(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第6607776号
(P6607776)
(45)発行日　令和1年11月20日(2019.11.20)　(24)登録日　令和1年11月1日(2019.11.1)

(51)Int.Cl.　　F I
F04B 39/00 (2006.01)　　F04B 39/00 107J
F16J 15/3204 (2016.01)　　F04B 39/00 104D
　　F16J 15/3204 101

請求項の数 10　(全 10 頁)

(21)出願番号　特願2015-246862(P2015-246862)
(22)出願日　平成27年12月18日(2015.12.18)
(65)公開番号　特開2017-110608(P2017-110608A)
(43)公開日　平成29年6月22日(2017.6.22)
審査請求日　平成30年4月13日(2018.4.13)

(73)特許権者　502129933
株式会社日立産機システム
東京都千代田区神田練塀町３番地
(74)代理人　100098660
弁理士　戸田　裕二
(72)発明者　江見　孝典
東京都千代田区神田練塀町３番地　株式会社日立産機システム内
(72)発明者　成澤　伸之
東京都千代田区神田練塀町３番地　株式会社日立産機システム内

審査官　井古田　裕昭

最終頁に続く

(54)【発明の名称】往復動圧縮機

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
シリンダと、
前記シリンダの端部に設けられたシリンダヘッドと、
前記シリンダ内を揺動しながら往復動するピストンと、
前記ピストンを駆動する駆動軸と、
前記シリンダと前記ピストンとの隙間をシールするリップリングとを備え、
前記リップリングの揺動方向の一端から他端までの長さおよび前記駆動軸方向の一端から他端までの長さよりも前記シリンダヘッド側から見て前記揺動方向と前記駆動軸方向との中間にある中間方向における一端から他端までの長さを短くしたことを特徴とする往復動圧縮機。
【請求項２】
前記リップリングは、前記揺動方向に長径を持つ楕円と、前記駆動軸方向に長径を持つ楕円とを繋いだ形状であることを特徴とする請求項１に記載の往復動圧縮機。
【請求項３】
前記リップリングの前記揺動方向および前記駆動軸方向において外側に広がる円弧と前記リップリングの前記中間方向において内側に広がる円弧とを組み合わせた形状であることを特徴とする請求項１に記載の往復動圧縮機。
【請求項４】
前記リップリングの側面と底面との間の屈曲部において、前記揺動方向および前記駆動

軸方向の曲率半径Ｒ１を前記中間方向における曲率半径Ｒ２よりも小さくすることを特徴とする請求項１に記載の往復動圧縮機。
【請求項５】
前記リップリングは穴または切欠きを有し、
前記ピストンに前記穴または前記切欠きに嵌め合わせられる凸部を有することを特徴とする請求項１に記載の往復動圧縮機。
【請求項６】
シリンダと、
前記シリンダ内を揺動しながら往復動するピストンと、
前記ピストンを駆動する電動機と、
前記電動機の動力により回転運動し、前記ピストンを往復運動させる駆動軸とを備え、
前記ピストンは前記駆動軸に取り付けられた連接棒と前記連接棒の端部に取り付けられるリテーナと、前記連接棒と前記リテーナとの間に挟持されるリップリングとを有し、
前記リップリングの揺動方向の一端から他端までの長さおよび駆動軸方向の一端から他端までの長さよりも前記揺動方向と前記駆動軸方向との間にある中間方向における一端から他端までの長さは短いことを特徴とする往復動圧縮機。
【請求項７】
前記リップリングは、前記揺動方向に長径を持つ楕円と、前記駆動軸方向に長径を持つ楕円とを繋いだ形状であることを特徴とする請求項６に記載の往復動圧縮機。
【請求項８】
前記リップリングの前記揺動方向および前記駆動軸方向において外側に広がる円弧と前記リップリングの前記中間方向において内側に広がる円弧とを組み合わせた形状であることを特徴とする請求項６に記載の往復動圧縮機。
【請求項９】
前記リップリングの側面と底面との間の屈曲部において、前記揺動方向および前記駆動軸方向の曲率半径Ｒ１を前記中間方向における曲率半径Ｒ２よりも小さくすることを特徴とする請求項６に記載の往復動圧縮機。
【請求項１０】
前記リップリングは穴または切欠きを有し、
前記リテーナまたは前記連接棒に前記穴または前記切欠きに嵌め合わせられる凸部を有することを特徴とする請求項６に記載の往復動圧縮機。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、往復動圧縮機に関する。
【背景技術】
【０００２】
本発明の背景技術として、特許文献１がある。特許文献１には、コネクティングロッド２４の先端側に設けられた円盤部２５と、円盤部２５に取り付けられて円盤部２５の外径以下の外径を持つリテーナ２８とにより形成されシリンダ１７内を揺動しつつ往復動するピストン３１と、内周側がピストン３１の円盤部２５とリテーナ２８との間に挟持される円環状の挟持部４２となり、外周側が挟持部４２から外向き且つリテーナ２８側に突出しシリンダ３１の内周面に摺接する円環状のリップ部４３となったリップシール４１とを備える往復動圧縮機が記載されている。
【先行技術文献】
【特許文献】
【０００３】
【特許文献１】特開２００９－２４３３４２
【発明の概要】
【発明が解決しようとする課題】

【０００４】
特許文献１における往復動圧縮機のリップリング（リップシール４１）は、少なくとも駆動軸方向と揺動方向の中間方向の径が揺動方向および駆動軸方向の径よりも短くなっていない。そのため、リップリングをシリンダの芯とずれた状態で組付けた場合に生じる押圧力と、揺動による慣性力が応力として作用し、駆動軸方向と揺動方向の中間方向において偏摩耗が生じリップリングの寿命を向上させることができなかった。
【０００５】
上記の点に鑑み、本発明は、リップリングの偏摩耗を軽減し、リップリングの交換寿命を向上させた往復動圧縮機を提供することを目的とする。
【課題を解決するための手段】
【０００６】
上記課題を解決するために、例えば特許請求の範囲に記載の構成を採用する。
【０００７】
本発明は、上記課題を解決する手段を多数含んでいるが、その一例を挙げるならば、シリンダと、前記シリンダの端部に設けられたシリンダヘッドと、前記シリンダ内を揺動しながら往復動するピストンと、前記ピストンを駆動する駆動軸と、前記シリンダと前記ピストンとの隙間をシールするリップリングとを備え、前記リップリングの揺動方向の一端から他端までの長さおよび前記駆動軸方向の一端から他端までの長さよりも前記シリンダヘッド側から見て前記揺動方向と前記駆動軸方向との中間にある中間方向における一端から他端までの長さを短くしたことを特徴とする往復動圧縮機を提供する。
【発明の効果】
【０００８】
本発明によれば、リップリングの偏摩耗を軽減し、リップリングの交換寿命を向上させた往復動圧縮機を提供することができる。
【図面の簡単な説明】
【０００９】
【図１】本発明における往復動型空気圧縮機の構成の一例である。
【図２】図１における往復動型空気圧縮機の本体部分の側面方向断面図である。
【図３】本発明におけるピストンの構成の一例である。
【図４】シリンダヘッド組付け時における、シリンダの変形の様子の一例である。
【図５】本発明の実施例１における、リップリング形状である。
【図６】揺動時における、リップリングのシリンダへの押圧力である。
【図７】本発明の実施例２における、リップリング形状である。
【図８】本発明の実施例３における、リップリング形状である。
【図９】リップリング揺動時における、リップリングのシリンダへの接触の一例である。
【図１０】リップリング揺動時における、リップリングのシリンダへの接触の一例である。
【図１１】リップリング角R部の断面図である。
【図１２】本発明の実施例５における、リップリング形状である。
【発明を実施するための形態】
【実施例１】
【００１０】
以下、本発明の実施例１を図面に基づいて詳細に説明する。図１に本発明における往復動圧縮機の概略を、図２には図１における往復動圧縮機本体を側面から見た断面図を示す。なお、本実施例では空気を圧縮する空気圧縮機を例に挙げて説明するが、空気に限らず、窒素・酸素など特定の気体を圧縮するものであってもよいし、加圧した気体をさらに昇圧させるブースタ圧縮機であってもよい。図１に示すように、往復動圧縮機は空気タンク１と、空気タンク１の上に搭載された電動機２と圧縮機本体３から構成され、電動機２の動力は伝動ベルト４を解して圧縮機本体３に伝えられる。圧縮機本体３の内部構造は図２に示すように、クランク室２１と、クランク室２１から鉛直方向に突出するシリンダ２２

と、そのシリンダ２２内に設けられ、ピストンの往復動によって開閉する空気弁２３と、シリンダ２２のクランク室２１とは反対側の端部に設けられたシリンダヘッド２４と、クランク室２１の中央に回転可能に支持された駆動軸としてのクランク軸２６と、クランク軸２６によって駆動されるピストンを有している。クランク軸２６によって駆動されるピストンはシリンダ２２内をクランク室２１側からシリンダヘッド２４側までを揺動しつつ、往復動し、圧縮室２７の流体を圧縮する。ピストンは、クランク軸２６に取り付けられる連接棒２５、連接棒２５の端部に設けられたリテーナ３２によって構成される。リテーナ３２と連接棒２５の端部によって流体を圧縮するピストン部２５ａが構成されている電動機２から伝動ベルト４を介して伝えられた動力によりクランク軸２６が回転することで、シリンダ２２内に設置されたピストンのピストン部２５ａが揺動しながら鉛直方向に往復動し、その結果としてシリンダ２２外部から空気弁２３を通して空気を吸入し、圧縮して吐出す。

【００１１】

なお、本実施例では、駆動軸をクランク軸２６とし、クランク軸２６の連接棒２５との接続部分を偏心させることにより、駆動軸の回転運動を連接棒２５の揺動運動に変換している。これに限らず、駆動軸自体は偏心部をもたず、エキセントリック部材の中心から偏心した位置に駆動軸を接続することで駆動軸の回転運動を連接棒２５の偏心運動に変換してもよい。

【００１２】

なお、図１，２では説明簡略化のため、空気圧縮機形状はシリンダ２２・連接棒２５を一対しか持たない単気筒としているが、クランク軸２６に対して直列あるいは放射状に複数のシリンダ２２・連接棒２５を有する空気圧縮機もある。

【００１３】

図３にピストンのピストン部２５ａ断面図を示す。シリンダ２２とピストンのピストン部２５ａ間をシールする円環状のリップリング３１が連接棒２５とリテーナ３２に挟持されており、クランク軸２６の回転に伴いピストンのピストン部２５ａが往復動することで空気を圧縮する。圧縮室２７を最も拡大した下死点から、圧縮室２７を最も縮小した上死点へ移動する圧縮工程において、リップリング３１の側面３１ａがシリンダ内圧力によりシリンダ２２の内周面に押し付けられる押圧力によって、リップリング３１は径方向外側に拡径し、シリンダ２２と連接棒のピストン部２５ａ間をシールする。そのため、リップリング３１のシリンダ２２への押圧力が大きいほど、リップリング３１のシール性は向上する。一方で、リップリング３１の側面の摩耗量は押圧力と比例するため、リップリング３１の摩耗を防ぐためにはある程度のシール性を維持しつつも押圧力を軽減しなければならない。

【００１４】

また、シリンダヘッド２４は、締結ボルト４１を用いてシリンダ２２に締結されている。この時、締結ボルト４１によりシリンダ２２を締め付けることで、シリンダ２２の断面２２ａは、図４のシリンダ断面２２ｂように、４つの山と４つの谷が連続的につながる４次の変形をする。クランク軸方向と揺動方向の中間方向であるｘｙ４５度方向では、シリンダ２２の径が小さくなるように変形する事で、リップリング３１の締め代が増加し押圧力が増加する。

【００１５】

リップリング３１の押圧力を緩和する方法について説明する。上記に述べた圧縮工程では、リップリング側面３１ａには、連接棒２５の慣性による押圧力５１、リップリング３１のシリンダ２２との芯ずれによる押圧力５２、シリンダ２２内圧力とリップリング３１の締め代による押圧力５３が働く。

【００１６】

ここで、リップリング３１を円形にて形成した場合、芯ずれによる押圧力５２は揺動方向と直交する駆動軸方向で最も大きくなり、揺動による慣性力は揺動方向で最も大きくなる。そして、これらを合計した応力は駆動軸方向と揺動方向の中間方向で最も大きくなる

。
【００１７】
図５(ａ)に従来のリップリング３１の形状を示す。シリンダ２２とリップリング３１の上面図において、クランク軸方向をｘ方向とし、揺動方向をｙ方向とする。ｘ方向には、前述の押圧力のうち連接棒２５の慣性力による押圧力５１は働かない。しかし、ｘｙ４５度方向（ｘ方向とy方向の中間方向）では、揺動によるリップリング３１とシリンダ２２の隙間の増減が小さく、なおかつ連接棒２５の慣性力による押圧力５１も働くため、ｘｙ４５度方向（ｘ方向とy方向の中間方向）で前述の押圧力の影響を最も受け、合計押圧力５４が最大となり、リップリング３１はｘｙ４５度方向５５で偏摩耗を生じる。
【００１８】
ここで、リップリング３１に発生する応力軽減策としてリップリング３１底面の板厚を増加する方法がある。しかし、揺動によりリップリング３１が傾くことで、リップリング３１の径は増加しないが、リップリング３１をシリンダ２２の軸と垂直方向に投影した径が、揺動角とリップリング３１底面の厚さに比例して増減する。したがって、リップリング３１底面の厚さの増加に従いリップリング３１締め代は増加し、揺動方向の押圧力が増加する。つまり、単純にリップリング３１底面の厚さを増加しても、リップリング３１に発生する応力軽減対策にはならず、偏摩耗を軽減させることはできない。
【００１９】
そこで、図５(ｂ)に示す本実施例のリップリング形状では、リップリング３１のｘｙ４５度方向であるW部の外径（一端から他端までの長さ）Ｄ１を、ｘ方向及びy方向での外径（一端から他端までの長さ）Ｄ０よりも短くすることで、リップリング３１のｘｙ４５度方向における芯ずれと締め代による押圧力５２,５３を緩和した。
【００２０】
図６にFEM解析でのリップリング３１のシリンダ２２への押圧力５４を示す。図６(ａ)に示す従来のリップリング形状３１では締め代と芯ずれによる押圧力５２、５３により、リップリング３１はシリンダ２２に、特にｘｙ４５度方向で強く押し付けられる。一方、図６(ｂ)に示す本実施例のリップリング３１形状では、シリンダ２２とリップリング３１のｘｙ４５度方向での隙間を十分に確保し、リップリング３１の押圧力５４（芯ずれと締め代による押圧力５２,５３）を軽減したことにより、リップリング３１のｘｙ４５度方向の押圧力を低減することができる。
【００２１】
本実施例によれば、リップリング３１の揺動方向と駆動軸方向の中間方向にかかる押圧力を低減することで、偏摩耗を軽減し、リップリング３１の交換寿命を向上させることができる。
【実施例２】
【００２２】
本発明の実施例２にかかる往復動圧縮機を、図７を用いて説明する。実施例１と同一の構成には同一の符号を付し、その説明を省略する。
【００２３】
実施例１に示すリップリング３１の形状では、リップリング３１に働く押圧力を緩和し摩耗を抑制することが出来るが、一方では、リップリング３１の外径に設けられた凹部３１ｂにより、シリンダ２２とリップリング３１との間に隙間が生じ、リップリング３１のシール性が低下することで吐出し性能低下を生じる。
【００２４】
本実施例では、リップリング３１の側面３１ａを、クランク軸方向に長径を持つ楕円７１と、揺動方向に長径を持つ楕円７２を用いて形成することを特徴としている。リップリングの側面３１ａに働く押圧力のうち、連接棒２５の慣性力による押圧力はクランク軸方向から揺動方向にかけて角度θの絶対値に比例して増加し、シリンダ２２の芯ずれによる押圧力は、θの絶対値に比例して減少する。
【００２５】

そこで、２つの楕円を繋ぎ合わせた形状とすることで、リップリング３１にかかる押圧力を軽減しつつも、シリンダ２２とリップリング３１との間に生じる隙間を低減し、シール性低下による性能低下を緩和する事が可能である。

【００２６】

なお、クランク軸方向に長い楕円７１と、揺動方向に長い楕円７２の接合部は、滑らかに繋いでもよい。

【００２７】

また、図８に示すリップリング３１のように、シリンダヘッド２４締結時のシリンダ２２の変形に合わせて、リップリング３１の形状を、径方向外側に広がる円弧と径方向内側に広がる円弧とを組み合わせた形状とした。揺動方向とクランク軸方向において径方向外側に広がっており、中間方向では径方向内側に広がる形状となっている。これにより、シリンダヘッド２４締結時のｘｙ４５度方向での締め代増加に伴う押圧力を、さらに効果的に緩和することが出来る。

【００２８】

以上より、本実施例によれば、実施例１と比較してリップリング３１のシール性の低減を緩和しつつ、偏摩耗を軽減し、リップリング３１の交換寿命を向上させることができる。

【実施例３】

【００２９】

本発明の実施例３にかかる往復動圧縮機を、図９を用いて説明する。実施例１と同一の構成には同一の符号を付し、その説明を省略する。本実施例では、揺動に伴うリップリング３１の締め代変化による押圧力低減が可能な構造について説明する。

【００３０】

図９に示すリップリング３１の揺動時のリップリング外径のシリンダ軸と垂直方向への投影長さＤ２は底面厚さｔとリップリング外径Ｄ０と揺動角βを用いて式(１)で表される。

【００３１】

【数１】

$$D_2 = D_0 \cos\beta + t \sin\beta \qquad \cdots(1)$$

【００３２】

しかし、リップリング３１が径方向外側に拡開したときにリップリングの揺動方向の側面３１ｂの先端側がシリンダ２２に接触している状態では、リップリング底面を除いた側面が図１０に示すようにシリンダ２２に押し付けられ変形する。そのため、揺動時の外径の最大値Ｄ２ｍａｘは底面厚さｔとリップリング外径Ｄ０を用いて式(２)で決定され、式(３)により圧縮機運転中の締め代の最大増加量ΔＤが求められる。

【００３３】

【数２】

$$D_{2max} = D_0 \cos\left(\tan^{-1}\frac{t}{D_0}\right) + t\sin\left(\tan^{-1}\frac{t}{D_0}\right) \qquad \cdots(2)$$

【００３４】

【数３】

$$\Delta D = D_{2max} - D_0 \qquad \cdots(3)$$

【００３５】

締め代の増加に比例して、締め代による押圧力が増加する。揺動による締め代増加を低

減するためには、底面厚さの低減などが考えられるが、底面厚さを低減すると強度が低くなり、リップリング３１の交換寿命を向上させることができない。そこで、図９に示すリップリング外側角部の曲率半径Ｒを大きくする事で、ΔＤを小さくし、締め代増加による押圧力を緩和する。揺動方向の曲率半径をR1としたときのリップリング外径のシリンダ軸と垂直方向への投影長さ最大値Ｄ３maxは式（４）で表され、式（５）により曲率半径0の時である式(3)よりもΔD2だけ締め代が減少し、曲率半径Ｒが大きいほど押圧力を緩和することが出来ることがわかる。

【００３６】

【数４】

$$D_{3max} = (D_0 - R)\cos(\gamma) + (t - R)\sin(\gamma) + R \qquad \cdots(4)$$

【００３７】

【数５】

$$\Delta D_2 = D_{2max} - D_{3max} = R\{-1 + (\cos(\gamma) + \sin(\gamma))\} \qquad \cdots(5)$$

【００３８】

【数６】

$$\gamma = tan^{-1}\frac{t}{D_0} \qquad \cdots(6)$$

【００３９】

一方、揺動方向では、リップリング側面３１ｂに連接棒２５の慣性力による押圧力が働くため、リップリング外側角部（リップリング３１の側面３１と底面との間の屈曲部の外周面）の曲率半径Ｒを大きくすると、揺動方向リップリング側面３１ｂに働く面圧が上昇し、慣性力による摩耗が増加する。

【００４０】

以上のことを鑑みて、本実施例では、図１１に示すように揺動方向の曲率半径をＲ１、中間方向の曲率半径をＲ２としたときに、Ｒ２＞Ｒ１とすることで、締め代増加による押圧力を緩和することができる。

【実施例４】

【００４１】

本発明の実施例４にかかる往復動圧縮機を、図１２を用いて説明する。実施例１と同一の構成には同一の符号を付し、その説明を省略する。

【００４２】

実施例１、２、３で述べたリップリング３１には組付け方向がある。そのため、リップリング３１にピストン２５ａとリテーナ３２により挟み固定される挟持部に、小さな穴３１ｃもしくは切り欠き３１Ｄのような、点対称でない位置に凹形状を設けた。また、リテーナ３２には、リップリング３１に設けた凹形状に対応し、凹形状に嵌め合わせられる凸部を設けることで、リップリング３１の組付け時のずれの防止が可能となる。また、組付け後のリップリング３１の回り止め機能も果たす。

【００４３】

本実施例によれば、リップリング３１の組付け時のずれを防止することができ、芯ずれによる押圧力を低減し、リップリング３１の偏摩耗を軽減することができる。

【００４４】

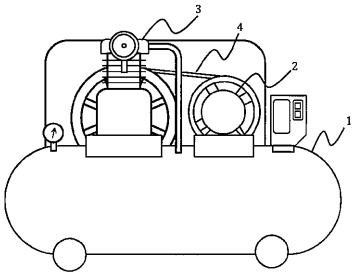
これまでに説明してきた実施例は、いずれも本発明を実施するに当たっての１例を示したものに過ぎず、実施例１－４を組み合わせることにより本発明を実施しても良い。

【符号の説明】

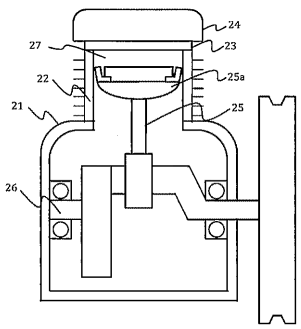
【００４５】

１　空気タンク
２　電動機
３　圧縮機本体
４　電動ベルト
２１　クランク室
２２　シリンダ
２２ａ　シリンダ段面
２２ｂ　シリンダヘッド締め付け後のシリンダ断面
２３　空気弁
２４　シリンダヘッド
２５　連接棒
２６　クランク軸
２７　圧縮室
３１　リップリング
３１ａ　リップリング側面
３１ｂ　リップリング側面（揺動方向）
３２　リテーナ
４１　締結ボルト
５１　揺動慣性力による押圧力
５２　シリンダ芯ずれによる押圧力
５３　シリンダ内圧力によるリップリング拡径と、締め代による押圧力
５４　合計押圧力
５５　偏摩耗箇所
７１　実施例２におけるリップリング理論曲線
７２　実施例２におけるリップリング理論曲線

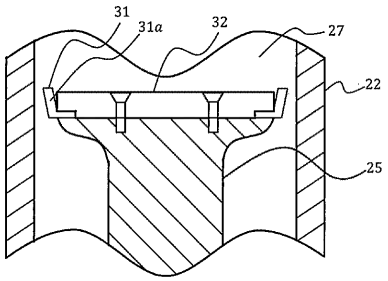
【図１】
【図1】



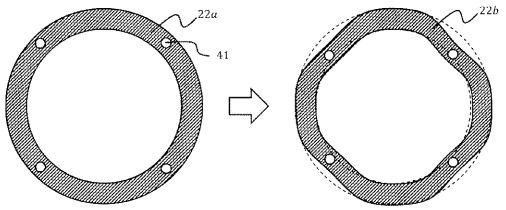
【図２】
【図2】



【図３】
【図3】

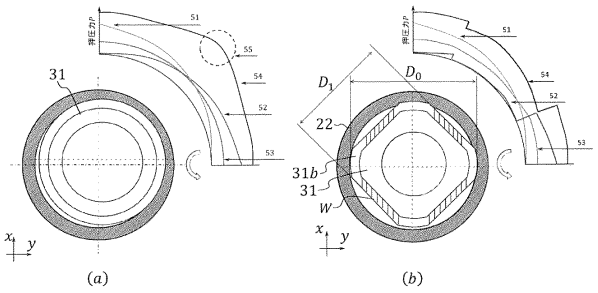


【図４】
【図4】



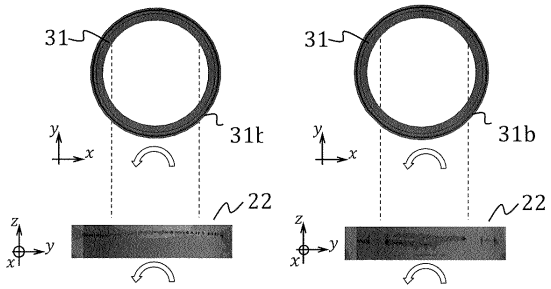
【図５】

【図５】



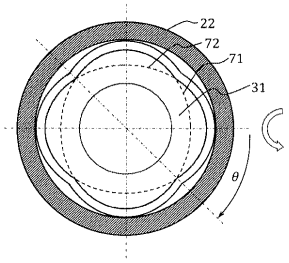
【図６】

【図６】



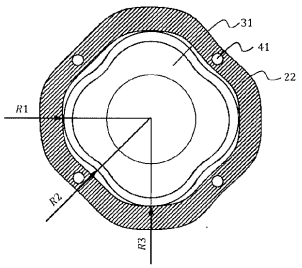
【図７】

【図７】



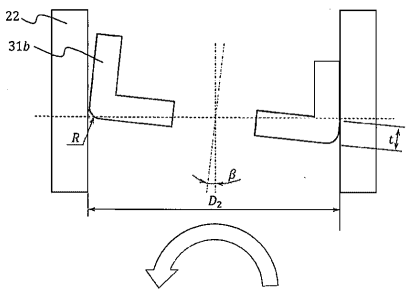
【図８】

【図８】



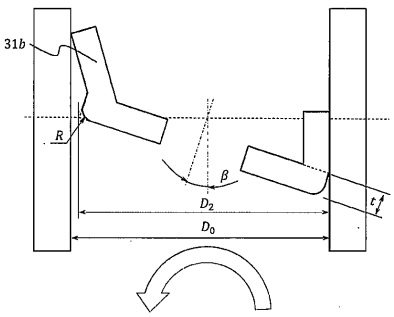
【図９】

【図９】



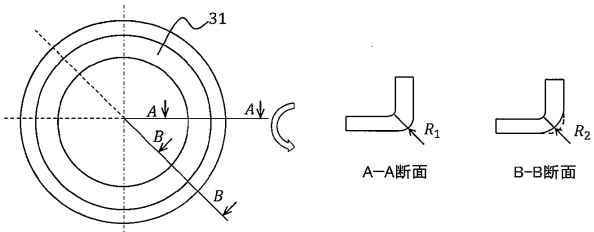
【図１０】

【図１０】



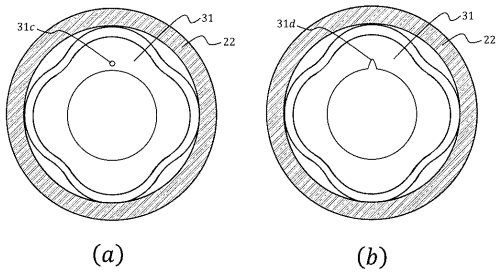
【図１１】

【図１１】



【図１２】

【図１２】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開平０８－０２８４６９（ＪＰ，Ａ）
特開２００６－２６６２５６（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
Ｆ０４Ｂ ３９／００
Ｆ１６Ｊ １５／３２０４