(19)日本国特許庁(JP)　(12)公開特許公報(A)　(11)特許出願公開番号
特開2009-197846
(P2009-197846A)
(43)公開日　平成21年9月3日(2009.9.3)

(51)Int.Cl.		F I		テーマコード（参考）
F16C 25/08	(2006.01)	F16C 25/08	Z	3J012
F16C 19/38	(2006.01)	F16C 19/38		3J101
B41F 13/20	(2006.01)	B41F 13/20		3J701

審査請求 未請求　請求項の数 12　ＯＬ　（全 13 頁）

(21)出願番号　特願2008-37954(P2008-37954)
(22)出願日　平成20年2月19日(2008.2.19)

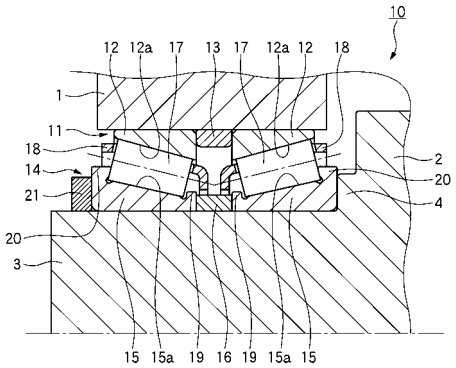
(71)出願人　000004204
日本精工株式会社
東京都品川区大崎１丁目６番３号
(74)代理人　100105647
弁理士　小栗　昌平
(74)代理人　100105474
弁理士　本多　弘徳
(74)代理人　100108589
弁理士　市川　利光
(72)発明者　福永　正史
神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目５番５０号
日本精工株式会社内

Ｆターム(参考)　3J012 AB04 BB01 BB03 CB01 DB20
EB14 FB11 FB12 GB10 HB01

最終頁に続く

(54)【発明の名称】印刷機用軸受

(57)【要約】
【課題】予圧の設定値を最適化することにより、軸受寿命を極端に低下させることなく、軸受剛性を向上させる印刷機用軸受を提供する。
【解決手段】印刷機用軸受１０は、内周面に複列の外輪軌道１２ａ，１２ａを有する外輪素子１２，１２と、外周面に複列の内輪軌道１５ａ，１５ａを有する内輪素子１５，１５と、両外輪軌道１２ａ，１２ａと両内輪軌道１５ａ，１５ａとの間に転動自在に設けられる複数の円錐ころ１７，１７と、を備える。複数の円錐ころ１７，１７には、円錐ころ１７，１７と外輪軌道１２ａ，１２ａ及び内輪軌道１５ａ，１５ａとの各接触部における外部荷重による弾性変形量を考慮して、予圧が付与される。
【選択図】図１



【特許請求の範囲】
【請求項１】
内周面に複列の外輪軌道を有する外輪部と、
外周面に複列の内輪軌道を有する内輪部と、
前記両外輪軌道と前記両内輪軌道との間に転動自在に設けられる複数の転動体と、を備える印刷機用軸受であって、
前記複数の転動体には、前記転動体と前記外輪軌道及び前記内輪軌道との各接触部における外部荷重による弾性変形量を考慮して、予圧が付与されることを特徴とする印刷機用軸受。
【請求項２】
前記外部荷重が印圧であることを特徴とする請求項１に記載の印刷機用軸受。
【請求項３】
前記予圧は、負荷率を１．０近傍に設定することで与えられることを特徴とする請求項１又は２に記載の印刷機用軸受。
【請求項４】
前記内輪部は、それぞれの外周面に互いの外径が軸方向中央部に向かう程小さくなるテーパ状の内輪軌道を有する一対の内輪素子と、該一対の内輪素子間に配置される内輪間座と、を備え、
前記複数の転動体は、前記複列の内輪軌道と、互いの内径が軸方向中央部に向かう程小さくなるテーパ状に形成された前記複列の外輪軌道との間に転動自在に設けられる複数の円錐ころであり、
前記内輪部は、前記一対の内輪素子が外嵌される軸部の軸方向一端側に設けられた段差部と前記軸部の他端側に螺着されるナット部材によって、前記一対の内輪素子と前記内輪間座を密着するまで締め切ることで、軸方向に位置決めされており、
前記予圧は、前記ナット部材を締め切る前の軸受内部のアキシアルすきまの管理によって設定されることを特徴とする請求項１～３のいずれかに記載の印刷機用軸受。
【請求項５】
前記内輪部は、それぞれの外周面に互いの外径が軸方向中央部に向かう程小さくなるテーパ状の内輪軌道を有する一対の内輪素子を備え、
前記複数の転動体は、前記複列の内輪軌道と、互いの内径が軸方向中央部に向かう程小さくなるテーパ状に形成された前記複列の外輪軌道との間に転動自在に設けられる複数の円錐ころであり、
前記内輪部は、前記一対の内輪素子が外嵌される軸部の軸方向一端側に設けられた段差部と前記軸部の他端側に螺着されるナット部材によって、軸方向に位置決めされており、
前記予圧は、前記ナット部材の押込み量の管理、前記一対の内輪素子の内周面と前記軸部の外周面間をテーパ嵌合とする場合の、前記内輪軌道面の膨張を利用する前記内輪素子の押し込み量の管理、及び、軸受トルクの管理のいずれかによって設定されることを特徴とする請求項１～３のいずれかに記載の印刷機用軸受。
【請求項６】
前記内輪部は、それぞれの外周面が略一様外径である内輪軌道を有する一対の内輪素子と、該一対の内輪素子間に配置される内輪間座と、を備え、
前記複数の転動体は、前記複列の内輪軌道と、それぞれ略一様内径である前記複列の外輪軌道との間に転動自在に配置される複数の円筒ころであり、
前記内輪部は、前記一対の内輪素子が外嵌される軸部の軸方向一端側に設けられた段差部と前記軸部の他端側に螺着されるナット部材によって、前記一対の内輪素子と前記内輪間座を密着するまで締め切ることで、軸方向に位置決めされており、
前記予圧は、前記一対の内輪素子の内周面と前記軸部の外周面間をテーパ嵌合とする場合の、前記ナット部材の締め切りによる軸受内部のアキシアルすきまの管理、及び、前記ナット部材の締め切りによる（外輪軌道径－内輪軌道径）／２＜ころ径とする管理のいずれかによって設定されることを特徴とする請求項１～３のいずれかに記載の印刷機用軸受

。
【請求項７】
前記内輪部は、それぞれの外周面が略一様外径である内輪軌道を有する一対の内輪素子を備え、
前記複数の転動体は、前記複列の内輪軌道と、それぞれ略一様内径である前記複列の外輪軌道との間に転動自在に配置される複数の円筒ころであり、
前記内輪部は、前記一対の内輪素子が外嵌される軸部の軸方向一端側に設けられた段差部と前記軸部の他端側に螺着されるナット部材によって、軸方向に位置決めされており、
前記予圧は、前記ナット部材の押込み量の管理、前記一対の内輪素子の内周面と前記軸部の外周面間をテーパ嵌合とする場合の、前記内輪軌道面の膨張を利用する前記内輪素子の押し込み量の管理、及び、軸受トルクの管理のいずれかによって設定されることを特徴とする請求項１～３のいずれかに記載の印刷機用軸受。
【請求項８】
印刷機械胴サポート用軸受として使用されることを特徴とする請求項１～７のいずれかに記載の印刷機用軸受。
【請求項９】
内周面に互いの内径が軸方向中央部に向かう程小さくなる複列のテーパ状の外輪軌道を有する外輪部と、
外周面に互いの外径が軸方向中央部に向かう程小さくなる複列のテーパ状の内輪軌道を有する内輪部と、
前記両外輪軌道と前記両内輪軌道との間に転動自在に設けられる複数の円錐ころと、を備える円錐ころ軸受であって、
前記内輪部は、それぞれの外周面に、前記内輪軌道、前記両内輪軌道の軸方向外側にそれぞれ設けられた大径側鍔部、及び、前記内輪軌道と前記大径側鍔部の軸方向内端面との交点位置に設けられた研削逃げ部、を有する一対の内輪素子を備え、
前記円錐ころと前記軸方向内端面との接触により形成される接触楕円は、前記研削逃げ部及び前記軸方向内端面の外径部から離れ、且つ、前記軸方向内端面の径方向中央位置を含むように位置することを特徴とする円錐ころ軸受。
【請求項１０】
前記接触楕円の中心は、前記軸方向内端面の径方向中央位置よりも前記研削逃げ部寄りに位置することを特徴とする請求項９に記載の円錐ころ軸受。
【請求項１１】
印刷機用軸受として使用されることを特徴とする請求項９又は１０に記載の円錐ころ軸受。
【請求項１２】
印刷機械胴サポート用軸受として使用されることを特徴とする請求項９～１１のいずれかに記載の円錐ころ軸受。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、印刷機用軸受に関し、特に、印刷機の回転部材をフレーム等の固定部分に回転自在に支持する回転支持部に適用され、軸受剛性、回転精度、振動・音響を向上させるために予圧で使用される印刷機用軸受に関する。
【背景技術】
【０００２】
オフセット印刷機では、枚葉機の場合、版胴、ゴム胴、圧胴が並設されており、印刷時には、ゴム胴は版胴と圧胴の外周面と接触し、版胴から転写された印刷イメージを、圧胴との間を通過する印刷用紙に転写して印刷している。また、印刷トラブル等により紙が詰まった場合には、これら３つの胴を各々離間して配置しなければならず、ゴム胴の軸心を版胴と圧胴の各軸心から離して、ゴム胴のインクが印刷用紙に転写されないようにし、詰

まった紙の排出が行なわれる。
【０００３】
このような版胴、ゴム胴、圧胴等においては、印刷時のインクのズレやムラを極力少なくするために、胴の高剛性化が求められる。この為、これらの胴を回転自在に支持する印刷機胴サポート用軸受にも高い剛性が要求され、一般に、複列円錐ころ軸受や複列円筒ころ軸受等が予圧を付与した状態で使用されている。特許文献１では、軸受取付け時における予圧付与方法やその構造を開示する複列円錐ころ軸受ユニットについて記載されており、また、特許文献２では、円錐ころ軸受の予圧の設定方法について記載されている。
【特許文献１】特開２００６－２５８１１５号公報
【特許文献２】特開２００２－５４６３０号公報
【発明の開示】
【発明が解決しようとする課題】
【０００４】
ところで、軸受が外部荷重（特にラジアル荷重）を負荷すると、外部荷重を負荷する側（負荷圏側）では、転動体と外内輪とが接触して弾性変形が生じる。一方、非負荷圏では負荷圏側での弾性変形による内外輪の接近により、転動体と外内輪との間にすきまが生じる。このようなすきまが発生すると、軸受剛性が低下し、且つ転動体の挙動が不安定となるため、回転精度、振動・音響の悪化などが問題となり、また、シリンダの変位を抑えられず、印刷の品質が悪化する印刷障害が発生する。
【０００５】
一方、予圧を極端に大きく設定した場合には、円周上全ての転動体と外内輪の接触状態を保持することが可能ではあるが、この場合には予圧が必要以上に過大となるために軸受寿命が著しく低下するという問題がある。
従って、予圧は軸受の寿命・剛性に大きな影響を及ぼし、予圧の適切な設定が重要となるが、上述した特許文献１及び２には、具体的な予圧の設定値については記載されていない。
【０００６】
本発明は、上述の様な事情に鑑みてなされたものであり、その目的は、予圧の設定値を最適化することにより、軸受寿命を極端に低下させることなく、軸受剛性を向上させる印刷機用軸受を提供することにある。
【課題を解決するための手段】
【０００７】
本発明の上記目的は、以下の構成によって達成される。
（１）内周面に複列の外輪軌道を有する外輪部と、
外周面に複列の内輪軌道を有する内輪部と、
前記両外輪軌道と前記両内輪軌道との間に転動自在に設けられる複数の転動体と、を備える印刷機用軸受であって、
前記複数の転動体には、前記転動体と前記外輪軌道及び前記内輪軌道との各接触部における外部荷重による弾性変形量を考慮して、予圧が付与されることを特徴とする印刷機用軸受。
（２）前記外部荷重が印圧であることを特徴とする（１）に記載の印刷機用軸受。
（３）前記予圧は、負荷率を１．０近傍に設定することで与えられることを特徴とする（１）又は（２）に記載の印刷機用軸受。
（４）前記内輪部は、それぞれの外周面に互いの外径が軸方向中央部に向かう程小さくなるテーパ状の内輪軌道を有する一対の内輪素子と、該一対の内輪素子間に配置される内輪間座と、を備え、
前記複数の転動体は、前記複列の内輪軌道と、互いの内径が軸方向中央部に向かう程小さくなるテーパ状に形成された前記複列の外輪軌道との間に転動自在に設けられる複数の円錐ころであり、
前記内輪部は、前記一対の内輪素子が外嵌される軸部の軸方向一端側に設けられた段差

部と前記軸部の他端側に螺着されるナット部材によって、前記一対の内輪素子と前記内輪間座を密着するまで締め切ることで、軸方向に位置決めされており、
前記予圧は、前記ナット部材を締め切る前の軸受内部のアキシアルすきまの管理によって設定されることを特徴とする（１）～（３）のいずれかに記載の印刷機用軸受。
（５）前記内輪部は、それぞれの外周面に互いの外径が軸方向中央部に向かう程小さくなるテーパ状の内輪軌道を有する一対の内輪素子を備え、
前記複数の転動体は、前記複列の内輪軌道と、互いの内径が軸方向中央部に向かう程小さくなるテーパ状に形成された前記複列の外輪軌道との間に転動自在に設けられる複数の円錐ころであり、
前記内輪部は、前記一対の内輪素子が外嵌される軸部の軸方向一端側に設けられた段差部と前記軸部の他端側に螺着されるナット部材によって、軸方向に位置決めされており、
前記予圧は、前記ナット部材の押込み量の管理、前記一対の内輪素子の内周面と前記軸部の外周面間をテーパ嵌合とする場合の、前記内輪軌道面の膨張を利用する前記内輪素子の押し込み量の管理、及び、軸受トルクの管理のいずれかによって設定されることを特徴とする（１）～（３）のいずれかに記載の印刷機用軸受。
（６）前記内輪部は、それぞれの外周面が略一様外径である内輪軌道を有する一対の内輪素子と、該一対の内輪素子間に配置される内輪間座と、を備え、
前記複数の転動体は、前記複列の内輪軌道と、それぞれ略一様内径である前記複列の外輪軌道との間に転動自在に配置される複数の円筒ころであり、
前記内輪部は、前記一対の内輪素子が外嵌される軸部の軸方向一端側に設けられた段差部と前記軸部の他端側に螺着されるナット部材によって、前記一対の内輪素子と前記内輪間座を密着するまで締め切ることで、軸方向に位置決めされており、
前記予圧は、前記一対の内輪素子の内周面と前記軸部の外周面間をテーパ嵌合とする場合の、前記ナット部材の締め切りによる軸受内部のアキシアルすきまの管理、及び、前記ナット部材の締め切りによる（外輪軌道径－内輪軌道径）／２＜ころ径とする管理のいずれかによって設定されることを特徴とする（１）～（３）のいずれかに記載の印刷機用軸受。
（７）前記内輪部は、それぞれの外周面が略一様外径である内輪軌道を有する一対の内輪素子を備え、
前記複数の転動体は、前記複列の内輪軌道と、それぞれ略一様内径である前記複列の外輪軌道との間に転動自在に配置される複数の円筒ころであり、
前記内輪部は、前記一対の内輪素子が外嵌される軸部の軸方向一端側に設けられた段差部と前記軸部の他端側に螺着されるナット部材によって、軸方向に位置決めされており、
前記予圧は、前記ナット部材の押込み量の管理、前記一対の内輪素子の内周面と前記軸部の外周面間をテーパ嵌合とする場合の、前記内輪軌道面の膨張を利用する前記内輪素子の押し込み量の管理、及び、軸受トルクの管理のいずれかによって設定されることを特徴とする（１）～（３）のいずれかに記載の印刷機用軸受。
（８）印刷機械胴サポート用軸受として使用されることを特徴とする（１）～（７）のいずれかに記載の印刷機用軸受。
（９）内周面に互いの内径が軸方向中央部に向かう程小さくなる複列のテーパ状の外輪軌道を有する外輪部と、
外周面に互いの外径が軸方向中央部に向かう程小さくなる複列のテーパ状の内輪軌道を有する内輪部と、
前記両外輪軌道と前記両内輪軌道との間に転動自在に設けられる複数の円錐ころと、を備える円錐ころ軸受であって、
前記内輪部は、それぞれの外周面に、前記内輪軌道、前記両内輪軌道の軸方向外側にそれぞれ設けられた大径側鍔部、及び、前記内輪軌道と前記大径側鍔部の軸方向内端面との交点位置に設けられた研削逃げ部、を有する一対の内輪素子を備え、
前記円錐ころと前記軸方向内端面との接触により形成される接触楕円は、前記研削逃げ部及び前記軸方向内端面の外径部から離れ、且つ、前記軸方向内端面の径方向中央位置を

含むように位置することを特徴とする円錐ころ軸受。
（１０）前記接触楕円の中心は、前記軸方向内端面の径方向中央位置よりも前記研削逃げ部寄りに位置することを特徴とする（９）に記載の円錐ころ軸受。
（１１）印刷機用軸受として使用されることを特徴とする（９）又は（１０）に記載の円錐ころ軸受。
（１２）印刷機械胴サポート用軸受として使用されることを特徴とする（９）～（１１）のいずれかに記載の円錐ころ軸受。
【発明の効果】
【０００８】
本発明の印刷機用軸受によれば、複数の転動体には、転動体と外輪軌道及び内輪軌道との各接触部における外部荷重による弾性変形量を考慮して、予圧が付与されるので、予圧の設定値が最適化され、軸受寿命を極端に低下させることなく、軸受剛性を向上させることができる。これにより、当該軸受により支持されたシリンダは、がたつく事がなく、印刷障害（インクのズレやムラ）の発生頻度を極端に低下することができる。
【発明を実施するための最良の形態】
【０００９】
以下、本発明の各実施形態に係る印刷機用軸受について図面を参照して詳細に説明する。
【００１０】
（第１実施形態）
図１は、本発明の第１実施形態に係る印刷機用軸受を示す。本実施形態の複列円錐ころ軸受１０は、従来のものと同様、ゴム胴のような印刷機のシリンダの軸部を、円筒状の内周面を有するフレームの内径側で回転自在に支持しており、大きなラジアル荷重及びスラスト荷重が加わる（ラジアル方向及びスラスト方向の剛性を十分に高くする必要がある）回転支持部を構成する、印刷機用胴サポート軸受である。
【００１１】
複列円錐ころ軸受１０は、内周面に複列の外輪軌道１２ａ，１２ａを有する外輪部１１と、外周面に複列の内輪軌道１５ａ，１５ａを有する内輪部１４と、両外輪軌道１２ａ，１２ａと両内輪軌道１５ａ，１５ａとの間に転動自在に設けられる複数の転動体である円錐ころ１７、１７と、各円錐ころ１７、１７を転動自在に保持する保持器１８、１８と、を備える。
【００１２】
外輪部１１は、フレームに設けた軸受ハウジング１に内嵌される一対の外輪素子１２、１２及び外輪間座１３によって構成されており、外輪間座１３は、一対の外輪素子１２、１２間に配置されている。一対の外輪素子１２、１２の内周面には、テーパ状の外輪軌道１２ａ，１２ａがそれぞれ形成されており、互いの内径が軸方向中央部に向かう程小さくなるように配置されている。
【００１３】
また、内輪部１４は、シリンダ２と同心に突設された軸部３に外嵌される一対の内輪素子１５，１５及び内輪間座１６によって構成されており、内輪間座１６は、一対の内輪素子１５，１５間に配置されている。一対の内輪素子１５、１５の外周面には、テーパ状の内輪軌道１５ａ，１５ａがそれぞれ形成され、小径側端部外周面には小径側鍔部１９、１９が、大径側端部外周面には大径側鍔部２０、２０が、それぞれ内輪軌道１５ａ，１５ａを軸方向両側から挟む状態で形成されている。また、一対の内輪素子１５、１５は、内輪軌道１５ａ，１５ａの互いの外径が軸方向中央部に向かう程小さくなるように小径側鍔部同士を対向させた状態で配置されている。このように、複列円錐ころ軸受ユニット１０は、背面組合せで構成されるため、軸受剛性の向上を図ることができる。
【００１４】
軸部３に外嵌される一対の内輪素子１５，１５及び内輪間座１６は、シリンダ２の端面（軸部３の軸方向一端側）に設けられた段差部４と、軸部３の先端部（他端側）の雄ねじ

部に螺着したナット部材２１との間で挟持され、ナット部材２１を所定のトルクで回転させて、一対の内輪素子１５，１５と内輪間座１６を密着するまで締め切ることで軸方向に位置決めされると共に、一対の内輪素子１５，１５に軸方向両側から互いに近付く方向に押圧力を作用させることで、各円錐ころ１７，１７に所望の予圧（用途に応じた適切な予圧）を付与している。

【００１５】

この場合、予圧は、ナット部材２１を締め切る前の軸受内部のアキシアルすきまの管理によって設定することができる。なお、本実施形態では、一対の内輪素子１５，１５間に内輪間座１６が配置されているが、内輪間座１６を有しない場合には、予圧は、ナット部材２１の押込み量の管理、一対の内輪素子１５，１５の内周面と軸部３の外周面間をテーパ嵌合とする場合（図２参照。）の、内輪軌道面１５ａ，１５ａの膨張を利用する内輪素子１５，１５の押し込み量の管理、及び、軸受トルクの管理のいずれかによって設定される。

【００１６】

ここで、本実施形態の複列円錐ころ軸受１０では、円錐ころ１７，１７と外輪軌道１２ａ、１２ａ及び内輪軌道１５ａ，１５ａとの各接触部における印圧（外部荷重）による弾性変形量を考慮して、予圧が付与される。なお、印圧とは、各シリンダ２同士が押付け合う圧力であり、印圧以外にもシリンダ２の自重やギア荷重等の外部荷重も発生する。具体的に、本実施形態では、印刷の品質及び軸受の耐久性を確保するため、円周上全ての円錐ころ１７，１７が印圧負荷時に外輪軌道１２ａ、１２ａ及び内輪軌道１５ａ，１５ａと接触するように、運転時の負荷率εを１．０近傍に設定している。なお、負荷率とは、負荷圏の広さを表す数値で、１．０を越える値は全ての円錐ころ１７，１７に荷重が負荷されていて、複列円錐ころ軸受１０にラジアル方向の遊びがない状態を意味する。即ち、複列円錐ころ軸受１０がその半周に亙って負荷を受けている場合にはε＝０．５、丁度全周に亙って負荷を受けているが、最大負荷位置と反対位置の負荷が丁度０となっている場合にはε＝１、全周に亙って均一な負荷を受けている場合にはε＝∞である。

【００１７】

本実施形態では、円錐ころ軸受にラジアル荷重が負荷する場合の、負荷率に対する軸受計算寿命及びラジアル変位比率について、以下の算出式を用いて計算した。まず、以下の算出式（１）～（３）より、図３に示すような負荷率が得られる。

【００１８】

【数１】

$$f(\varepsilon)=\Delta r * Lwe^{0.8} * (\cos\alpha)^{1.9} / 0.000077 / (Fr/i/Z)^{0.9} \quad \cdots(1)$$

【００１９】

【数２】

$$\varepsilon = 1/\left[f(\varepsilon) * Jr^{0.9} + 2\right] \quad \cdots(2)$$

【００２０】

【数３】

$$Jr = \frac{1}{2\pi}\int_{-\varphi 0}^{\varphi 0}\left\{1-\frac{1}{2\varepsilon}(1-COS\ \varphi)\right\}^{1.1} COS\ \varphi d\varphi$$

$$\begin{cases} \cos\ \varphi_0 = 1-2\varepsilon & (\varepsilon \le 1) \\ \varphi_0 = \pi & (\varepsilon > 1) \end{cases} \quad \cdots(3)$$

【００２１】
また、軸受計算寿命比率Ｌ／Ｌ$_{10}$は、以下の算出式（４）から図４に示すようなグラフが与えられ、図３及び図４から図５に示すような負荷率に対する軸受計算寿命比率のグラフが与えられる。
【００２２】
【数４】

$$L/L_{10}=\left[Jr(\varepsilon=0.5)*J_1/J_1(\varepsilon=0.5)/Jr\right]^{-10/3} \quad \cdots(4)$$

【００２３】
また、負荷率に対する軸ラジアル変位比率は、以下の算出式（５）、（６）によって与えられ、図５に示すグラフとなる。なお、図５の各比率は負荷率＝０．５（軸受すきま＝０；即ち、円周上にて半分の転動体が荷重負荷）の時の値を１とした。
【００２４】
【数５】

$$Q\max = Fr/(i*Jr*Z*\cos\alpha) \quad \cdots(5)$$

【００２５】
【数６】

$$\delta r' = 0.000077*Q\max^{0.9}/\cos\alpha/Lwe^{0.8}$$
$$\delta r = \delta r'(\Delta r \geqq 0)$$
$$\delta r = \delta r' - |\Delta r|/2(\Delta r < 0) \quad \cdots(6)$$

【００２６】
なお、上述した算出式において、
Δｒ：ラジアルすきま
Ｌｗｅ：ころ有効長さ
α：接触角
Ｆｒ：ラジアル荷重（Ｎ）
ｉ：軸受列数
Ｚ：ころ数
Ｊｒ：ラジアル積分
Ｊ$_1$：平均転動体荷重についての積分
ε：負荷率
ψ$_0$：ラジアル荷重による負荷圏の角度／２、（図４参照）
ψ：負荷圏内の任意の角度（ラジアル荷重方向：０度）、（図４参照）
Ｑｍａｘ：転動体荷重
δｒ：ラジアル荷重負荷によるラジアル変位量（任意の軸受すきま時）
δｒ$_0$：ラジアル荷重負荷によるラジアル変位量（軸受すきま＝０時）
Ｌ：軸受計算寿命（任意の軸受すきま時）
Ｌ$_{10}$：定格疲れ寿命（軸受すきま＝０時）
である。
【００２７】
図５より、ラジアル荷重負荷時に円周上全ての転動体が内外輪と接触し、自転しながら公転するような予圧荷重を満足するための負荷率：εは、以下となる。
１．０≦ε
また、図１に示しているとおり、εを１．０より極端に大きな値（予圧過大な状態）にすると寿命が著しく低下するため、相反する２つの要素である剛性と寿命を考慮した場合

には、εを１．０近傍に設定される。従って、角荷率εを１．０近傍に設定することで、複列円錐ころ軸受１０により支持されたシリンダは、がたつく事がなく、印刷障害（インクのズレやムラ）の発生頻度を極端に低下することができ、また、十分な軸受寿命を確保することができる。

【００２８】

尚、本文での軸受すきま（ラジアルすきま及びアキシアルすきま）は、外内輪の変形を考慮していないため、予圧（マイナス）すきまの値は転動体と外内輪との接触部における弾性変形量として考えている。

【００２９】

また、本実施形態では、複列円錐ころ軸受を用いて予圧の付与について説明したが、複列円筒ころ軸受が使用される場合にも同様に適用可能であり、また、玉軸受が使用される場合においても算出式は異なるが、同様の考え方が適用できる。

【００３０】

例えば、複列円筒ころ軸受３０は、図７（ａ）に示すように、内周面にそれぞれ略一様内径である複列の外輪軌道３２ａ，３２ａを有する外輪部３１である単一の外輪素子３２と、外周面にそれぞれ略一様外径である複列の内輪軌道３５ａ，３５ａを有する一対の内輪素子３５，３５を備えた内輪部３４と、両外輪軌道３２ａ，３２ａと両内輪軌道３５ａ，３５ａとの間に転動自在に設けられる複数の転動体である円筒ころ３７、３７と、各円筒ころ３７、３７を転動自在に保持する保持器３８、３８と、を備える。

【００３１】

外輪素子３２は、フレームに設けた軸受ハウジング１に内嵌固定されており、また、一対の内輪素子３５，３５は、シリンダ２と同心に突設された軸部３に外嵌され、シリンダ２の端面（軸部の軸方向一端側）に設けられた段差部４と、軸部３の先端部（他端側）の雄ねじ部に螺着したナット部材２１との間で挟持され、ナット部材２１を所定のトルクで回転させて、軸方向に位置決めされると共に、一対の内輪素子３５，３５に軸方向両側から互いに近付く方向に押圧力を作用させることで、各円筒ころ３７，３７に所望の予圧（用途に応じた適切な予圧）を付与している。このような複列円筒ころ軸受３０においても、上述した算出式を適用することができ、負荷率εが１．０近傍に設定される予圧が付与される。

【００３２】

なお、複列円筒ころ軸受３０の場合も、予圧は、ナット部材２１の押込み量の管理、一対の内輪素子３５，３５の内周面と軸部３の外周面間をテーパ嵌合とする場合（図７（ｂ）参照。）の、内輪軌道３５ａ，３５ａの膨張を利用する内輪素子３５，３５の押し込み量の管理、及び、軸受トルクの管理のいずれかによって設定される。

また、図示しないが、一対の内輪素子３５，３５間に内輪間座が配置される場合には、一対の内輪素子３５，３５の内周面と軸部３の外周面間をテーパ嵌合とする場合の、ナット部材２１の締め切りによる軸受内部のアキシアルすきまの管理、及び、ナット部材２１の締め切りによる（外輪軌道径－内輪軌道径）／２＜ころ径とする管理のいずれかで、一対の内輪素子３５，３５と内輪間座を密着するまでナット部材２１を締め切ることで、予圧が付与される。

【００３３】

（第２実施形態）

図８は、第２実施形態の複列円錐ころ軸受１０ａを示す。この複列円錐ころ軸受１０ａは、円錐ころ１７と内輪素子１５の軸方向内端面２０ａとの接触により形成される接触楕円Ｃの位置を規定したものである。なお、複列円錐ころ軸受１０ａの構成は、第１実施形態のものと同様であるため、重複部分については説明を省略或いは簡略化する。

【００３４】

本実施形態の一対の内輪素子１５，１５（図は、一方のみ示す）は、外周面に内輪軌道１５ａ，１５ａ、両内輪軌道１５ａ，１５ａの軸方向内側にそれぞれ設けられた小径側鍔部１９，１９、両内輪軌道１５ａ，１５ａの軸方向外側にそれぞれ設けられた大径側鍔部

２０，２０を有する。内輪軌道１５ａ，１５ａと小径側鍔部１９，１９の軸方向内端面との交点位置、及び、内輪軌道１５ａ，１５ａと大径側鍔部２０，２０の軸方向内端面との交点位置には、研削逃げ部２２，２２，２３，２３が形成されている。

【００３５】

ここで、円錐ころ１７と大径側鍔部２０の軸方向内端面２０ａとの接触により形成される接触楕円Ｃが、研削逃げ部２３や軸方向内端面２０ａの外径部２０ｂと接する場合には、いずれかの接触位置において応力集中が発生し、高トルクとなってしまう。このため、接触楕円Ｃは、研削逃げ部２３及び軸方向内端面２０ａの外径部２０ｂから離れ、且つ、軸方向内端面２０ａの径方向中央位置２０ｃを含むように位置することで、トルクを低減且つ安定させることができる。なお、好ましくは、接触楕円Ｃの中心Ｃａは、軸方向内端面２０ａの径方向中央位置２０ｃよりも研削逃げ部寄りに位置するほうが、より低トルク化を実現することができる。なお、接触楕円Ｃは、円錐ころ１７の大径側端面１７ａ及び内輪素子１５の軸方向内端面２０ａの形状等によって設定される。

【００３６】

なお、本発明の複列円錐ころ軸受は、本実施形態のものに限定されるものでなく、適宜、変形、改良等が可能である。

【図面の簡単な説明】

【００３７】

【図１】本発明の第１実施形態に係る複列円錐ころ軸受の断面図である。

【図２】第１実施形態の変形例に係る複列円錐ころ軸受の断面図である。

【図３】算出式より求めた負荷率を示すグラフである。

【図４】算出式より求めた軸受計算寿命比率を示すグラフである。

【図５】負荷率に対する軸受計算寿命比率及びラジアル変位比率を示すグラフである。

【図６】ラジアル荷重負荷によるラジアル変位量を示す図である。

【図７】（ａ）本発明の変形例に係る複列円筒ころ軸受の断面図であり、（ｂ）は、他の変形例に係る複列円筒ころ軸受の断面図である。

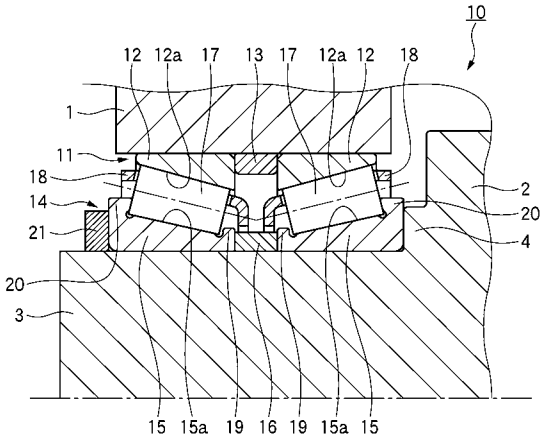
【図８】（ａ）は、本発明の第２実施形態に係る複列円錐ころ軸受の断面図であり、（ｂ）は、（ａ）のVII部拡大図である。

【符号の説明】

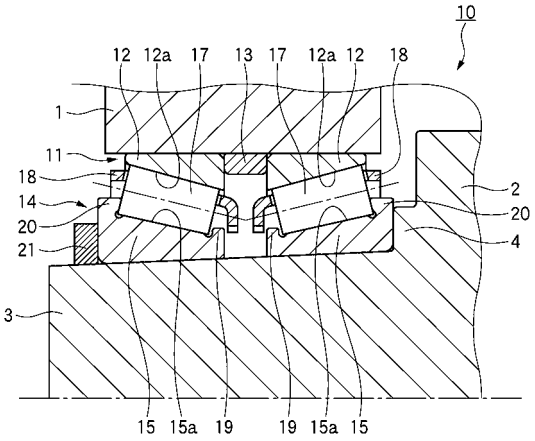
【００３８】

１０、１０ａ　複列円錐ころ軸受（印刷機用軸受）
１１，３１　外輪部
１２，３２　外輪素子
１２ａ，３２ａ　外輪軌道
１４，３４　内輪部
１５，３５　内輪素子
１５ａ，３５ａ　内輪軌道
１７　円錐ころ（転動体）
２１　ナット部材
３０　複列円筒ころ軸受（印刷機用軸受）
３７　円筒ころ（転動体）

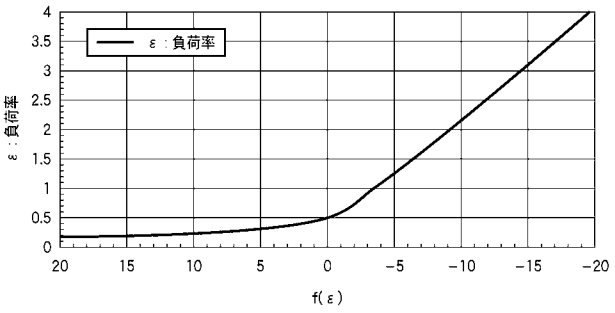
【図１】


10
12 12a 17 13 17 12a 12 18
1
11
18
14
21
20
3
2
20
4
15 15a 19 16 19 15a 15

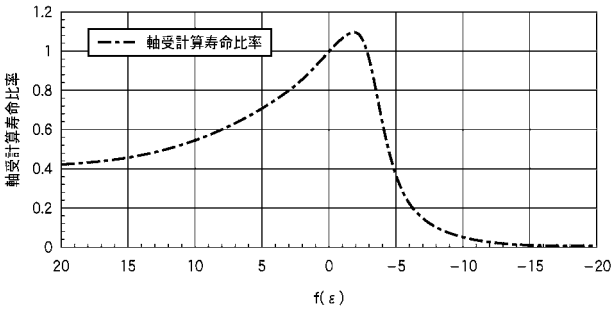
【図２】


10
12 12a 17 13 17 12a 12 18
1
11
18
14
20
21
3
2
20
4
15 15a 19 19 15a 15

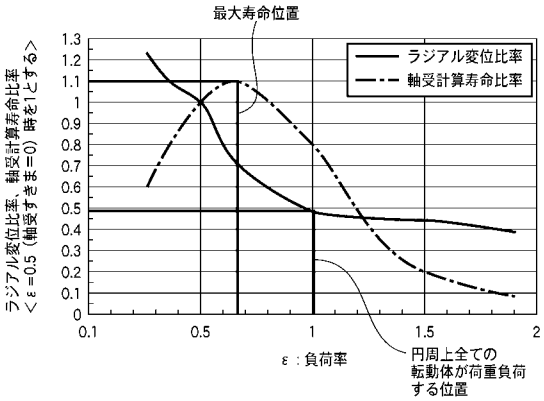
【図３】


ε：負荷率
ε：負荷率
f(ε)

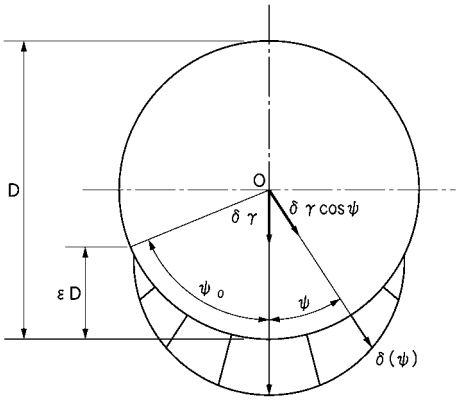
【図４】


軸受計算寿命比率
軸受計算寿命比率
f(ε)

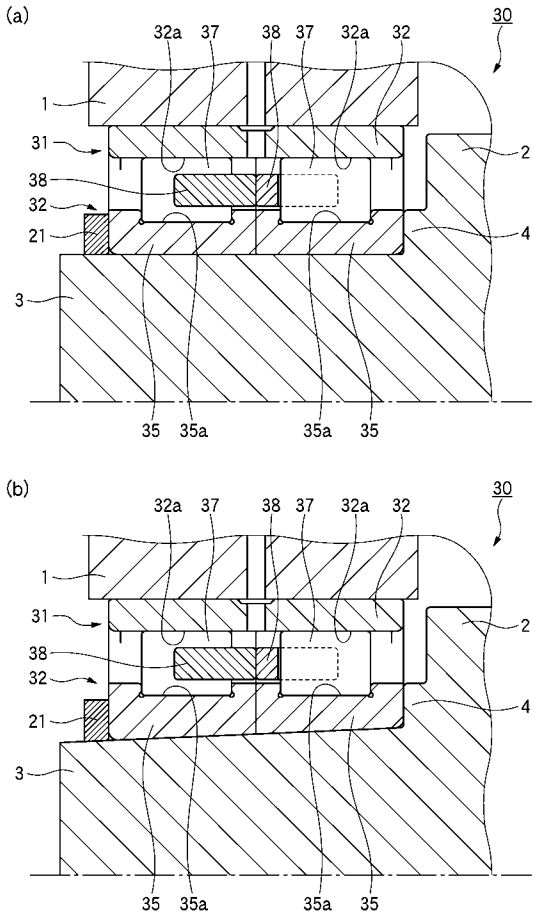
【図５】


最大寿命位置
ラジアル変位比率
軸受計算寿命比率
ラジアル変位比率、軸受計算寿命比率
<ε=0.5（軸受すきまゼロ）時を1とする>
ε：負荷率
円周上全ての
転動体が荷重負荷
する位置

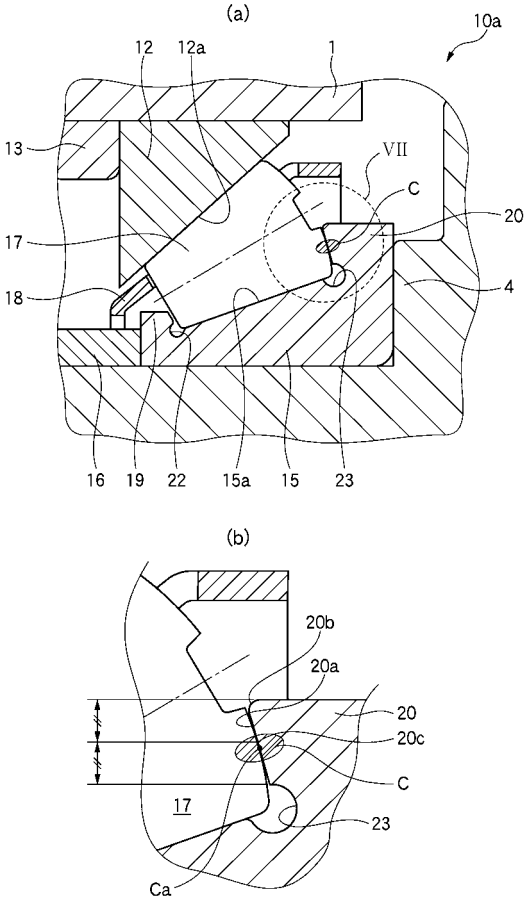
【図６】


D
O
δγ
δγcosψ
εD
ψo
ψ
δ(ψ)

【図７】


(a)
(b)
30
32a
37
38
32
1
31
2
4
21
3
35
35a

【図８】


(a)
10a
12
12a
1
13
VII
C
20
17
18
4
16
19
22
15a
15
23
(b)
20b
20a
20
20c
C
17
23
Ca

フロントページの続き

Ｆターム(参考) 3J101 AA13 AA16 AA32 AA42 AA43 AA54 AA62 BA55 BA80 FA31
FA41 GA60
3J701 AA13 AA16 AA32 AA42 AA43 AA54 AA62 BA55 BA80 FA31
FA41 GA60