2 d とが設けられる。また、取付部 2 c の側面には作動流体を吸込む吸込口 2 e が設けられる。

【0021】

旋回スクロール 3 は、旋回渦巻体 3 a と旋回鏡板 3 b とよりなり、旋回鏡板 3 b の背面中央に旋回軸受 23 が設けられる。フレーム 4 の中央に主軸受 24 が設けられ、この主軸受 24 にクランクシャフト 6 が挿入される。そして、クランクシャフト 6 の上部の偏心したピン部 6 a が旋回軸受 23 へ挿入され、旋回スクロール 3 がフレーム 4 に装着される。ここで、旋回スクロール 3 の自転防止のために、フレーム 4 との間にオルダムリング 5 が係合される。

【0022】

次いで、旋回渦巻体 3 a と固定渦巻体 2 a とが噛合うように、旋回スクロール 3 の上方から固定スクロール 2 が被せられ、固定スクロール 2 の取付部 2 c がフレーム 4 にねじ固定される。これにより、両渦巻体 3 a、2 a 間に概略閉じた空間である複数の圧縮室 100 と、吸込口 2 c と通じる吸込室 105 が形成されると共に、旋回スクロール 3 の背面に背圧室 110 が形成される。さらに、ピン部 6 a の上面に旋回軸受室 115 が形成される。そして、フレーム 4 より下方に突出するクランクシャフト 6 にロータ 7 a が固定される。

【0023】

以上のように形成したサブアセンブリのロータ 7 a がシリンダケーシング 8 a に固定配置されたステータ 7 b 内に挿入され、サブアセンブリの固定スクロール 2 がシリンダケーシング 8 a に固定される。これによってモータ 7 が形成される。

【0024】

また、シリンダケーシング 8 a の下部には副軸受支持板 50 が固定されており、サブアセンブリの組み込みによって副軸受支持板 50 の下方にクランクシャフト 6 の下端部が突出する。この突出したクランクシャフト 6 の下端部に、ボールプッシュ 25 a とそれを保持するボールホルダ 25 b とからなる副軸受 25 が装着され、このボールホルダ 25 b が副軸受支持板 50 に固定される。この副軸受 25 の下部に、給油ポンプ 30 が副軸受 25 と一体化して形成されている。さらに、シリンダケーシング 8 a 側面の吸込口 2 e に対向する位置に、吸込パイプ 53 が固定される。

【0025】

次いで、中央寄りに突出する吐出パイプ 52 を有する固定カバー 51 が固定スクロール 2 の上部にねじ固定され、吐出室 120 が形成される。そして、上ケーシング 8 b に溶接されたハーメチック端子 54 の内部端子にモータ 7 からの電線を接続した上で、上ケーシング 8 b がシリンダケーシング 8 a に溶接される。さらに、吐出パイプ 52 が上ケーシング 8 b に口付けされる。そして、シリンダケーシング 8 a の底に底ケーシング 8 c が溶接されて配置され、上ケーシング 8 b、シリンダケーシング 8 a 及び底ケーシング 8 c によりケーシング 8 が形成される。これにより、ケーシング 8 の下部が油を溜める貯油部 125 となる。

【0026】

次に、スクロール圧縮機 1 の具体的構成及び動作を、作動流体の流れと油の流れとから、主に図 1 から図 4 を参照しながら説明する。図 2 A は図 1 の M 部の詳細拡大図、図 2 B は図 2 A の要部拡大図、図 3 は図 1 の N 部の詳細拡大図、図 4 は図 1 の旋回スクロールの平面図である。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 7 】

まず、作動流体の流れを中心に説明する。吸込パイプ 5 3 からケーシング 8 内へ入ってケーシング 8 内を吸込み圧力とした作動流体は、吸込口 2 e を通って吸込室 1 0 5 内へ入る。そこで、モータ 7 を駆動源とするクランクシャフト 6 の回転で、旋回スクロール 3 が旋回運動し、両渦巻体 2 a、3 a の間に圧縮室 1 0 0 が形成される。これにより、吸込室 1 0 5 の作動流体は、圧縮室 1 0 0 に閉じ込められ、その後、体積が縮小しつつ中央側へ移送される。このようにして、吐出圧まで昇圧された作動流体は吐出口 2 d またはパイパス弁 2 2 から吐出室 1 2 0 へ吐出され、吐出パイプ 5 2 を通って、外部へ流出する。

【 0 0 2 8 】

次に、油の流れを中心に説明する。貯油部 1 2 5 に溜まっている油は、クランクシャフト 6 の回転で駆動される給油ポンプ 3 0 により、クランクシャフト 6 を軸方向に貫通する給油穴である給油縦穴 6 b を通って、下部から上部へ圧送される。

10

【 0 0 2 9 】

圧送された油は、以下に述べる四経路に分流する。

【 0 0 3 0 】

第 1 の給油路は副軸受給油横穴 6 g を経由して副軸受 2 5 に給油する副軸受給油路である。第 2 の給油路は主軸受給油横穴 6 c から主軸受溝 6 d を通って主軸受 2 4 に給油した後に背圧室 1 0 0 へ流入する、流路抵抗の極めて小さい主軸受給油路である。第 3 の給油路は、旋回軸受室 1 1 5 から旋回軸受溝 6 e を通って旋回軸受 2 3 に給油した後に背圧室 1 0 0 へ流入する、流路抵抗の極めて小さい旋回軸受給油路である。これら第 2 及び第 3

20

【 0 0 3 1 】

第 4 の給油路は、旋回軸受室 1 1 5 から旋回鏡板 3 b 内の鏡板横穴 3 c を経由し、絞りを伴う吸込室細孔 3 d で吸込室 1 0 5 へ流入する、絞り作用を有する吸込室給油路 1 3 0 である。ここで、鏡板横穴 3 c は、旋回鏡板 3 b の側面から穴加工を施すため、側面開口を止め栓で封止する。

【 0 0 3 2 】

吸込室給油路 1 3 0 により吸込室 1 0 5 へ流入した油は、作動流体とともに圧縮室 1 0 0 へ入り、圧縮室 1 0 0 のシール性を向上させて漏れ抑制を実現し、圧縮性能を向上させるという効果を奏する。また、この油は、軸受を経由しないために、低温であり、吸込室 1 0 5 内の流体を加熱することが無く、体積効率の低下を回避し、圧縮性能を向上させるという効果がある。また、後述するように、吸込室細孔 3 d で減圧するため、油中の作動流体の気化によって、油は、吸込室 1 0 5 へ霧状に流入する。よって、この油は圧縮室 1 0 0 での漏れ流れに乗り易くなり、シール性が一層向上するという効果を奏する。

30

【 0 0 3 3 】

一方、旋回軸受給油路及び主軸受給油路から背圧室 1 1 0 へ流入した油は、背圧室 1 1 0 内で動く、オルダムリング 5 や旋回スクロール 3 の突起部によって攪拌され、そこに溶解する作動流体のガス化を促進して圧力が急上昇する。この結果、背圧室 1 1 0 の圧力である背圧が吸込み圧力よりも高くなり、圧縮室 1 0 0 内の圧縮流体による固定スクロール 2 から旋回スクロール 3 を引離そうとする引離力に対抗した引付力を、旋回スクロール 3

40

【 0 0 3 4 】

しかし、背圧を高くしすぎると、両スクロール 2、3 間に作用する付勢力が増大して摺動損失による圧縮性能低下を起こす。このため、背圧が上昇しすぎた時に背圧室 1 1 0 から油や作動流体を抜くための、背圧室 1 1 0 と貯油部 1 2 5 に繋がるケーシング内部空間とを連通する背圧室流出路 1 3 5 を設ける。そして、その流出路 1 3 5 の途中に、背圧と吸込み圧力（ケーシング内部空間の圧力）の差が所定値を超えると開制御する背圧制御弁 2 6 を設ける。背圧制御弁 2 6 は、圧縮された弁ばね 2 6 b、弁板 2 6 c、弁キャップ 2

50

6 dを有し、前記所定値は、弁ばね26 bの圧縮量に対応し、概略一定の値である。この背圧制御は、空調サイクルの圧縮機として用いるような場合、上述したバイパス弁22と共に用いることで、極めて広範囲な運転条件下で最適な背圧設定を実現し、圧縮性能を向上する効果を奏する。

【0035】

上述したように、給油ポンプ30は、油及びそこに溶解する作動流体を、背圧まで昇圧した上で、副軸受25、主軸受24、回転軸受23、吸込室105及び背圧室110へ供給する役目を担う。そして、背圧制御弁26は、背圧が吸込み圧力よりも所定値だけ高くなるように制御しながら、背圧室110から油と作動流体をケーシング8内の空間へ排出する役目を担う。

10

【0036】

以上の説明から明らかなように、給油ポンプ30は、油の移送とともに昇圧の役目も担うため、ポンプ仕事量が多くなり、スクロール圧縮機1の圧縮性能向上には、給油ポンプ30の性能向上が特に重要となる。従来ではポンプ要素の形状及び寸法精度向上に頼る性能向上策を採用するところを、本実施形態では、ポンプ要素を互いに押付けあってシール隙間を低減し、漏れを抑制して性能を向上する方策を採用するものである。これにより、本実施形態では、ポンプ構成要素の形状及び寸法精度の向上に伴う加工コストの増大を抑制しつつ、給油ポンプ30の性能向上を実現するものである。

【0037】

次に、以上のような動作を実現する給油ポンプ30を、図2A、図2B、図5～図11を用いて説明する。図5は図2AのL-L断面図、図6は図2Aの給油ポンプ30のベースプレート30dの平面図、図7は図2Aの給油ポンプ30のインナーロータ30aの斜視図、図8は図2Aの給油ポンプ30のアウトロータ30bの斜視図、図9は図2Aの両ロータ30a、30bの底面の圧力域の説明図、図10は図2Aの両ロータ30a、30bにかかる押上げ力の説明図、図11は図2Aの給油ポンプ30の吐出圧領域の説明図である。

20

【0038】

まず、給油ポンプ30の構成について説明する。給油ポンプ30は、外歯歯車であるインナーロータ30aとそれよりも歯数が多い内歯歯車であるアウトロータ30bとを噛合い要素とする、内接歯車ポンプである。

30

【0039】

インナーロータ30aは、通常のインナーロータと異なり、外歯歯車を形成するインナーロータ歯形部30a1と、このインナーロータ歯形部30a1の上サイド面に同一物で一体に形成され且つアウトロータ30bの上サイド面側に突出された端板部30a2とから構成された端板付きのインナーロータである。端板部30a2は、インナーロータ歯形部30a1の上サイド面（インナーロータ歯形部30a1と端板部30a2との境界面）とアウトロータ30bの上サイド面とを覆うカバーを構成している。

【0040】

このインナーロータ30aがクランクシャフト6の下端に突出する給油ポンプ軸部6fへ装着される。ここで、インナーロータ30aがクランクシャフト6と一体的に回転するように、インナーロータ30aにD形状の装着穴30iを設け、対する給油ポンプ軸部6fにカット面を設ける（図5及び図7参照）。なお、給油ポンプ軸部6fはクランクシャフト6の主軸部分より段部を有して細く形成されている。この段部にインナーロータ30aの上面が当接する。

40

【0041】

そして、もう一方のアウトロータ30bは、ボールホルダ25bと一体化したポンプシリンダ30c内へインナーロータ30aと噛合うように装着され、インナーロータ30aの中心（クランクシャフト6の中心）に対して偏心した位置に回転自在に配置される。ボールホルダ25bとポンプシリンダ30cとはハウジング40を構成する。

【0042】

50

そして、両ロータ30 a、30 bの下サイド面を覆うようにベースプレート30 dが配置される。このベースプレート30 dは、ポンプシリンダ30 cの下面に密着して配置され、ボルトにより固定される。このベースプレート30 dには、両ロータ30 a、30 bと対向する面にポンプ吸込溝30 e及びポンプ吐出溝30 fが形成される(図6参照)。ポンプ吸込溝30 eには貫通穴であるポンプ吸込穴30 gが開口している。

【0043】

ポンプ吸込溝30 e及びポンプ吐出溝30 fは、ポンプ室140の容積縮小による圧縮作用を用いないために、ポンプ室140の容積が拡大する側と縮小する側の各々全体に渡る細長い溝部を有する形状とする。このため、ポンプ室140とポンプ吸込溝30 e及びポンプ吐出溝30 fとの位置合わせが必要になり、ベースプレート30 dとポンプシリンダ30 c(ボールホルダ25 b)に各々位置決め穴30 h、30 iを設け(図6及び図5参照)、組立て時の位置合わせ基準とする。ここで、各二個の位置決め穴30 h、30 iは、180度対向とせず、吸込側と吐出側を逆にする組立てミス回避する構成としてある。これらのポンプ吸込溝30 e、ポンプ吐出溝30 fは、そこでの流速ができるだけ小さくなるように、溝幅の小さい部分の溝深さを大きくしても良い。例えば、ポンプ吐出溝30 fの場合、中央円部30 f1に油が集中するため、中央円部30 f1と周囲の三日月部30 f2を繋ぐ連結溝部30 f3の溝深さを中央へ行くに従って深くする。これにより、油の最大流速を低減できるので圧損が低減し、給油ポンプの性能が向上するという効果がある。

【0044】

次に、給油ポンプ30の動作を説明する。スクロール圧縮機1の運転に伴うクランクシャフト6の回転(図5中の矢印の向き)で、インナーロータ30 aが回転し、アウターロータ30 bもそれにつれて回転する。これに伴って、両ロータ30 a、30 bの噛み合いで隔成した図5で示す複数のポンプ室140は、ポンプ吸込溝30 e側で容積を拡大するため、ポンプ吸込穴30 gから貯油部125の油を吸い込む。

【0045】

そして、ポンプ室140は、ポンプ吐出溝30 f側で容積を縮小するため、給油縦穴6 bへ油を移送する。ところが、この給油縦穴6 bへ送られた油は前記した主軸受24や旋回軸受23を経由する絞りを伴わない流路で背圧室110へ入るため、給油ポンプ30は吸込み圧力の油を背圧まで昇圧する役目を担う。つまり、給油ポンプ30は、油を給油縦穴6 bへ単に移送するのではなく、昇圧を伴う圧送を行う。

【0046】

このため、両ロータ30 a、30 bのサイド面に隙間があると、背圧となる吐出側から吸込み圧力の吸込側へ圧力差による漏れが発生し、給油ポンプ140の能力が低下してしまう。これに対する従来の一般的な対策として、消費エネルギーが大きい大容量の給油ポンプを搭載するか、加工コストが増大する高精度ポンプ要素で漏れを抑制した高性能の給油ポンプを搭載するかのいずれかが考えられた。前者はスクロール圧縮機のエネルギー効率を大幅に低下させるため、本実施形態では、後者の対策をさらに改善して、漏れを抑制して給油ポンプの性能向上を図ることを、加工コスト増大を抑制しながら実現したものである。

【0047】

この加工コスト増大を抑制しつつ給油ポンプ性能を向上する手段を以下に説明する。漏れ抑制策の基本的指針は、漏れ流路断面積の縮小、すなわち、漏れ流路を構成する要素のクリアランスを縮小することである。しかし、クリアランスを縮めすぎると、ポンプ構成要素間の局所的な干渉が起きて摺動損失の増大を招き、給油ポンプの性能を逆に低下させてしまうおそれがある。このため、ポンプ構成要素間の局所的な干渉を起こさないでクリアランスを縮める必要がある。

【0048】

本実施形態では、給油ポンプ30の構成要素であるインナーロータのサイド面に端板部30 a2を付けたインナーロータ30 aとし、インナーロータ30 aをクランクシャフト

10

20

30

40

50

6のスラスト力で付勢することにより、端板部30a2をアウターロータ30b側へ付勢しつつ運転するようにしたものである。ここで、図5に示すように、端板部30a2の外縁は、両ロータ間で形成するポンプ室140を全て覆うように設けられている。

【0049】

また、アウターロータ30bの歯形部の厚さ(図8参照)をインナーロータ30aの歯形部の厚さ(図7参照)よりわずか厚くする(図2B参照)。なお、図2Bでは、説明のためにクリアランスを強調して図示しており、実際のインナーロータ側のクリアランスレベルは10~100μm程度である。

【0050】

この結果、アウターロータの上サイド面側は端板30a2と密着摺動し、下サイド面側はベースプレート30dと密着摺動することとなり、アウターロータ30bのサイドクリアランスをほぼ0にすることが可能となる。これより、アウターロータ30bのサイドクリアランスにおける漏れを大幅に抑制することが可能となる。従って、両ロータ30a、30bの歯形精度を高めることなく給油ポンプ30の性能が大幅に向上するため、加工コストの低減とスクロール圧縮機1のエネルギー効率向上を同時に実現できる。

【0051】

また、インナーロータ30aはクランクシャフト6とアウターロータ30bに挟まれ、アウターロータ30bは、インナーロータ30aの端板30a2とベースプレート30dに挟まれるため、両ロータ30a、30bの軸方向位置が確定する。このため、両ロータ30a、30b周囲の圧力変動が大きな運転条件下でも、給油ポンプの性能を安定化でき、給油信頼性を向上するという効果がある。

【0052】

次に、インナーロータ30aのアウターロータ30bへの付勢力について説明する。この付勢力は、一般的に述べると、クランクシャフト6とその下端部に設けた両ロータ部を一体としてみた立体図形において、その表面を面素に分割し、その法線ベクトル(微小面素の面積を大きさとする)とクランクシャフト軸方向で上向き単位ベクトルの内積にその部分の圧力を掛けた値を、全表面で積分して求めることができる。

【0053】

図1及び図2から明らかなように、本実施形態の場合、主軸受24を境にして、クランクシャフト6の上部全てに背圧がかかり、下部には、両ロータ底面以外は全て吸込み圧力がかかっている。圧力基準を吸込み圧力におけば、インナーロータ30aがアウターロータ30b側へ付勢するためには、吸込み圧力からの上まわり分を次の(式1)と定義すると、(式2)であることが必要である。

【0054】

$$P(p) \quad p - (\text{吸込み圧力}) \quad \dots \quad (\text{式1})$$

$$P(\text{背圧}) \times (\text{クランクシャフト主軸部断面積}) > (\text{噛合う両ロータ底面の吸込み圧力以上の圧力による力}) \quad \dots \quad (\text{式2})$$

この場合、付勢力は次の(式3)となる。

【0055】

$$\text{付勢力} = P(\text{背圧}) \times (\text{クランクシャフト主軸部断面積}) - (\text{噛合う両ロータ底面の吸込み圧力以上の圧力による力}) \quad \dots \quad (\text{式3})$$

ここで、噛合う両ロータ底面の吸込み圧力以上の圧力による力は、次の(式4)となる。

【0056】

$$\text{噛合う両ロータ底面の吸込み圧力以上の圧力による力} = P(p) \times (\text{圧力} p \text{領域面積}) \quad \dots \quad (\text{式4})$$

付勢力を求めるには、上記した如く、(式4)の計算が必要となるが、これを厳密に計算するには、両ロータ底面の圧力分布の見積もり及びその見積もり値を用いた積分計算が必要となり、極めて面倒である。

【0057】

10

20

30

40

50

そこで、上述した(式4)の簡易的な計算法を以下に提案する。

【0058】

まず、噛合う両ロータ底面で圧力が確定する領域を求める。本実施形態の場合を図9に示す。この図9は、両ロータ底面を下方から見上げた図である。給油ポンプ30の吐出油が存在する領域(クロスハッチング部)は背圧領域、給油ポンプ30の吸込油が存在する領域(一方向ハッチング部)は吸込み圧力領域と確定する。ここで、図9に明示されていないが、アウターロータ30bの外周部は吸込み圧力となっている。それは、給油ポンプ背面空間145が、ボールプッシュ25aとボールホルダ25bの間に隙間が存在するためである(図2A参照)。この給油ポンプ背面空間145は、給油ポンプ30の上サイド面側に位置する空間であり、本実施形態では端板部30a2に面する空間である。

10

【0059】

次に、圧力が確定しない領域(図9のハッチングのない領域)の圧力の見積もりを以下のように行う。給油ポンプ30からの油流出口である給油縦穴6bの中心から引いた半直線を考え、上記した圧力確定領域との交点を調べる。そして、圧力未確定領域を横切る線分で両端が異なる圧力確定領域となるもの(半直線R1の場合にはR11、半直線R2の場合にはR22)の中点を求め、それを、吸込み圧力と背圧の境界とみなす。一方、圧力未確定領域を横切る線分で両端が同一圧力確定領域となるもの(半直線R1の場合にはR12、半直線R2の場合にはR21)は、全て両端における圧力と同一の圧力領域とみなす。以上のような手順により、圧力未確定領域を、背圧領域と吸込み圧力領域に分割する。

20

【0060】

本実施形態の場合の分割状況を図10に示す。図10中の粗いハッチング部が、圧力未確定領域を上記手順で分割した領域であり、このうちのクロスハッチング部が背圧領域、そして、一方向ハッチング部が吸込み圧力領域となる。以上のように、背圧領域と吸込領域に二分した結果、(式4)は、以下のように簡略化され、容易に計算が可能となる。

【0061】

$$\begin{aligned} & \text{噛合う両ロータ底面の吸込み圧力以上の圧力による力} \\ = & P(p) \times (\text{圧力 } p \text{ 領域面積}) \\ = & P(\text{背圧}) \times (\text{背圧領域面積}) + P(\text{吸込み圧力}) \times (\text{吸込み圧力領域面積}) \\ = & P(\text{背圧}) \times (\text{背圧領域面積}) \\ (& P(\text{吸込み圧力}) = 0) \quad \dots \quad (\text{式 } 4') \end{aligned}$$

30

この(式4')を(式2)及び(式3)に代入して、目的とする付勢判定式と付勢力計算式が導出される。

【0062】

(クランクシャフト主軸部断面積) > (両ロータ底面の背圧領域面積) ... (式2')

$$\begin{aligned} \text{付勢力} = & P(\text{背圧}) \times \{ (\text{クランクシャフト主軸部断面積}) - \\ & (\text{両ロータ底面の背圧領域面積}) \} \quad \dots \quad (\text{式 } 3') \end{aligned}$$

本実施形態の付勢判定を、(式2')により行う。両ロータ底面の背圧領域は、図11に示す領域(これは、図8の細かいクロスハッチング部と粗いクロスハッチング部を合わせた領域)である。この領域の面積は、クランクシャフト主軸部断面積よりも小さくなる

40

【0063】

また、付勢力は、(式3')から求めることができるが、本実施形態は背圧制御弁26を用いているため、この式中のP(背圧)は、背圧制御弁26の弁ばね26bの圧縮量に対応する前記所定値そのものとなる。よって、背圧制御弁26による背圧制御方式との組み合わせにより、如何なる運転条件においても、付勢力を常時一定の値に確保することが可能となる。このため、如何なる運転条件においても、インナーロータ30aをアウターロータ30bへ安定して付勢することが可能となり、給油ポンプ30の高性能を安定して実現でき、延いてはその給油ポンプ30を搭載するスクロール圧縮機1の高性能とともに

50

高い給油信頼性を実現できる。

(第2実施形態)

次に、本発明の第2実施形態のスクロール圧縮機について図12を用いて説明する。図12は本発明の第2実施形態のスクロール圧縮機における給油ポンプ部の断面図(図1のM部に対応する図)である。この第2実施形態は、次に述べる点で第1実施形態と相違するものであり、その他の点については第1実施形態と同一であるので、重複する説明を省略する。

【0064】

この第2実施形態は、ポンプシリンダ30cに、給油ポンプ背面空間145と貯油部125とを連結する連通路であるシリンダ貫通水平路25cを設けたものである。このシリンダ貫通水平路25cにより、給油ポンプ背面空間145の圧力が確実に吸込み圧力に保持されるため、両ロータ30a、30bの付勢力が安定化し、給油信頼性が向上するという効果がある。なお、給油ポンプ背面空間145と貯油部125とを連結する連通路をボールホルダ25bに設けるようにしてもよい。

10

(第3実施形態)

次に、本発明の第3実施形態のスクロール圧縮機について図13を用いて説明する。図13は本発明の第3実施形態のスクロール圧縮機における給油ポンプ部の断面図(図1のM部に対応する図)である。この第3実施形態は、次に述べる点で第2実施形態と相違するものであり、その他の点については第2実施形態と同一であるので、重複する説明を省略する。

20

【0065】

この第2実施形態は、ポンプシリンダ30cに、給油ポンプ背面空間145と貯油部125とを連結し、貯油部側の開口を給油ポンプ背面空間側の開口より下方に設置する連通路であるシリンダ貫通傾斜路25cを設けたものである。このシリンダ貫通傾斜路25cにより、給油ポンプ背面空間145の圧力が確実に吸込み圧力に保持されるとともに、低い位置に設置したホルダ貫通傾斜路25dの貯油部側の開口の上の高さまで貯油部125の油面が下がっても、鏡板背面空間145へ作動流体が流入しない。これにより、貯油部125の油面が何らかの理由で下がっても、給油ポンプ30の給油能力が低下せず給油信頼性が向上するという効果がある。

(第4実施形態)

30

次に、本発明の第4実施形態のスクロール圧縮機について図14を用いて説明する。図14は本発明の第4実施形態のスクロール圧縮機における給油ポンプ部の断面図(図1のM部に対応する図)である。この第4実施形態は、次に述べる点で第1実施形態と相違するものであり、その他の点については第1実施形態と同一であるので、重複する説明を省略する。

【0066】

この第4実施形態では、副軸受給油路に副軸受給油横穴6gと給油ポンプ背面空間145とを連結する、絞り作用を実質的に有しない副軸受給油溝6hを設けたものである。換言すれば、副軸受給油横穴6g及び副軸受給油溝6hは、クランクシャフト6の給油穴6bと給油ポンプ背面空間145との連通路を形成している。この連通路は絞り作用を実質的に有しない給油路で形成されている。

40

【0067】

かかる構成により、給油ポンプ背面空間145の圧力が確実に背圧(吸込み圧力+所定の一定値)に保持されるため、この給油溝は背圧導入路の役目を担う。基準の圧力を背圧と考え、付勢力は、両ロータ30a、30bの底面における吸込み圧力領域の面積に背圧を掛けた値が常時かかることとなり、クランクシャフト6や給油ポンプ30の如何なる設計においても、確実に両ロータ30a、30bを付勢でき、給油信頼性が向上するという効果がある。

【0068】

さらに、給油ポンプ背面空間145の圧力により、ボールブッシュ25aが上方に押し

50

上げられ、ボールホルダ 2 5 b に密着する。この結果、クランクシャフト 6 を支持する中央の円環部が固定され、クランクシャフト 6 を安定して軸支するため、軸受部の信頼性が向上し、スクロール圧縮機 1 の信頼性が向上するという効果がある。また、前記軸受部での摩擦係数も低下し、エネルギー効率の高いスクロール圧縮機 1 を実現できるという効果もある。

【 0 0 6 9 】

ここで、副軸受給油横穴 6 g を副軸受 2 5 の下部に設置することにより、副軸受 2 5 の広範囲な給油を差圧で確実にを行い、軸受信頼性を確保する。また、副軸受給油溝 6 h 設置の代わりに、副軸受給油横穴 6 g を副軸受 2 5 の下方を臨む位置まで下げても良い。これにより、加工コストを抑制できる効果がある。

10

(第 5 実施形態)

次に、本発明の第 5 実施形態のスクロール圧縮機について図 1 5 及び図 1 6 を用いて説明する。図 1 5 は本発明の第 5 実施形態のスクロール圧縮機における給油ポンプ部のインナーロータ組立て斜視図、図 1 6 は図 1 5 のインナーロータ平面図である。この第 5 実施形態は、次に述べる点で第 1 から第 4 実施形態と相違するものであり、その他の点については第 1 から第 4 実施形態と同一であるので、重複する説明を省略する。

【 0 0 7 0 】

この第 5 実施形態では、インナーロータ 3 0 a が、インナーロータ歯形部 3 0 a 1 と別体の端板 3 0 a 3 に分割され、接続ねじ 3 0 a 4 により組み合わせて形成されている。端板 3 0 a 3 には、インナーロータ歯形部 3 0 a 1 の装着穴 3 0 i 2 と同じ D 形状の装着穴 3 0 i 3 が設けられている。インナーロータ 3 0 a を別体端板 3 0 a 3 と柱形状のインナーロータ歯形部 3 0 a 1 とに分割し、形状が複雑なインナーロータ歯形部 3 0 a 1 を、焼結や鋳造や押し出し成形等で加工可能な柱形状とした。これにより、給油ポンプ 3 0 の加工コストの低減を図ることができる。さらに、インナーロータ歯形部 3 0 a 1 を、焼結や鋳造や押し出し成形等で長い棒状に一次加工した上で、正規の長さには切断する方法を採用している。これにより、さらに加工効率が向上し、給油ポンプ 3 0 の加工コストが低減する。以上より、給油ポンプ 3 0 の加工コストの低減、延いてはそれを搭載するスクロール圧縮機 1 の加工コストを低減するという効果がある。

20

【 0 0 7 1 】

なお、別体の端板 3 0 a 3 とインナーロータ歯形部 3 0 a 1 とを接続ねじで固定することなく、クランクシャフト 6 の給油ポンプ軸部 6 f に別体の端板 3 0 a 3 とインナーロータ歯形部 3 0 a 1 とを順に挿入するだけでも、クランクシャフト 6 のスラスト力によりクランクシャフト 6 の段部と端板 3 0 a 3 とアウターロータ 3 0 b との間のシールを確保することができ、より一層のコスト低減を図ることができる。

30

【 0 0 7 2 】

さらに、クランクシャフト 6 の段部がポンプ室 1 4 0 全域を覆うような寸法形状とし、段部にカバーの役目を担わせれば、端板も省略でき、さらに一層のコスト低減を図ることができる。

(第 6 実施形態)

次に、本発明の第 6 実施形態のスクロール圧縮機について図 1 7 を用いて説明する。図 1 7 は本発明の第 6 実施形態のスクロール圧縮機における給油ポンプ部のインナーロータ組立て斜視図である。この第 6 実施形態は、次に述べる点で第 5 実施形態と相違するものであり、その他の点については第 5 実施形態と同一であるので、重複する説明を省略する。

40

【 0 0 7 3 】

この第 6 実施形態では、端板 3 0 a 3 と別体化したインナーロータ歯形部 3 0 a 5 が、その中央に設ける給油ポンプ軸部 6 f への装着穴 3 0 i 5 を、D 形状の穴から円形の穴としたものである。かかるインナーロータ歯形部 3 0 a 5 によれば、D 形状の穴を設ける場合に比べて、加工が容易であり、加工コストの一層の低減を図ることができる。これにより、給油ポンプ 3 0 の加工コストの低減、延いては、これを搭載するスクロール圧縮機 1

50

の加工コストが低減するという効果がある。

(第7実施形態)

次に、本発明の第7実施形態のスクロール圧縮機について図18を用いて説明する。図18は本発明の第7実施形態のスクロール圧縮機における給油ポンプ部のインナーロータ組立て斜視図である。この第7実施形態は、次に述べる点で第5実施形態と相違するものであり、その他の点については第5実施形態と同一であるので、重複する説明を省略する。

【0074】

この第7実施形態では、インナーロータ歯形部30a2と別体化した端板30a6が、その中央に設ける給油ポンプ軸部6fへの装着穴30i6を、D形状の穴から円形の穴としたものである。かかる端板30a6によれば、D形状の穴を設ける場合に比べて、加工が容易であり、加工コストの一層の低減を図ることができる。これにより、給油ポンプ30の加工コストの低減、延いては、これを搭載するスクロール圧縮機1の加工コストが低減するという効果がある。

(第8実施形態)

次に、本発明の第8実施形態のスクロール圧縮機について図19を用いて説明する。図19は本発明の第8実施形態のスクロール圧縮機における給油ポンプ部の要部拡大図である。この第8実施形態は、次に述べる点で第1実施形態と相違するものであり、その他の点については第1実施形態と同一であるので、重複する説明を省略する。

【0075】

この第8実施形態では、給油ポンプ30の両ロータ30a、30bの歯形部厚さがアウターロータ側よりもインナーロータ側が厚くなるように設定している。この結果、インナーロータ30aの下サイド面側はベースプレート30dと密着摺動する。ところで、アウターロータ30bの軸方向位置は確定しない(上方の端板30a2と下方のベースプレート30dの間に入っているが、その間のどこに位置するかは決まらない)ため、アウターロータ30bのサイドクリアランスは、上側のサイドクリアランスと下側のサイドクリアランスに分割される。クリアランスの合計が同一でも、クリアランスを分割すると、漏れは低減する。以上より、インナーロータ30aのサイドクリアランスをほぼ0にできること共に、アウターロータ30bの軸方向位置を確定しないことで、アウターロータのサイドクリアランスを上下二つに分割でき、両ロータ30a、30bのサイドクリアランスにおける漏れを抑制できる。よって、給油ポンプ30の性能が向上、延いては、これを搭載するスクロール圧縮機1のエネルギー効率を向上できるという効果がある。

(第9実施形態)

次に、本発明の第9実施形態のスクロール圧縮機について図20から図22を用いて説明する。図20は本発明の第9実施形態のスクロール圧縮機における給油ポンプ部に用いるインナーロータまたはアウターロータの縦断面図(図5の30aV面断面または図6の30bV面断面に対応する図)、図21は第9実施形態におけるインナーロータまたはアウターロータの横断面図(図5の30aH面断面または図6の30bH面断面に対応する図)、図22は図20及び図21のインナーロータ及びアウターロータを給油ポンプに組み込んだ状態の縦断面図である。この第9実施形態は、次に述べる点で第1から第8実施形態と相違するものであり、その他の点については第1から第8実施形態と同一であるので、重複する説明を省略する。

【0076】

この第9実施形態では、インナーロータ30aのサイド表面、端板表面、歯形面にインナーなじみ皮膜30a7、または、アウターロータ30bのサイド表面、歯形面にアウターなじみ皮膜30b7を設けている。付勢力が作用する両ロータ30a、30bのサイド部では、このなじみ皮膜30a7、30b7が適度に磨耗することにより、製作時の機械加工によって生じている形状誤差や表面粗さが改善され、サイド部の漏れが抑制されるとともに、付勢力が作用する面間の摩擦係数が低下し、摺動損失が低減する。この結果、給油ポンプ30の性能が向上、延いては、これを搭載するスクロール圧縮機1のエネルギー

10

20

30

40

50

効率を向上できるという効果がある。また、この形状補正効果を、加工精度の低下に用いて、加工コストを低減してもよい。

【 0 0 7 7 】

また、第 1 実施形態や第 8 実施形態で述べたように、アウターロータ 3 0 b とインナーロータ 3 0 a の歯形部厚さの大小関係から、サイド面にクリアランスが発生するが、サイド面に設けるなじみ皮膜により、密着摺動する箇所が磨耗するために、クリアランスが低減する。よって、サイド面における漏れが全域で抑制され、給油ポンプの性能が向上、延いては、これを搭載するスクロール圧縮機 1 のエネルギー効率を向上できるという効果がある。

【 0 0 7 8 】

また、歯形面にもなじみ皮膜を設けているので、両ロータの噛み合いで発生する干渉を回避するように干渉部が磨耗する。その結果、干渉により生じる両ロータの回転中心ずれが抑制され、歯形部のクリアランスが低減し、漏れが抑制できるという効果がある。それとともに、噛み合いに伴う騒音や振動が低減するという効果もある。

【 0 0 7 9 】

さらに、この皮膜を、素材の表面を改質するように素材を侵漬する方法で製作する場合には、皮膜を全面に設ける方がマスキングを不要とするために、製作コストがかからないという効果もある。

【 0 0 8 0 】

なお、なじみ皮膜をクランクシャフト 6 の表面、特に給油ポンプ軸部 6 f への段部に設けるようにしても、同様の機能を奏することができる。或いは、なじみ皮膜をポンプシリンダ 3 0 c の内面、ベースプレート 3 0 d の上面に設けてもよい。

【 0 0 8 1 】

また、背圧制御弁 2 6 により、背圧室 1 1 0 の圧力（背圧）を常時、吸込み圧より一定値だけ高くなるようにしているため、シャフトスラスト力が常時一定となる。よって、ポンプ要素のサイド面における変形は常時一定となり、なじみにより最適なサイド形状に落ち着くため、ポンプ性能を極めて向上できるという効果もある。

（第 1 0 実施形態）

次に、本発明の第 1 0 実施形態のスクロール圧縮機について図 2 3 を用いて説明する。図 2 3 は本発明の第 1 0 実施形態のスクロール圧縮機における給油ポンプのベースプレートの平面図である。この第 1 0 実施形態は、次に述べる点で第 1 実施形態と相違するものであり、その他の点については第 1 実施形態と同一であるので、重複する説明を省略する。

【 0 0 8 2 】

この熱交換器 1 0 実施形態では、吸込溝及び吐出溝がくさび形状（ポンプ吸込くさび溝 3 0 e 4、くさび溝 3 0 f 4）となっている。ポンプ室 1 4 0 のほぼ全面をポンプ吸込溝 3 0 e 4 またはポンプ吐出溝 3 0 f 4 が覆うため、流れの複雑な箇所であるポンプ室 1 4 0 からポンプ吸込溝 3 0 e 4 またはポンプ吐出溝 3 0 f 4 への流路断面積が増大し、流路抵抗が低減して、不要な油の昇圧を回避し、無効仕事を低減する。この結果、給油ポンプ 3 0 の消費動力が減少、延いては、これを搭載するスクロール圧縮機 1 のエネルギー効率を向上できるという効果がある。

（第 1 1 実施形態）

次に、本発明の第 1 1 実施形態のスクロール圧縮機について図 2 4 を用いて説明する。図 2 4 は本発明の第 1 1 実施形態のスクロール圧縮機におけるクランクシャフトの上端部付近の縦断面図（図 3 に対応する図）である。この第 1 1 実施形態は、次に述べる点で第 1 実施形態と相違するものであり、その他の点については第 1 実施形態と同一であるので、重複する説明を省略する。

【 0 0 8 3 】

この第 1 1 実施形態では、給油縦穴 6 b の上端を給油縦穴栓 6 j で概略塞ぎ、回転軸受溝 6 e の下部に給油縦穴 6 b と連通させる回転給油横穴 6 i を設け、さらに背圧室 1 1 0

10

20

30

40

50

側を封止している。これにより、回転軸受 23 に給油した油が、吸込室 105 を給油するため、給油ポンプ 30 が送り出す油量が少なくて済む。この結果、給油ポンプ 30 の消費動力が減少、延いては、これを搭載するスクロール圧縮機 1 のエネルギー効率を向上できるという効果がある。

(第 12 実施形態)

次に、本発明の第 12 実施形態のスクロール圧縮機について図 25 を用いて説明する。図 25 は本発明の第 12 実施形態のスクロール圧縮機における両スクロール付勢部付近における吸込室給油主要部の拡大断面図(図 1 の P 部に相当する図)である。この第 12 実施形態は、次に述べる点で第 1 実施形態と相違するものであり、その他の点については第 1 実施形態と同一であるので、重複する説明を省略する。

10

【0084】

この第 12 実施形態では、吸込室給油路 130 として、固定スクロール 2 で回転鏡板 3b と摺動する取付部 2c に、絞りを伴って背圧室 110 と吸込室 105 を繋ぐ吸込室給油路 2g を設けている。これにより、背圧室 110 に流入した油が、吸込室 105 を給油するため、給油ポンプ 30 が送り出す油量が少なくて済む。この結果、給油ポンプの消費動力が減少、延いては、これを搭載するスクロール圧縮機 1 のエネルギー効率を向上できるという効果がある。

(第 13 実施形態)

次に、本発明の第 13 実施形態のスクロール圧縮機について図 26 を用いて説明する。図 26 は本発明の第 13 実施形態のスクロール圧縮機における回転スクロールの平面図である。この第 13 実施形態は、次に述べる点で第 1 実施形態と相違するものであり、その他の点については第 1 実施形態と同一であるので、重複する説明を省略する。

20

【0085】

この第 13 実施形態では、吸込室 105 ではなく圧縮室 100 に給油する圧縮室給油路 150 (鏡板横穴 3c、圧縮室細孔 3f で形成)を設けている。これにより、昇圧した油を吸込み圧力まで減圧せずに、圧縮室 100 のシール性確保のために用いることができる。よって、油の昇圧に用いたエネルギーを有効に活用できるため、スクロール圧縮機 1 のエネルギー効率を向上できるという効果がある。

(第 14 実施形態)

次に、本発明の第 14 実施形態のスクロール圧縮機について図 27 を用いて説明する。図 27 は本発明の第 14 実施形態のスクロール圧縮機における給油ポンプ部の縦断面図(図 1 の M 部に相当する図)である。この第 14 実施形態は、次に述べる点で第 1 実施形態と相違するものであり、その他の点については第 1 実施形態と同一であるので、重複する説明を省略する。

30

【0086】

この第 14 実施形態は、インナーロータ 30a の背面側に、ポンプシリンダ 30c の段部で形成した端板背面規制部 30c1 を設けたものである。端板 30a2 と端板背面規制部 30c1 のクリアランスは概略 50 μm ~ 100 μm 程度とする。これにより、不慮の原因で、インナーロータ 30a にかかる付勢力が不足し、両ロータ 30a、30b が離間したとしても、端板 30a1 の軸方向位置が端板背面規制部 30c1 で規定されるため、給油ポンプ 30 の能力の極端な低下を回避できる。よって、給油ポンプ 30 の給油信頼性を確保でき、延いては、本給油ポンプを搭載するスクロール圧縮機 1 の信頼性を確保できるという効果がある。

40

【図面の簡単な説明】

【0087】

【図 1】本発明の第 1 実施形態に係るスクロール圧縮機の縦断面図である。

【図 2A】図 1 の M 部の詳細拡大図である。

【図 2B】図 2A の要部拡大図である。

【図 3】図 1 の N 部の詳細拡大図である。

【図 4】図 1 の回転スクロールの平面図である。

50

【図 5】図 2 A の L - L 断面図である。

【図 6】図 2 A の給油ポンプのベースプレートの平面図である。

【図 7】図 2 A の給油ポンプのインナーロータの斜視図である。

【図 8】図 2 A の給油ポンプのアウターロータの斜視図である。

【図 9】図 2 A の両ロータの底面の圧力域の説明図である。

【図 10】図 2 A の両ロータにかかる押上げ力の説明図である。

【図 11】図 2 A の給油ポンプ 30 の吐出圧領域の説明図である。

【図 12】本発明の第 2 実施形態のスクロール圧縮機における給油ポンプ部の断面図である。

【図 13】本発明の第 3 実施形態のスクロール圧縮機における給油ポンプ部の断面図である。 10

【図 14】本発明の第 4 実施形態のスクロール圧縮機における給油ポンプ部の断面図) である。

【図 15】本発明の第 5 実施形態のスクロール圧縮機における給油ポンプ部のインナーロータ組立て斜視図である。

【図 16】図 15 のインナーロータ平面図である。

【図 17】本発明の第 6 実施形態のスクロール圧縮機における給油ポンプ部のインナーロータ組立て斜視図である。

【図 18】本発明の第 7 実施形態のスクロール圧縮機における給油ポンプ部のインナーロータ組立て斜視図である。 20

【図 19】本発明の第 8 実施形態のスクロール圧縮機における給油ポンプ部の要部拡大図である。

【図 20】本発明の第 9 実施形態のスクロール圧縮機における給油ポンプ部に用いるインナーロータまたはアウターロータの縦断面図である。

【図 21】第 9 実施形態におけるインナーロータまたはアウターロータの横断面図である。

【図 22】図 20 及び図 21 のインナーロータ及びアウターロータを給油ポンプに組み込んだ状態の縦断面図である。

【図 23】本発明の第 10 実施形態のスクロール圧縮機における給油ポンプのベースプレートの平面図である。 30

【図 24】本発明の第 11 実施形態のスクロール圧縮機におけるクランクシャフトの上端部付近の縦断面図である。

【図 25】本発明の第 12 実施形態のスクロール圧縮機における両スクロール付勢部付近における吸込室給油主要部の拡大断面図である。

【図 26】本発明の第 13 実施形態のスクロール圧縮機における旋回スクロールの平面図である。

【図 27】本発明の第 14 実施形態のスクロール圧縮機における給油ポンプ部の縦断面図である。

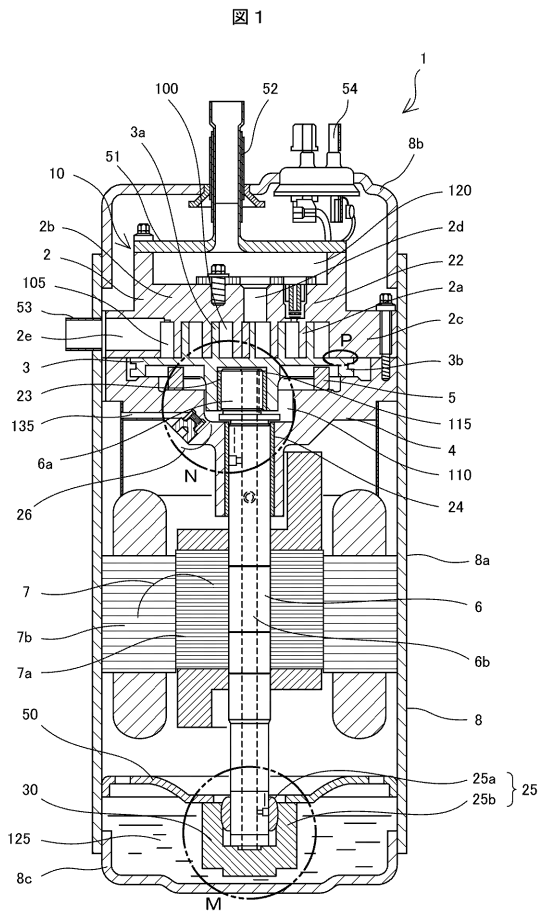
【符号の説明】

【0088】

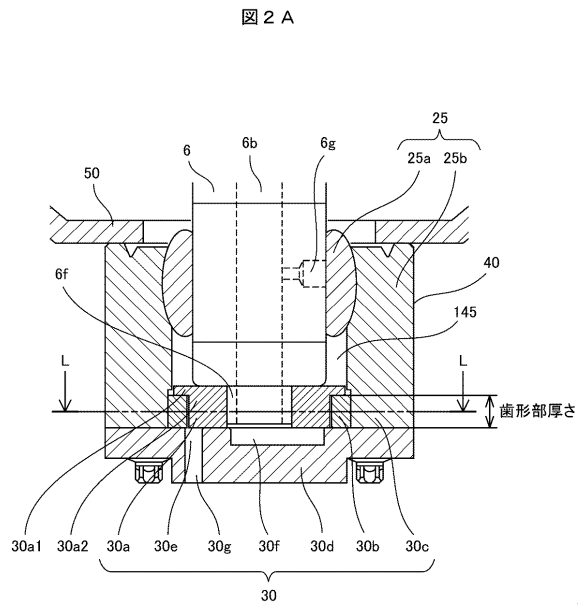
1 ...スクロール圧縮機、2 ...固定スクロール、2 a ...固定渦巻体、2 b ...固定鏡板、3 ...旋回スクロール、3 a ...旋回渦巻体、3 b ...旋回鏡板、3 c ...鏡板横穴、3 d ...吸込室細孔、3 f ...圧縮室細孔、4 ...フレーム、5 ...オルダムリング、6 ...クランクシャフト、6 a ...ピン部、6 b ...給油縦穴(給油穴)、6 c ...主軸受給油横穴、6 d ...主軸受溝、6 e ...旋回軸受溝、6 f ...給油ポンプ軸部、6 g ...副軸受給油横穴、7 ...モータ、8 ...ケーシング、8 a ...シリンダケーシング、8 b ...上ケーシング、8 c ...底ケーシング、10 ...圧縮機部、22 ...パイパス弁、23 ...旋回軸受、24 ...主軸受、25 ...副軸受、26 ...背圧制御弁、30 ...給油ポンプ、30 a ...インナーロータ、30 a 1 ...インナーロータ歯形部、30 a 2 ...端板部(カバー)、30 a 3 ...端板(カバー)、30 a 7 ...インナーなじみ皮膜、30 b ...アウターロータ、30 b 7 ...アウターなじみ皮膜、30 c ...ポンプシリ 40 50

ンダ、30c1...端板背面規制部、30d...ベースプレート、30e...ポンプ吸込溝、30f...ポンプ吐出溝、100...圧縮室、105...吸込室、110...背圧室、115...旋回軸受室、120...吐出室、125...貯油部、130...吸込室給油路、135...背圧室流出路、140...ポンプ室、145...給油ポンプ背面空間、150...圧縮室給油路。

【図1】

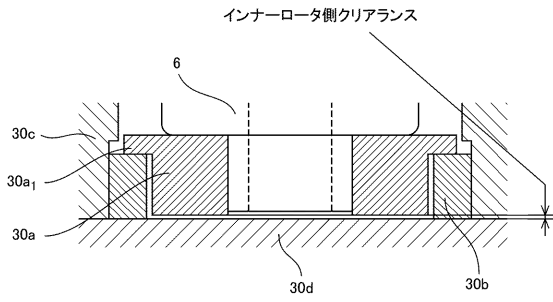


【図2A】



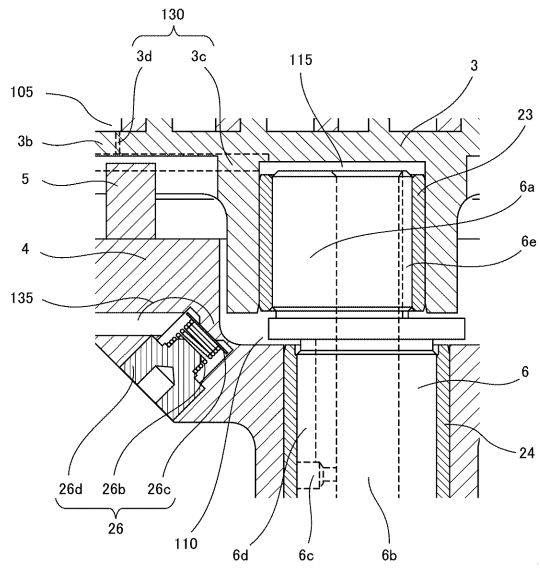
【図2B】

図2B



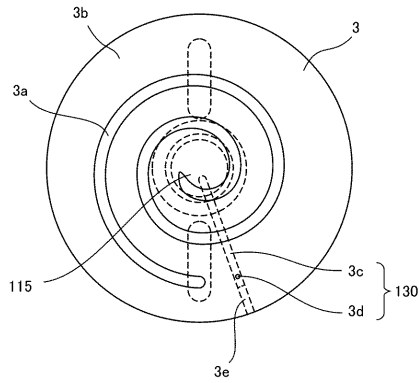
【図3】

図3



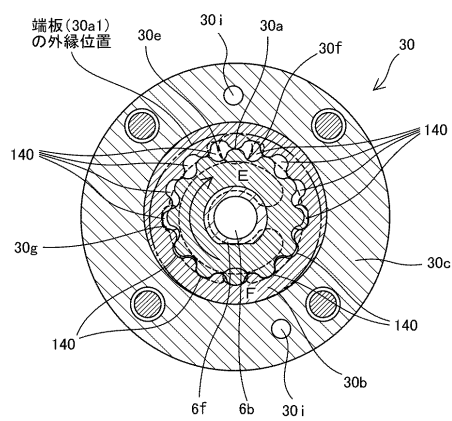
【図4】

図4



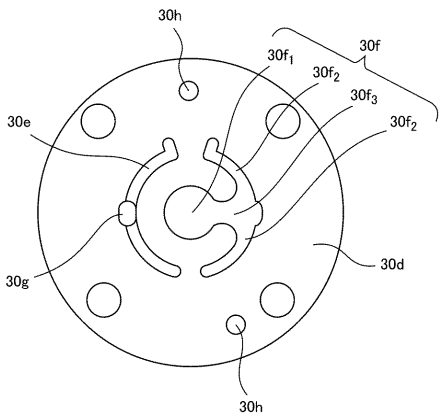
【図5】

図5



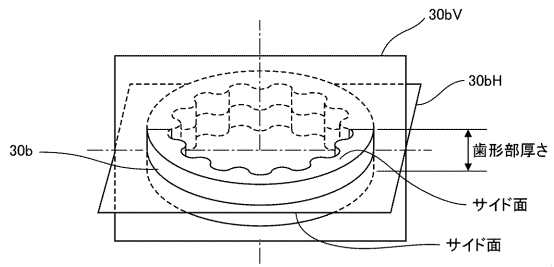
【図6】

図6



【図8】

図8

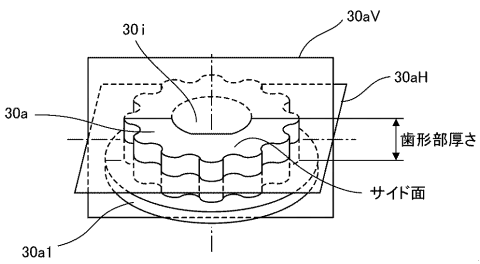


【図9】

図9

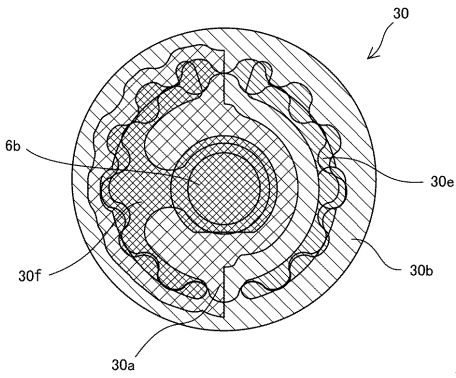
【図7】

図7



【図10】

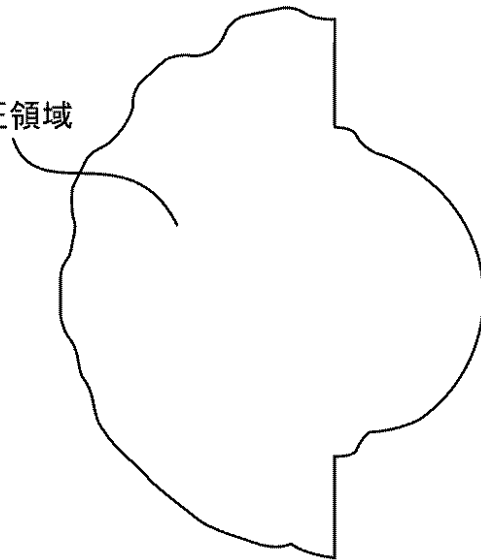
図10



【図11】

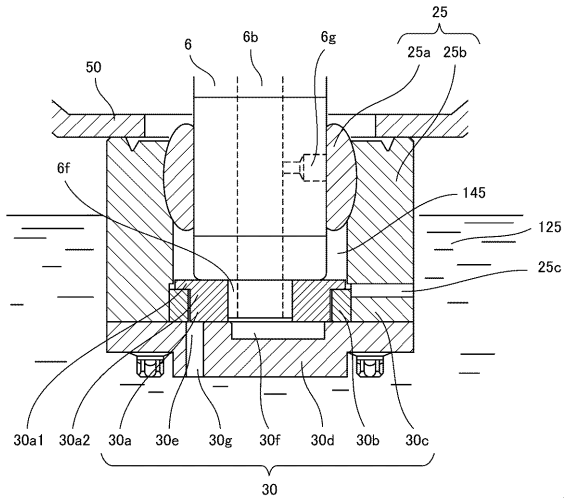
図11

背圧領域



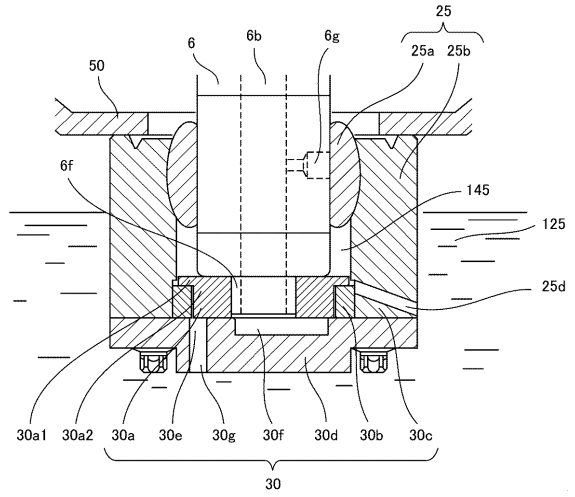
【図12】

図12



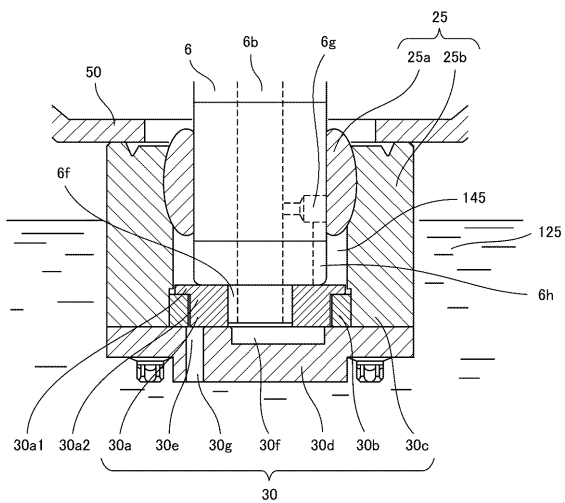
【図13】

図13



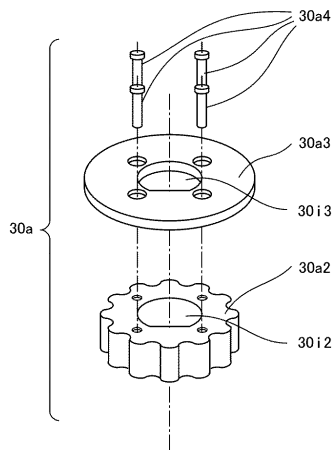
【図14】

図14



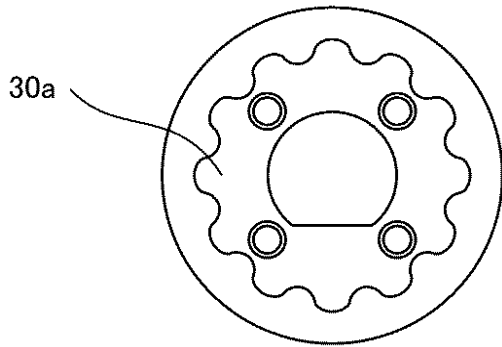
【図15】

図15



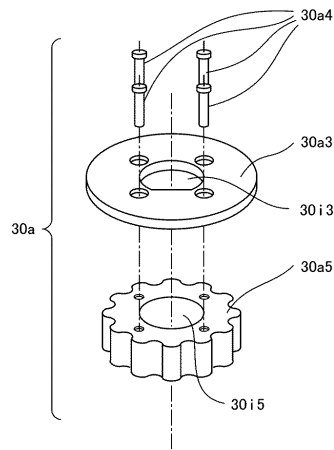
【図16】

図16



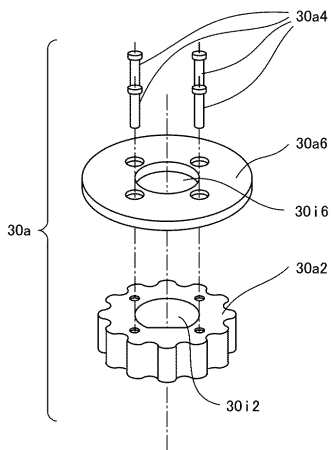
【図17】

図17



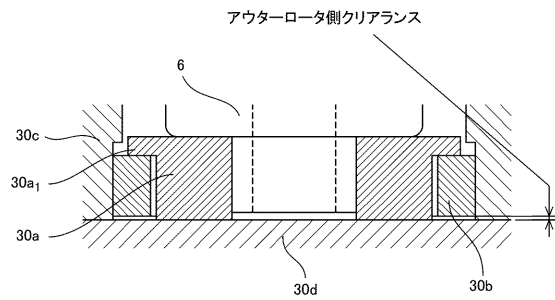
【図18】

図18



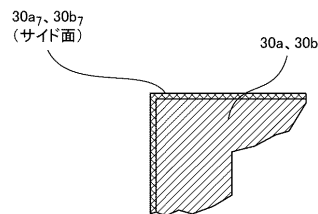
【図19】

図19



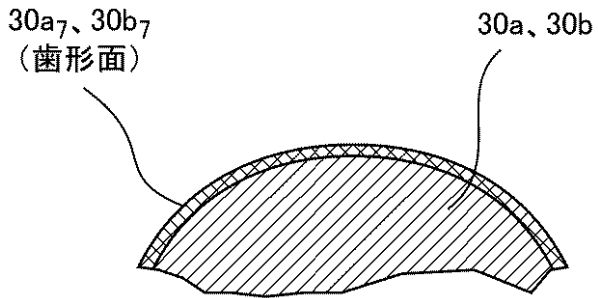
【図20】

図20



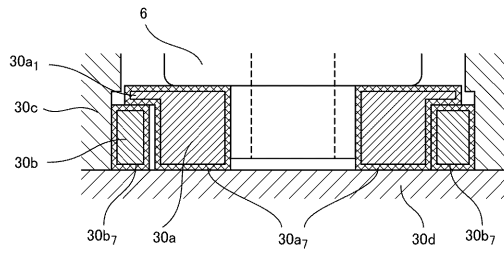
【 図 2 1 】

図 2 1



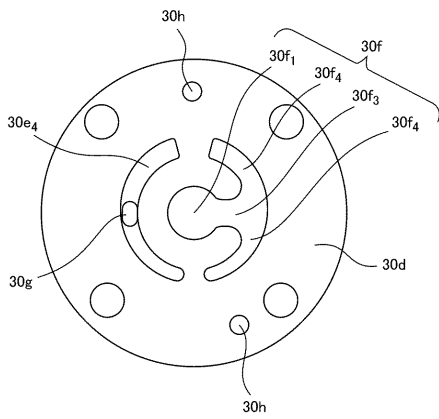
【 図 2 2 】

図 2 2



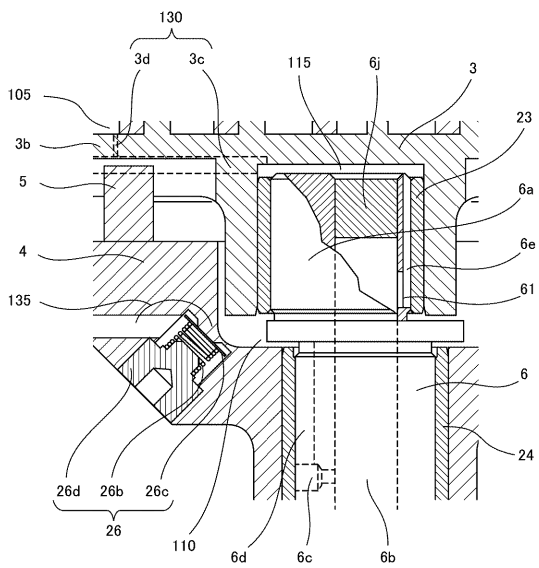
【 図 2 3 】

図 2 3



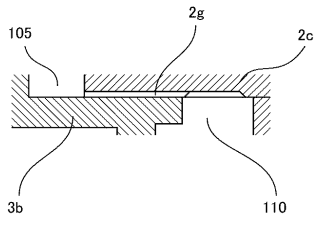
【 図 2 4 】

図 2 4



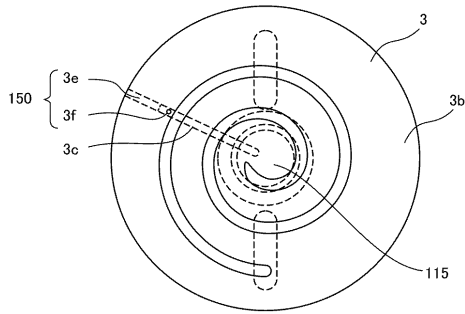
【 25 】

25



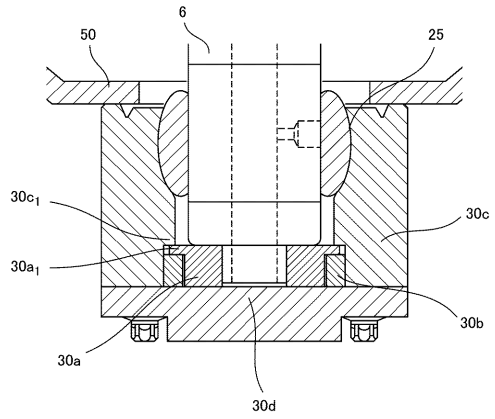
【 26 】

26



【 27 】

27



フロントページの続き

審査官 笹木 俊男

- (56)参考文献 特開平05 - 272473 (JP, A)
特開平10 - 103263 (JP, A)
特開平06 - 280761 (JP, A)
特開平09 - 042181 (JP, A)
特開2001 - 221175 (JP, A)

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