(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第3539189号
(P3539189)
(45)発行日　平成16年7月7日(2004.7.7)　(24)登録日　平成16年4月2日(2004.4.2)

(51)Int.Cl.[7]　F I
F04C 18/02　F04C 18/02 311U
F04C 18/02 311Y

請求項の数 5　(全 13 頁)

(21)出願番号　特願平10-57701
(22)出願日　平成10年3月10日(1998.3.10)
(65)公開番号　特開平11-257259
(43)公開日　平成11年9月21日(1999.9.21)
審査請求日　平成13年1月18日(2001.1.18)

(73)特許権者　000005108
株式会社日立製作所
東京都千代田区神田駿河台四丁目６番地
(74)代理人　100075096
弁理士　作田　康夫
(72)発明者　町田　茂
茨城県土浦市神立町５０２番地
株式会社　日立製作所　機械研究所内
(72)発明者　椎木　和明
静岡県清水市村松３９０番地
株式会社　日立製作所　空調システム事業部内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】スクロール流体機械

(57)【特許請求の範囲】

【請求項１】

渦巻き状のスクロールラップ面を互いに向かい合わせて平行に配置した一対の固定スクロールと、これら両固定スクロールの間に配置され、鏡板の両面に設けた渦巻き状のスクロールラップがそれぞれ前記固定スクロールのラップに噛み合うように形成された旋回スクロールと、前記スクロールラップの外周部の前記固定スクロール側に設けた吸入口とを備えた両歯形のスクロール流体機械において、

前記各スクロールラップの巻き始め部分と巻き終わり部分もしくは吸入口に隣接する部分を除く他のスクロールラップ部分の厚さをほぼ等しくし、

スクロール流体機械を組み立てた時、少なくとも前記吸入口から吸入された吸入気体が直接接触する固定スクロールラップの旋回スクロールラップ巻き終わりから外れた位置（Ｐ部）における、当該固定スクロールラップ内側に旋回スクロールラップとの噛み合いによって形成される両スクロールラップ間最小ラジアル隙間を、前記他のスクロールラップ部分における最小ラジアル隙間よりも大きく形成した

ことを特徴とするスクロール流体機械。

【請求項２】

請求項１において、前記吸入口から吸入された吸入気体が直接接触する固定スクロールラップの旋回スクロールラップ巻き終わりから外れた位置（Ｐ部）における、当該固定スクロールラップの内側曲線（２ｂｉ）を外側にへこんだ曲線に形成することにより、その部分のラップ間最小ラジアル隙間を大きく形成したことを特徴とするスクロール流体機械。

【請求項３】
請求項１または２において、前記吸入口から吸入された吸入気体が直接接触する固定スクロールラップの旋回スクロールラップ巻き終わりから外れた位置（Ｐ部）に対応する旋回スクロールラップ（Ｂ部）の外側曲線（３ｂｏ）を内側に移して当該部分のラップ厚さを薄くし、それによってその部分のラップ間最小ラジアル隙間を大きく形成したことを特徴とするスクロール流体機械。
【請求項４】
請求項１～３の何れかにおいて、前記固定スクロールラップの巻き終わり部分（Ｑ部）における固定スクロールラップ内側曲線（２ｂｉ）を外側にへこんだ曲線に形成することにより、その部分のラップ間最小ラジアル隙間を大きく形成したことを特徴とするスクロール流体機械。
【請求項５】
請求項１～４の何れかにおいて、前記固定スクロールラップの巻き終わり部分（Ｑ部）に対応する旋回スクロールラップ外側曲線（３ｂｏ）を内側に移動させた曲線に形成することにより、その部分のラップ間最小ラジアル隙間を大きく形成したことを特徴とするスクロール流体機械。
【発明の詳細な説明】
【０００１】
【発明の属する技術分野】
本発明は、圧縮作動室の容積を減じながら気体を圧縮する旋回運動形容積式圧縮機であって、特に渦巻状に構成された旋回スクロール、および固定スクロール部材によって三日月状の圧縮室が形成され、該三日月状の圧縮室が旋回スクロールの旋回運動によって容積を減じながら気体を圧縮するスクロール流体機械に関する。
【０００２】
【従来の技術】
スクロール圧縮機は従来から知られているように、基本的な動作原理を説明すると、この圧縮機は鏡板にインボリュート曲線などの連続した曲線で渦巻き状に形成されたラップを直立して設けた旋回、固定両スクロール部材を互いに噛み合わせて、一方のスクロール部材を他方のスクロール部材に対して自転しないように拘束しながら相対的に旋回運動させ、スクロール部材の外周部から中央部に向かって気体を圧縮させるものである。この種のスクロール圧縮機の一例として特開平８－１２８３９５号公報にはオイルフリー式の空気圧縮機の実施例が示されており、他方、特開平８－８６２９３号公報に空調機用スクロール圧縮機の実施例が示されている。この種のスクロール圧縮機における一般的なスクロールラップ形状は、旋回ならびに固定スクロール共巻き始めから巻き終わりまでほぼ等しい厚さで渦巻き状に構成されている。ただし、中央部のほんの僅かな巻き始め部分では各種設計上の都合により先端が鋭角状に尖ったり、反対に円弧にして球根形状にすることがある。また、巻き終わり部分も特に固定スクロールでは本体部の壁面部とラップが連続させるように設計されることもある。従って、公知のスクロールでは上記したようにほんの僅かな巻き始め部と巻き終わり部分を除く他の部分では、そのスクロールラップの厚さは実際上等しくくなるように設計される。
【０００３】
そして、三日月状の圧縮室は渦巻き角度にして360度で一つの圧縮室を形成しているので中心部におけるスクロールラップ先端と対峙するスクロールの鏡板との間のシール長さは短く、他方外周部におけるシール長さは長くなっている。従って、シール長さからだけで漏れ量を比較すると中心部の方が漏れにくく、外周部ほど漏れやすい特徴を備えている。
【０００４】
また、上記の圧縮原理から一般的に、渦巻きの中心部の圧力が高く、外周部が圧力の低い吸入圧力になっている。この結果、中央部では圧力による変形が大きくなりがちである。また一方では、圧縮効率を高く維持するためにスクロールラップ側面にある複数のシールポイントにおけるラップ間の隙間はそれぞれ非常に小さく保たれているので、中央部では

圧縮動作に伴って発生する変形によって旋回スクロールや固定スクロールの両スクロールのラップ側面部で互いに接触する可能性がある。

【０００５】

特開昭６０－２５２１０２号公報に記載されている公知技術によれば、上記技術の対応策等が示されている。この公知技術は、旋回及び固定スクロールのラップの厚さを渦巻きのラップの巻き角度に応じて連続的に変化できるようにしたことにあり、その実施例としてスクロールの中央部にあるスクロールラップの厚さを厚くしたり、外周部のスクロールラップのみを厚く構成して、それぞれ用途に応じて最適な性能を発揮できるスクロール流体機械を提供するものがある。

【０００６】

【発明が解決しようとする課題】

先に示した公知技術は、中央部にあるスクロールラップの厚さを厚くすればスクロール中央部では圧縮されたガス力によるスクロールラップの変形が阻止され、外周部のスクロールラップの厚さを厚くすればシール性能が向上すると記載されている。

【０００７】

ところで、上記従来技術にあるスクロール流体機械を、オイルフリー空気圧縮機として用いた場合、スクロールラップ間の隙間を適正に管理した場合でも、この隙間が小さくなり、極端な場合にはスクロールラップ同士が接触してしまうという問題があった。

【０００８】

また、このスクロール流体機械を冷凍・空調用冷媒圧縮機として用いた場合、上記同様スクロールラップ間の隙間を適正に管理しても、運転条件によっては、スクロールラップ同士が接触してしまうという問題があった。

【０００９】

一方で、スクロールラップ間の隙間を、ラップ同士が接触しないような値に設定すると、スクロール流体機械としての性能が低下するという問題がある。

【００１０】

本発明の目的は、スクロールラップ同士が接触することを抑制しつつ、スクロール流体機械としての性能を極力維持したスクロール流体機械を提供することにある。

【００１１】

【課題を解決するための手段】

上記目的は、渦巻き状のスクロールラップ面を互いに向かい合わせて平行に配置した一対の固定スクロールと、これら両固定スクロールの間に配置され、鏡板の両面に設けた渦巻き状のスクロールラップがそれぞれ前記固定スクロールのラップに噛み合うように形成された旋回スクロールと、前記スクロールラップの外周部の前記固定スクロール側に設けた吸入口とを備えた両歯形のスクロール流体機械において、前記各スクロールラップの巻き始め部分と巻き終わり部分もしくは吸入口に隣接する部分を除く他のスクロールラップ部分の厚さをほぼ等しくし、スクロール流体機械を組み立てた時、少なくとも前記吸入口から吸入された吸入気体が直接接触する固定スクロールラップの旋回スクロールラップ巻き終わりから外れた位置における、当該固定スクロールラップ内側に旋回スクロールラップとの噛み合いによって形成される両スクロールラップ間最小ラジアル隙間を、前記他のスクロールラップ部分における最小ラジアル隙間よりも大きく形成することにより達成される。

【００１２】

ここで、前記吸入口から吸入された吸入気体が直接接触する固定スクロールラップの旋回スクロールラップ巻き終わりから外れた位置における、当該固定スクロールラップの内側曲線を外側にへこんだ曲線に形成するか、或いはその部分に対応する旋回スクロールラップの外側曲線を内側に移して当該部分のラップ厚さを薄く形成することにより、その部分のラップ間最小ラジアル隙間を大きく形成することができる。

【００１３】

また、上記構成に付加して更に、前記固定スクロールラップの巻き終わり部分における固

定スクロールラップ内側曲線を外側にへこんだ曲線に形成するか、その部分に対応する旋回スクロールラップ外側曲線を内側に移動させた曲線に形成することにより、その部分のラップ間最小ラジアル隙間も大きく形成すれば、この部分におけるラップ同士の接触も防止できる。

【００１４】

【発明の実施の形態】

本発明の一実施例における圧縮機の基本構成についてを図１から図３に従って説明をする。図１は、旋回スクロールの鏡板外周部に複数のクランク軸を配設して旋回スクロールに旋回運動をもたらす形式の外周駆動型圧縮機の全体構造を表す縦断面図である。図２は、図１の圧縮機の側面を示す外観図である。図3は図1のＡ－Ａ断面矢視図でラップ同士のかみ合い状態を示す断面図で旋回スクロールと固定スクロールのラップによって圧縮作動室が形成される様子等を表したものである。

【００１５】

図１において外周駆動型スクロール圧縮機は、渦巻き状に形成されたスクロールラップ１ｂを有する固定スクロール１と同じように形成されたスクロールラップ２ｂを有する固定スクロール２が平行に配置されており、その間に鏡板３ａの両側に同じく渦巻き状に形成されたスクロールラップ３ｂ、３ｃを有する旋回スクロール３がそれぞれの固定スクロールに噛み合って旋回スクロール３の鏡板３ａの両側に圧縮作動室１４と１５を形成している。これらの圧縮作動室は、図３に示すように両スクロールラップによって三日月状に形成される。スクロール圧縮機ではこのような三日月状の圧縮作動室が中心軸に対して対称に一対の部屋がほぼ同じ体積で構成される。この圧縮作動室は、外周部から中心に向かって順次その体積が小さくなるように構成されていると共に、旋回スクロール３の旋回運動に伴って圧縮作動室が連続的に中心部に移動するようになっている。

【００１６】

また、図1に示すように固定スクロール１及び固定スクロール２、そして旋回スクロール３のそれぞれのラップ先端部にはカーボン等の無機系材料や４フッ化エチレン樹脂やポリイミド樹脂を主成分とする複合材料で形成されたチップシール１ｃ、２ｃ、３ｄ、３ｅがそれぞれ渦巻きに沿って設けられており、図3に示すように平面図で示した場合、図１に示したチップシール１ｃはラップ先端面に配置されているわけであるが、この状態では渦巻きに沿って熱による樹脂の延びを考慮して複数個に分割して設けられている。このチップシールは、機能・性能上に特に問題が無ければ分割しなくてもよいが、分割することにより、チップシールの成形性、組立性さらには、シール性能、信頼性の向上を図ることが出来る。また、旋回スクロールのラップ先端に設けられたチップシール３ｄ、３ｅは、固定スクロールの鏡板１ａ、２ａにそれぞれ当接する。

【００１７】

さらに、図1に示すように旋回スクロール鏡板３ａには上下の圧縮作動室１４と１５とが該鏡板３ａのほぼ中央部で連通するように流路８が設けられている。一方、図３に示したように固定スクロール１のスクロール部の外周部に連通するように複数個の吸入ポート２２、２３が設けられている。この吸入ポート２２、２３は図２に示したように固定スクロール２の外側でそれぞれ吸入配管（図示せず）が接続されるようにフランジ構造を備えている。図３に戻り、各吸入ポート２２、２３から流入する吸込み気体は外気と独立された状態で吸い込み室１６、１６’内に流入する。固定スクロールラップ１ｂの外周部には外気と吸入室１６が連通状態になることを防止するためにダストラップ２４が設けてある。このダストラップは環状に形成されており、図１に示すようにダストラップ２４の先端面にはラップ先端部のチップシールのように構成されたダストシール２４ａがダストラップ２４の先端面の凹部溝内に勘合して設けられていて、旋回スクロールの鏡板面と接触しながらシール機能を備えている。反対側に配置されている固定スクロール２にも同様にダストラップ２５とダストシール２５ａが設けられていて、外気と吸入室が連通状態になることを防止している。

【００１８】

図1に示すように旋回スクロール３の鏡板外周部には偏心部を有する駆動軸４が設けられ、これと同じ偏心量の偏心部を有する補助駆動軸５とが配置され、旋回スクロール３はそれらの駆動軸の偏心部分で軸受１１ａ及び１１ｂを介して回転可能に係合している。この係合部では旋回スクロール３と固定スクロール１あるいは2との熱膨張差を吸収して補助駆動軸５等に過大な負荷が作用するのを防止するため補助駆動軸５に弾性支持部１３が設けられている。この弾性部材１３は転がり軸受１１ｂの外周部に配設されるもので環状の樹脂やゴムさらにはエンジニアリングプラスチックそして金属製ばねなどで構成され、駆動軸４と補助駆動軸５とを結んだ線方向の応力を吸収するものである。いずれにしても、旋回スクロール3は複数のクランク軸で回転可能に支持されており、駆動軸１１ａが回転することによって旋回スクロール３は自転を阻止されて、偏心軸の偏心量を半径とする旋回運動がもたらされる。

【００１９】

固定スクロールは一対で配置しているが、外側形状はほぼ同じであるためここでは片側の構成についてのみ説明する。固定スクロール１はそのほぼ中央部に吐出ポート９が設けられ、固定スクロール１の吐出ポート９付近の外表面には放熱フィン１ｄが設けられている。放熱フィン１ｄでの熱交換量を大きく取るために、そのフィン１ｄ回りはカバー６ａによって冷却風の流路を形成している。図２に示したように放熱フィン２ｄは直線状に形成されているが、必要であれば放熱量に対応して複数個に分断したり、波形形状もしくは略「く」の字型にしたりすることも出来る。

【００２０】

また一方では、図1に示したように旋回スクロール3の鏡板面には旋回スクロール3を空冷するための冷却孔２６が旋回スクロール３の鏡板３ａ間に複数個設けられている。さらに、図3に示したように圧縮機の内部にも冷却用の空気が流れるようになっており、図中に矢印２７で流れの方向を示している。冷却空気２７は図３の上部から流入し固定スクロールの内部を流れるが、ダストラップ２４によって圧縮室内１４や吸込み室１６から隔絶されている。したがって、この冷却空気２７は駆動軸の周りや軸受そして、旋回スクロールの外周部、固定ダストラップを好適に冷却することができる。

【００２１】

図３に示したように固定スクロール２の外周部にはフランジ部２ｅがあり、固定スクロール１の外周部にもフランジ部１ｅ（図１を参照の如く）が配置されている。そして、互いの固定スクロール１と２がこのフランジ部１ｅ、２ｅにおいてボルト等によって結合されている。結合の際、両固定スクロールの相対位置を合わせる位置決め手段１９によって、両固定スクロール１、２同士ならびに旋回スクロール３との位置関係が適正に保たれて組み立てられ、圧縮動作に好適な圧縮作動室１４や１５が形成されると同時に、旋回スクロール３がスムーズに旋回運動できるようになっている。

【００２２】

図１で駆動軸４は、その一部分を固定スクロール２にリング状の押さえ板４１によって固定された転がり軸受１０ａによって軸方向に固定された状態で軸支されており、駆動軸４の先端部は他方の固定スクロール１に固定された軸受１２ａに回転可能に係合されている。また、軸受１２ａを固定スクロール１に固定するため押さえ板４２が設けられている。なお、図面では押さえ板４２をリング状に構成して示しているが、袋状に構成してもよい。さらに、駆動軸４には、旋回スクロール３の旋回運動に伴う不釣り合いを相殺するためにバランスウエイト１７ａと１７ｂが固定配置されている。他方、駆動軸４とは対称の反対側に位置している補助駆動軸５も同様に固定スクロール２にリング状の押さえ板４３によって固定された転がり軸受１０ｂによって軸方向に固定された状態で軸支されており、補助駆動軸５の先端部は他方の固定スクロール１に固定された軸受１２ｂに回転可能に係合されている。また、軸受１２ｂを固定スクロール１に固定するため押さえ板４４が設けられている。さらに、補助駆動軸５にも、旋回スクロール３の旋回運動に伴う不釣り合いを相殺するためにバランスウエイト１８ａと１８ｂが固定配置されている。

【００２３】

駆動軸４にはプーリ２１が相対滑りを防止するためのキー手段を介して設けてあり、他に設置した動力源から回転動力が供給されるようになっている。さらに、駆動軸４と補助駆動軸５とはタイミングベルト７によって回転の同期性を保つように、それぞれの軸に設けた歯付きプーリ２０ａ、２０ｂなどを介して連結されている。

【００２４】

前記したように固定スクロール１と２それに、旋回スクロール３はそれぞれアルミニウム合金等に代表されるように軽くて、熱伝導性の良い材料で構成されている。さらに、無潤滑式圧縮機を提供するためには特にシリコンが多めに含有されたアルミニウム合金を適用することが望ましい。さらには、ラップ接触時の潤滑性を向上、あるいは接触時の焼き付きなどに対して信頼性の高い無潤滑式圧縮機を提供するため、スクロールラップの側面や底面などほぼ全面的にアルミニウム合金に適合する陽極酸化皮膜処理等の表面処理を施すこともできる。

【００２５】

図４（１）は、固定スクロール２に本発明を適用した一実施例を示す平面図である。スクロールラップ２ｂは渦巻き状に形成されており、ラップの厚さは一部分を除いてほとんど等しく形成されている。また図４（２）ならびに、図４（３）はラップの拡大図である。インボリュート曲線によって渦巻き状に形成されているスクロールラップ２ｂは、Ｐ部、Ｑ部そしてＲ部を除く他の部分は設計上は等しいラップ厚さとなっている。しかし、巻き始めの中央Ｒ部は、これに噛み合う旋回スクロールのスクロールラップが旋回運動するのに差し支えないように巻き始めの内側の側面形状は円弧に形成されているため、本発明に係わりなくラップ厚さが大きく変化し、楔状に形成されている。

【００２６】

吸入口２２に対向するラップは図３に示すように旋回スクロールのラップであり、吸入口２３に対向するラップは固定スクロールのラップである。従って、固定スクロール側で吸入気体の温度の影響を受けるラップの部位は図４に示すようにＰ部とＱ部である。固定スクロール側のＰ部においては吸入口23から入ってくる吸入気体によってラップの外側を直接冷却されるためラップ自身が局部的に低温に保たれている。一方、それより内側に存在するスクロールラップは、圧縮熱によりラップ自身が高い温度に保たれている。このように高温になると、スクロールは全体的に半径が大きくなる方向に膨張する。この変形量は、旋回スクロールは固定スクロール内部に設けられており、固定スクロールは前述した外周部の冷却により旋回スクロールよりもシ昇温しにくいこと、及び前記した如く固定スクロールは吸入気体により冷却されることから、固定スクロールに比べ旋回スクロールが大きくなる。このため、基本曲線のみで構成され一定の厚さを有するスクロールラップでは、Ｐ部やＱ部付近において旋回スクロールの外側曲線が固定内側曲線に接触する可能性が高い。このラップ同士が接触すると、異音の発生や、スクロール部品の噛り付きや、最悪の場合に発生していたラップ破損に至り、信頼性が悪いと
いう問題がある。

【００２７】

この接触を避けるために、固定スクロールのラップ間内接円よりも旋回スクロールの旋回円を小さく（旋回半径を小さくする）ことによって、両ラップの接触を防止することが可能である。例えば、一実施例として前述したオイルフリースクロール流体機械の固定スクロールラップの内接円の半径と旋回スクロールの旋回半径との差を１８０μｍとすると、両ラップ同士の接触を防止することができる。

【００２８】

しかし、この方法を採用して接触防止を図ろうとすると、前述のＰ部及びＱ部以外のスクローラップからの漏れが増大、すなわち吐出ポート付近の作動室内の圧縮空気が低圧の作動室に漏れて一旦圧縮された空気が再び圧縮されることになって熱の発生が大きくなり、圧縮機としての全断熱効率が低下し、所望の性能を得ることができないと云う問題がある。

【００２９】

この相反する問題を解決するため、本実施例では、固定スクロールのラップの厚みを部分的に薄くするようにした。以下、説明する。Ｐ部やＱ部を拡大したのが図４（２）（３）である。図４（２）では、図３のＰ部に見られるように吸入気体が直接接触するのは旋回スクロールのラップ巻き終わりから外れた位置（旋回スクロールラップが存在しない位置）にあるため、外側曲線2_{bo}は基本曲線をそのまま適用させ、内側曲線2_{bi}は外側にδ_{s1}だけへこんだ曲線を適用している。

【００３０】

すなわち、内側曲線2_{bi}はそれより内側に存在する旋回スクロールラップの外側曲線に相対する面になる。このようにラップの一部分を減肉して厚さを減少させることによってお互いのラップ側面同士の接触を防止できる。この時、ラップ厚さを減じる量は空気用圧縮機でも空調機用圧縮機のいずれでもスクロール流体機械が年間を通して発生する吸込み温度差を考慮しこれに応じた変形量に見合った量とすることで接触を好適に防止できる。すなわち、空気圧縮機では外気を吸入して高圧に圧縮するのが一般的であるが、この場合には外気が年間を通じて、あるいは使用地域によって、さらには昼夜によって大きく変動することが多い。例えば理科年表によれば国内の関東地区においても夏季と冬季における平均温度差は２０度程度、最大温度差は４０度程度の差が発生する。スクロールラップは部分的に吸入口から流入する外気が直接に衝突するため、衝突部分のラップは局部的に冷却される。

【００３１】

その結果、夏季と冬季ではスクロールラップの変形量に大きな差が発生することになる。特に冬季には吸気温度が非常に低くなるため、旋回スクロール３と固定スクロールのＰ部のラップ同士では大きな熱変形量の差が発生する。この熱変形と局所冷却によるラップ同士の接触を抑制するのであるが、前記したように、全てのラップ間のクリアランスを拡げてしまうと圧縮機としての性能が低下してしまう。

【００３２】

そこで、１８０μｍあったラップ間隙間を、６０μｍまで詰めて実験を行ったところ、Ｐ部及びＱ部にて接触してしまうことが判明した。この接触部の範囲はスクロール中心から見て約５０度から９０度の範囲であった。これではラップ間接触を防ぐことはできない。

【００３３】

この問題を解決するため、前記したようにＰ部及びＱ部を減肉した。減肉量δs1はラップ間間隔を１８０μｍとしたとき接触しなく、６０μｍとしたとき接触してしまったのであるからその差分の１２０μｍ位、およそ0.1㎜程度とした。ラップ間間隔のデータを多くとっているわけではないので、非接触最小間隔によっては減肉量δs1を0.1㎜以下に設定するすることもできる。また、減肉部分の範囲は、接触範囲と同様、スクロール中心から見てその開き角度θ1を90度以内とする。この値もラップ間間隔に因るのでその値によっては、５０度程度とすることもあり得る。

【００３４】

また、図４（３）はラップの巻き終わり部分を示したものであり、前記同様にラップ外側曲線２ｂｏは基本曲線を適用しているが、ラップ内側曲線２ｂｉは基本曲線に対してδｓ２寸法だけへこんだ曲線を適用している。この部位は吸気口２２によって冷却されるところであり巻き終わりからθ２だけ内側に至る部分を減肉させている。この角度θはスクロール中心から見ておよそ90度以下で設定できる。またこの減肉量δｓ２は上記したように年間を通じて発生し得る吸入温度差に応じて設定できる。これらの理由は、上記同様である。

【００３５】

このように、固定スクロール側に部分減肉したラップを構成・配設することによって他方の旋回スクロール３のラップは厚さが一定の基本インボリュート曲線で構成することができる。このように、少なくとも固定スクロールか旋回スクロールいずれか一方に本発明を適用すれば年間にわたりラップの接触を防止することができる。

【００３６】

次に、図１に示す圧縮機を対象に旋回スクロール側に本発明を適用した場合について図５に基づいて説明する。図５は、旋回スクロール３の平面図で図１のタイミングベルト側から見た形状を示すものである。旋回スクロール３の構成で追加説明する。旋回スクロール３は鏡板部３ａ、ラップ部３ｂそして、鏡板外周部の軸受取り付け部５１、５２からなっている。図５の向きは図示の都合上、図１の向きに対して１８０度回転させて示してあり、主軸受取り付け部が５１で、副軸受取り付け部が５２である。旋回スクロールの鏡板３ａにはほぼ１８０度間隔で連通孔５０が複数個設けられている。この連通孔５０は、鏡板３ａを挟んで形成されている二つの圧縮作動室１４、１５の圧力の均衡をできるだけ取るように設けられたものである。

【００３７】

以下旋回スクロール３における本発明の一実施例について説明する。スクロールラップ３ｂは厚さが一定な部分とそれより薄く構成された部分がある。渦巻きラップの中央部Ｄは固定スクロール２における説明と同様、内側曲線が始点から円弧で形成され、外側曲線がインボリュート曲線で形成されるため先端部は楔状の歯形になっている。

【００３８】

図５のＡ部、Ｂ部、Ｃ部について詳説する。これらの部位は図３から推察できるようにＡ部とＣ部がちょうど吸入口２２、２３に直面するラップ位置になる。またＢ部は吸入口２３に関係する位置で固定スクロールと噛み合わせた時に、固定スクロールラップの内側すなわち、図４のＰ部に相対する位置関係にある旋回スクロール３のラップ部である。従って、これらＡ、Ｂ、Ｃ部は吸入空気温度の影響をより大きく受ける部位であり、冷却されることによって熱膨張量が少なくなるところであるため、運転中に相手ラップとの接触を防止するため、各々ラップ厚さを他の部分より薄く形成している。図５（２）（３）（４）がこれらを拡大して示した図である。

【００３９】

図５（２）は、Ａ部拡大図であり固定スクロールとの噛み合い上では終端部内側が最大密閉容積を形成する点になる。したがって、内側曲線３ｂｉは吸入気体によって積極的に冷却されることになる。この結果、内側曲線３biが、上記した固定スクロールの場合と同様、固定スクロールの外側曲線と接触する可能性が高くなるので、これを防止するため内側曲線３biをδr1だけ削ることによって外側に移してラップ厚さを薄くしている。ラップ厚さを薄くする範囲α1はスクロール中心角で９０度以下に設定できる。これら理由は、第１の実施例と同様である。る。

【００４０】

図５（３）は、Ｂ部の拡大図である。この部分は先に説明したように、固定スクロールラップ２bの内側曲線に接触する部位であるため固定スクロール側の熱膨張量が小さくなるので運転中の接触を防止するため、外側曲線３boをδr2だけ内側に移してラップ厚さを薄くしている。ここでもラップ厚さを薄くする範囲α1はスクロール中心角で９０度以下に設定できる。これら理由は、第１の実施例と同様である。

【００４１】

図５（４）は、Ｃ部拡大図である。この部分は、図３を参考にすればわかるように固定スクロールラップの巻き終わり付近に対応する部分である。したがって、Ａ部と同様に固定スクロールの巻き終わりと共にもう一方の最大密閉空間を形成する部分でもある。ここに対応する固定スクロールは、図３を参考に説明すると吸入口２２に対応する部分であり、また、ダストラップも同時に形成する部分でもある。このため固定スクロールの側がダストラップの外周部を流れる空気によって常に冷却されるところでもあり、他方では吸入気体によっても冷却されるため、この部分の熱膨張量が小さくなってしまう。しかしながら、旋回スクロール３のＣ部の内側は渦巻き内部からの圧縮熱等で温度が高く保たれているため熱膨張量も大きくなっている。そのような状態で熱膨張差による接触回避のため図５（４）に示すようにラップ外線３boを内側にδr3ほど移動させてラップ厚さを薄く設定している。

【００４２】

図５に示したラップ厚さ減肉量δr1、δr2、δr3は、その前の固定スクロール側で設定したのと同様に、該圧縮機を空気圧縮機として運転する場合には年間を通じて発生し得る気温の変化を考慮して少なくとも冬季と夏季の温度差に見合って設定する。

【００４３】

さらに前述した実施例では、部分的ラップ厚さを減じる場合、年間の温度差に見合っていずれか一方に対して実施することを示したが、固定スクロールに対して実施した減肉量δs1、δs2や旋回スクロールに対して実施した減肉量δr1、δr2、δr3を考慮してこれらの量の約半分づつを固定スクロール１、２側と旋回スクロール３に実施することもできる。この場合、双方のスクロールを削る必要があり作業工程が増えるという欠点がある。旋回、固定両スクロールを減肉する時のおのおのの減肉量の和は、前記δriもしくは、δsi（ｉ=1,2,3）に相当する量に設定する。

【００４４】

さらに上記した発明の一実施例であるラップ厚さを他の部分に比べて薄くする技術は、ラップ厚さを薄くする部分でラップの高さ方向全体に渡って行う。上記した実施例中、尚、減肉量を変えても良いし、δr1＝δr2＝δr3としても良い。

【００４５】

次に、図１から図５における圧縮機について動作を説明する。プーリ２１に回転動力が伝達されると駆動軸４が回転し、さらに補助駆動軸５はタイミングベルト７によって駆動軸４と同期して回転する。すると、旋回スクロール３も同時に駆動軸４や補助駆動軸５の偏心量εを半径とする旋回運動がもたらされる。その結果、気体は吸入口２２や２３から吸入され吸入室１６に入る。その後、気体はさらに旋回スクロール鏡板３ａの上側の圧縮作動室１４や旋回スクロール鏡板３ａの下側の圧縮作動室１５に流入し、渦巻きの中心に向かってそれぞれ所定の圧力まで圧縮される。圧縮作動室１５で圧縮された気体は最終的に鏡板３ａの中央部に設けられた吐出連通孔８を通って上側の圧縮作動室１４の中心部の吐出空間に流入し、旋回スクロール鏡板上側の圧縮作動室１４で圧縮された気体と合流し、固定スクロール１に設けられた吐出ポート９から機外へ流出する。

【００４６】

圧縮動作中、圧縮作動室１４、１５は連通孔３ｆにより鏡板上下の圧縮作動室内のガス圧力の均衡が保たれるため、圧縮ガスのスラスト力の総和がほぼ等しくなるの。このため、旋回スクロールはいずれの固定スクロールに対しても強く押しつけられることはなく、ラップの先端面には大きなスラスト荷重は作用しない。従って、ラップ先端部での摺動損失を最小に維持することができる。さらには、圧縮作動室内１４、１５には潤滑油がほとんど無いため圧縮熱の発生が盛んになるが、この熱は固定スクロール外表面に設けた放熱フィンの回りをダクト構造として強制空冷することによって効果的に除去される。従って、旋回スクロールや固定スクロールは適当な温度に保たれる。

【００４７】

図１では、吐出ポートが固定スクロール１だけに設けられているものを示しているが、固定スクロール２の中央部に設けることができる（固定スクロール１の吐出ポート位置を反転した位置）。圧縮に伴って発生する熱は、両固定スクロール１、２の放熱フィン部と旋回スクロールの鏡板３ａ内部や旋回スクロールの外周部を強制空冷することによってスクロール部材の全体温度を低く保つことができる。さらに、スクロールラップの吸入口に近い部位を予め薄肉化しているので、スクロールラップの熱膨張が不均一になってもラップ側面での接触を好適に防止することができる。

【００５１】

空調機用スクロール圧縮機では前述した空気圧縮機と同様に、吸入ガスが圧縮作動室に直接流入するので、ラップ側面の熱変形量は冷たい吸入ガスの影響を大きく受ける。

【００５２】

簡単に説明する。空調機は年間を通して運転されるので冷房運転や暖房運転、あるいは除霜運転が行われ、温度条件も種々変化する。一般的には、外気温度が零度以下の低温状態で暖房運転する場合に吸入温度が非常に低く例えば-15℃程度になる場合も考えられる。

反対に冷房運転では平均18℃程度であり、除霜運転時には、膨張弁を開いて室内ファンを動作させないので、短時間ではあるが35℃を超える吸入温度も考えられる。

【００５３】

従って、年間を通して考えられる圧縮機吸入温度の最大変動幅は約50degと非常に大きくなるので、旋回スクロールと固定スクロールが同じ材質で構成されていても吸入口付近での熱変形量差も大きくなると考えられる。ましてや、固定スクロールが鉄系金属で旋回スクロールがアルミニウム合金で構成されている場合にはより大きな熱変形量差となる恐れがある。

【００５４】

このように上記のような構成のスクロール圧縮機における旋回、固定両スクロールの熱膨張差は、シールポイントにおけるラジアル隙間の変化に影響し性能変化をもたらすもので、無視できない状態になっている。

【００５９】

ラップ側面曲線のずらし量は、冷房運転や暖房運転など年間を通してすべての運転条件を考慮して見ると、前述したように圧縮機吸入温度の最大変動幅は約50degと非常に大きくなるので、旋回スクロールと固定スクロールが同じ材質で構成されていても吸入口付近での熱変形量差も大きくなると考えられる。吸入温度で５０度異なると変形量差も非常に大きくなってくる。本実施例では、これらを見越して、予め接触を防止するようにラップ側面部に逃げを設けているので、年間に渡ってラップの接触に伴う異音の発生防止を達成することができる。

【００６０】

さらには、組立時から予め半径方向隙間を設けていることから、スクロールラップの加工公差や、軸受け中心位置誤差そして、軸受け隙間、ならびに組立時のミスアライメントなどが在ってもラップ同士が半径方向で接触する機会を少なくする効果もある。

【００６１】

なお、本実施例では圧縮機を提供することについて述べてきたが、他の用途例えば真空ポンプに適用することもできるし、種々のガスを圧縮する圧縮機にも利用することができる。

【００６２】

【発明の効果】

本発明によれば、両歯形のスクロール流体機械において、各スクロールラップの巻き始め部分と巻き終わり部分もしくは吸入口に隣接する部分を除く他のスクロールラップ部分の厚さをほぼ等しくし、スクロール流体機械を組み立てた時、少なくとも前記吸入口から吸入された吸入気体が直接接触する固定スクロールラップの旋回スクロールラップ巻き終わりから外れた位置（Ｐ部）における、当該固定スクロールラップ内側に旋回スクロールラップとの噛み合いによって形成される両スクロールラップ間最小ラジアル隙間を、前記他のスクロールラップ部分における最小ラジアル隙間よりも大きく形成したので、固定スクロールラップの前記Ｐ部における旋回スクロールと固定スクロールの熱膨張量の差を吸収することができるから、圧縮機の性能の低下を防ぎつつ、圧縮機運転時の圧縮熱によってもたらされるスクロール部材の熱変形によるラップ接触を未然に防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【図１】本発明の一実施例を示す外周駆動形スクロール圧縮機の全断面図。

【図２】本発明を適用した外周駆動形スクロール圧縮機の側面図。

【図３】本発明の一実施例で旋回スクロールに固定スクロールのラップ部を噛みあわせた様子を示す平面図。

【図４】本発明の一実施例を示す固定スクロールの平面図。

【図５】本発明の一実施例を示す旋回スクロールの平面図。

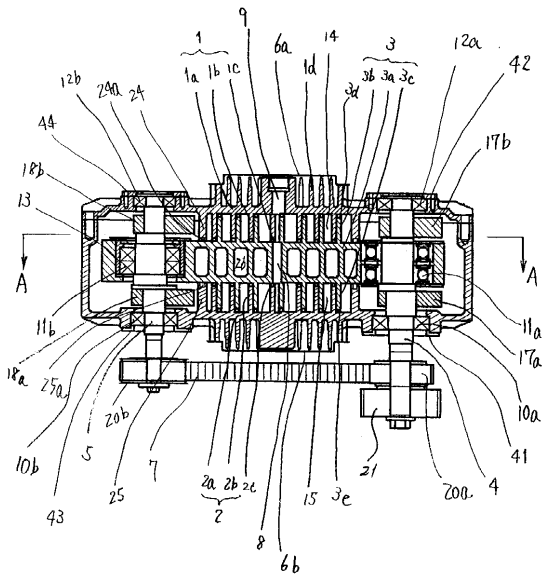
【符号の説明】

１…固定スクロール、２…固定スクロール、３…旋回スクロール、４…主駆動軸、５…補助駆動軸、６…カバー、７…タイミングベルト、８…吐出連通孔、９…吐出ポート、１０

、１１、１２…転がり軸受、１３…弾性支持部材、１４、１５…圧縮作動室、１７、１８…バランスウエイト、１９…位置決め手段、２０…歯付きプーリ、２１…プリー、２２、２３…吸入口、２４、２５…ダストラップ、２６…鏡板冷却口。５１…主軸受取り付け部、５２…副軸受取り付け部。

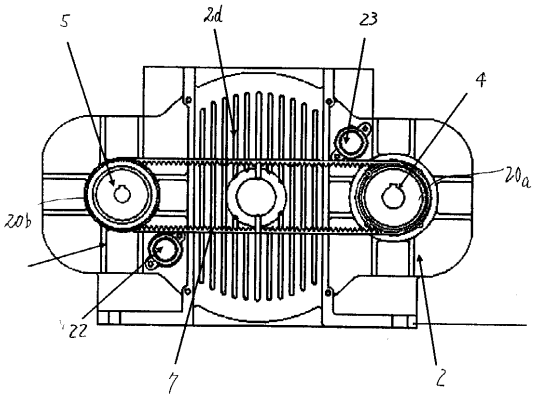
【図１】

図1



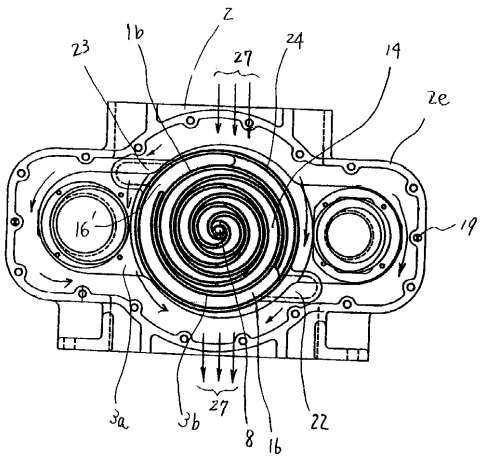
【図２】

図2



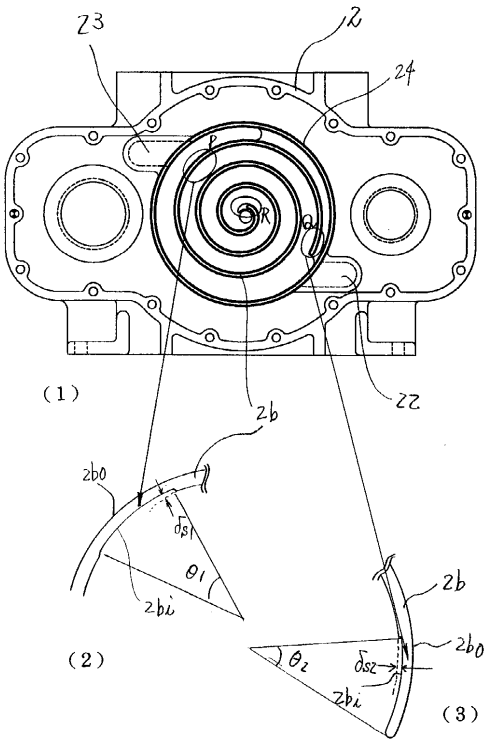
【図３】

図3



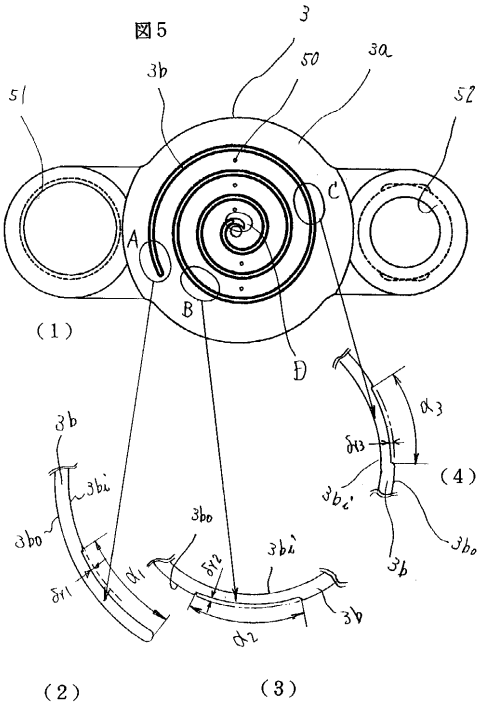
【図４】

図4



【図５】

図5



フロントページの続き

(72)発明者　川野　勇
静岡県清水市村松３９０番地　株式会社　日立製作所　空調システム事業部内

審査官　尾崎　和寛

(56)参考文献　特開平６－２９９９７７（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.[7]，ＤＢ名)
F04C 18/02　311