(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第3648919号
(P3648919)
(45)発行日　平成17年5月18日(2005.5.18)　(24)登録日　平成17年2月25日(2005.2.25)

(51)Int.Cl.[7]　F I
G01L 5/00　G01L 5/00　K
G01M 13/04　G01M 13/04

請求項の数 6　(全 16 頁)

(21)出願番号　特願平9-134455
(22)出願日　平成9年5月9日(1997.5.9)
(65)公開番号　特開平10-96672
(43)公開日　平成10年4月14日(1998.4.14)
審査請求日　平成15年1月24日(2003.1.24)
(31)優先権主張番号　特願平8-152906
(32)優先日　平成8年5月27日(1996.5.27)
(33)優先権主張国　日本国(JP)

(73)特許権者　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　100081880
弁理士　渡部　敏彦
(72)発明者　松崎　博之
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
(72)発明者　田所　久和
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

審査官　松浦　久夫

最終頁に続く

(54)【発明の名称】軸受の予圧測定方法および測定装置

(57)【特許請求の範囲】

【請求項１】

内輪および外輪間に介在する転動体に軸方向に予圧を加えることにより負隙間が形成された複列軸受または組合せ軸受の剛性値を測定して予圧量を求める軸受の予圧測定方法において、

前記内輪および前記外輪の少なくとも一方に軸方向に第１の荷重を加え、前記負隙間を増減する第１の荷重ステップと、

前記内輪および前記外輪の少なくとも一方に軸方向に前記第１の荷重と異なる第２の荷重を加え、前記負隙間を増減する第２の荷重ステップと、

前記第１の荷重が加えられた状態で、前記軸方向における前記内輪の変位量および前記外輪の変位量を測定し、該測定された内輪の変位量と外輪の変位量の差分を、前記内輪および前記外輪間の第１の変位量として算出する第１の変位量算出ステップと、

前記第２の荷重が加えられた状態で、前記軸方向における前記内輪の変位量および前記外輪の変位量を測定し、該測定された内輪の変位量と外輪の変位量の差分を、前記内輪および前記外輪間の第２の変位量として算出する第２の変位量算出ステップと、

前記第１の変位量および前記第２の変位量の差分を算出する差分算出ステップと、

該算出された第１の変位量および前記第２の変位量の差分に基づき、前記剛性値を演算する剛性値演算ステップとを有することを特徴とする軸受の予圧測定方法。

【請求項２】

第１の荷重手段および第２の荷重手段を回転させる回転ステップを有し、

前記第１の荷重ステップおよび前記第２の荷重ステップでは、それぞれ前記第１の荷重手段および前記第２の荷重手段が回転しながら前記内輪および前記外輪の少なくとも一方に前記第１の荷重および前記第２の荷重を加え、

前記第１の変位量算出ステップでは、前記第１の荷重手段が回転しながら前記第１の荷重を加えた状態で、前記内輪の変位量および前記外輪の変位量を測定して平均化し、該平均化された前記内輪の変位量と該平均化された前記外輪の変位量の差分を前記第１の変位量として算出し、

前記第２の変位量算出ステップでは、前記第２の荷重手段が回転しながら前記第２の荷重を加えた状態で、前記内輪の変位量および前記外輪の変位量を測定して平均化し、該平均化された前記内輪の変位量と該平均化された前記外輪の変位量の差分を前記第２の変位量として算出することを特徴とする請求項１記載の軸受の予圧測定方法。

【請求項３】

前記内輪と前記外輪との間に設けられた転動体の接触角を測定する接触角測定ステップを有し、前記予圧量は前記測定された接触角を基に演算されることを特徴とする請求項１記載の軸受の予圧測定方法。

【請求項４】

内輪および外輪間に介在する転動体に軸方向に予圧を加えることにより負隙間が形成された複列軸受または組合せ軸受の剛性値を測定して予圧量を求める軸受の予圧測定装置において、

前記内輪および前記外輪の少なくとも一方に軸方向に第１の荷重を加え、前記負隙間を増減する第１の荷重手段と、

前記内輪および前記外輪の少なくとも一方に軸方向に前記第１の荷重と異なる第２の荷重を加え、前記負隙間を増減する第２の荷重手段と、

前記第１の荷重が加えられた状態で、前記軸方向における前記内輪の変位量および前記外輪の変位量を測定し、該測定された前記内輪の変位量と前記外輪の変位量の差分を、前記内輪および前記外輪間の第１の変位量として算出する第１の変位量算出手段と、

前記第２の荷重が加えられた状態で、前記軸方向における前記内輪の変位量および前記外輪の変位量を測定し、該測定された前記内輪の変位量と前記外輪の変位量の差分を、前記内輪および前記外輪間の第２の変位量として算出する第２の変位量算出手段と、

前記第１の変位量および前記第２の変位量の差分を算出する差分算出手段と、

該算出された第１の変位量および前記第２の変位量の差分に基づき、前記剛性値を演算する剛性値演算手段とを備えたことを特徴とする軸受の予圧測定装置。

【請求項５】

前記第１の荷重手段および前記第２の荷重手段を回転させる回転手段を備え、

前記第１の荷重手段および前記第２の荷重手段は、回転しながら前記内輪および前記外輪の少なくとも一方にそれぞれ前記第１の荷重および前記第２の荷重を加え、

前記第１の変位量算出手段は、前記第１の荷重手段が回転しながら前記第１の荷重を加えた状態で、前記内輪の変位量および前記外輪の変位量を測定して平均化し、該平均化された前記内輪の変位量と該平均化された前記外輪の変位量の差分を前記第１の変位量として算出し、

前記第２の変位量算出手段は、前記第２の荷重手段が回転しながら前記第２の荷重を加えた状態で、前記内輪の変位量および前記外輪の変位量を測定して平均化し、該平均化された前記内輪の変位量と該平均化された前記外輪の変位量の差分を前記第２の変位量として算出することを特徴とする請求項４記載の軸受の予圧測定装置。

【請求項６】

前記内輪と前記外輪との間に設けられた転動体の接触角を測定する接触角測定手段を備え、

前記予圧量は前記測定された接触角を基に演算されることを特徴とする請求項４記載の軸受の予圧測定装置。

【発明の詳細な説明】

【０００１】
【発明の属する技術分野】
本発明は、予圧を加えることにより負隙間が形成された複列軸受または組合せ軸受の剛性値を測定する軸受の予圧測定方法および測定装置に関する。
【０００２】
【従来の技術】
従来、予圧が加えられた複列軸受または組付の際にナット締めにより予圧が加えられる組合せ軸受では、軸受が組み込まれる機械の性能面から高剛性が要求される。しかし、予圧量を多くして剛性を高くし過ぎると、予圧過大となって軸受性能（摩擦モーメント増大、異常発熱、疲れ寿命など）の低下を招いてしまう。したがって、軸受の剛性値は予圧量と関連付けながら一定の範囲内で制御される必要がある。
【０００３】
軸受の剛性値などを測定する装置としてつぎのものが知られている。特開平５－１０８３５号公報には、回転する軸受から発生する振動信号の周波数分析を行うことにより転動体の接触角αと軸受の共振周波数ｆａを求め、接触角αおよび共振周波数ｆａから軸受剛性Ｋａおよび予圧量Ｆａを求めることが示されている。
【０００４】
また、特公平２－６１７００号公報には、加振機１によって軸受箱１２あるいは軸１３に加えられた振動を、速度あるいは加速度センサ４で検出し、増幅器５によって増幅された信号を周波数分析器６で分析して軸受の共振周波数を検出し、検出された共振周波数と予圧量との関係を有限要素法などの計算で予め求めておくことにより、共振周波数から予圧量を検出できることが示されている。
【０００５】
さらに、特開平７－１２７６３４号公報には、軸受の組立において内輪３の仮圧入時に軸受アキシャル隙間△ａ’および内輪３の大径端面３ｂから車軸２の基準面２ｅまでの軸方向寸法Ａを測定し、内輪３の圧入完了後に内輪３の大径端面３ｂから車軸２の基準面２ｅまでの軸方向寸法Ｂを測定することにより圧入完了後の負の軸受アキシャル隙間△ａ、つまりナット締付前の初期隙間を求めることが示されている。
【０００６】
【発明が解決しようとする課題】
しかしながら、上記特開平５－１０８３５号公報および上記特公平２－６１７００号公報では、共振を利用しているので、組合せ軸受の剛性値を測定する場合、比較的剛性が低いときには問題ないが、剛性が高くなるにつれてその構造体が有する振動モードと軸受のばねによる振動モードとの分離が困難になってくる。また、単体の軸受の場合でもフランジ付き軸受のように剛性の低い部分を有する軸受の場合には同様の問題が生じ、高剛性が要求される軸受では共振周波数を用いて剛性値を正確に測定することが困難であった。
【０００７】
また、上記特開平７－１２７６３４号公報では、負隙間が形成された軸受に更にナット締めにより予圧を加える場合、ナット締めにより隙間減少量を充分に制御できる場合、初期隙間を測定することは有効であるが、隙間減少量のばらつきが予想される場合にはナット締付後の評価が必要となるが、ナット締付前の初期隙間を測定するこの方法ではナット締付後の評価をすることは困難である。
【０００８】
そこで、本発明は、高剛性が要求される軸受のナット締め付け後の剛性値を正確に測定できる軸受の予圧測定方法および測定装置を提供することを目的とする。
【０００９】
【課題を解決するための手段】
上記目的を達成するために、本発明の請求項１に係る軸受の予圧測定方法は、内輪および外輪間に介在する転動体に軸方向に予圧を加えることにより負隙間が形成された複列軸受または組合せ軸受の剛性値を測定して予圧量を求める軸受の予圧測定方法において、前

記内輪および前記外輪の少なくとも一方に軸方向に第１の荷重を加え、前記負隙間を増減する第１の荷重ステップと、前記内輪および前記外輪の少なくとも一方に軸方向に前記第１の荷重と異なる第２の荷重を加え、前記負隙間を増減する第２の荷重ステップと、前記第１の荷重が加えられた状態で、前記軸方向における前記内輪の変位量および前記外輪の変位量を測定し、該測定された内輪の変位量と外輪の変位量の差分を、前記内輪および前記外輪間の第１の変位量として算出する第１の変位量算出ステップと、前記第２の荷重が加えられた状態で、前記軸方向における前記内輪の変位量および前記外輪の変位量を測定し、該測定された内輪の変位量と外輪の変位量の差分を、前記内輪および前記外輪間の第２の変位量として算出する第２の変位量算出ステップと、前記第１の変位量および前記第２の変位量の差分を算出する差分算出ステップと、該算出された第１の変位量および前記第２の変位量の差分に基づき、前記剛性値を演算する剛性値演算ステップとを有することを特徴とする。

請求項２に係る軸受の予圧測定方法は、請求項１に係る軸受の予圧測定方法において、第１の荷重手段および第２の荷重手段を回転させる回転ステップを有し、前記第１の荷重ステップおよび前記第２の荷重ステップでは、それぞれ前記第１の荷重手段および前記第２の荷重手段が回転しながら前記内輪および前記外輪の少なくとも一方に前記第１の荷重および前記第２の荷重を加え、前記第１の変位量算出ステップでは、前記第１の荷重手段が回転しながら前記第１の荷重を加えた状態で、前記内輪の変位量および前記外輪の変位量を測定して平均化し、該平均化された前記内輪の変位量と該平均化された前記外輪の変位量の差分を前記第１の変位量として算出し、前記第２の変位量算出ステップでは、前記第２の荷重手段が回転しながら前記第２の荷重を加えた状態で、前記内輪の変位量および前記外輪の変位量を測定して平均化し、該平均化された前記内輪の変位量と該平均化された前記外輪の変位量の差分を前記第２の変位量として算出することを特徴とする。

請求項３に係る軸受の予圧測定方法は、請求項１に係る軸受の予圧測定方法において、前記内輪と前記外輪との間に設けられた転動体の接触角を測定する接触角測定ステップを有し、前記予圧量は前記測定された接触角を基に演算されることを特徴とする。

請求項４に係る軸受の予圧測定装置は、内輪および外輪間に介在する転動体に軸方向に予圧を加えることにより負隙間が形成された複列軸受または組合せ軸受の剛性値を測定して予圧量を求める軸受の予圧測定装置において、前記内輪および前記外輪の少なくとも一方に軸方向に第１の荷重を加え、前記負隙間を増減する第１の荷重手段と、前記内輪および前記外輪の少なくとも一方に軸方向に前記第１の荷重と異なる第２の荷重を加え、前記負隙間を増減する第２の荷重手段と、前記第１の荷重が加えられた状態で、前記軸方向における前記内輪の変位量および前記外輪の変位量を測定し、該測定された前記内輪の変位量と前記外輪の変位量の差分を、前記内輪および前記外輪間の第１の変位量として算出する第１の変位量算出手段と、前記第２の荷重が加えられた状態で、前記軸方向における前記内輪の変位量および前記外輪の変位量を測定し、該測定された前記内輪の変位量と前記外輪の変位量の差分を、前記内輪および前記外輪間の第２の変位量として算出する第２の変位量算出手段と、前記第１の変位量および前記第２の変位量の差分を算出する差分算出手段と、該算出された第１の変位量および前記第２の変位量の差分に基づき、前記剛性値を演算する剛性値演算手段とを備えたことを特徴とする。

請求項５に係る軸受の予圧測定装置は、請求項４に係る軸受の予圧測定装置において、前記第１の荷重手段および前記第２の荷重手段を回転させる回転手段を備え、前記第１の荷重手段および前記第２の荷重手段は、回転しながら前記内輪および前記外輪の少なくとも一方にそれぞれ前記第１の荷重および前記第２の荷重を加え、前記第１の変位量算出手段は、前記第１の荷重手段が回転しながら前記第１の荷重を加えた状態で、前記内輪の変位量および前記外輪の変位量を測定して平均化し、該平均化された前記内輪の変位量と該平均化された前記外輪の変位量の差分を前記第１の変位量として算出し、前記第２の変位量算出手段は、前記第２の荷重手段が回転しながら前記第２の荷重を加えた状態で、前記内輪の変位量および前記外輪の変位量を測定して平均化し、該平均化された前記内輪の変位量と該平均化された前記外輪の変位量の差分を前記第２の変位量として算出することを

特徴とする。

請求項６に係る軸受の予圧測定装置は、請求項４に係る軸受の予圧測定装置において、前記内輪と前記外輪との間に設けられた転動体の接触角を測定する接触角測定手段を備え、前記予圧量は前記測定された接触角を基に演算されることを特徴とする。

【００１０】

【発明の実施の形態】

本発明の軸受の予圧測定方法および測定装置の実施の形態について説明する。

【００１１】

［第１の実施の形態］

図１は実施の形態における軸受の予圧測定装置の全体構成を示すブロック図である。軸受の予圧測定装置１は、測定機本体５、加圧部３０、回転駆動部５０および信号処理演算部７０から構成される。

【００１２】

図２は測定機本体５の構造を示す断面図である。測定機本体５には車軸用の組合せ軸受１０が取り付けられている。組合せ軸受１０は、内周に複列の転走面１１ａ、１１ｂが形成された外輪１１、外輪１１の転走面１１ｂに対向する転走面１２ａが外周に形成された第１内輪１２、外輪１１の転走面１１ａに対向する転走面１３ａが外周に形成され、かつ第１内輪１２が圧入される圧入部１３ｃを肩部１３ｂで連設した第２内輪１３、外輪１１と第１内輪１２および第２内輪１３との間に設けられたボール１４ａ、１４ｂ、および第２内輪１３の軸端部の外周に螺合するナット１６から構成される。

【００１３】

外輪１１にはブロック１７に固定されるフランジ部１１ｃが形成されている。また、第２内輪１３にはハブボルト１８を装着するためのフランジ部１３ｄが形成され、その下端部には予圧治具１９が嵌合されている。予圧治具１９の側面には環状溝１９ａが形成されており、環状溝１９ａとモータ２１のプーリ２１ａとの間にはベルト２３が巻き掛けられ、モータ２１の回転動力を予圧治具１９に伝達する。予圧治具１９が回転するとそれにつれて第２内輪１３および第１内輪１２が回転する。

【００１４】

また、予圧治具１９の背面１９ｂにはロッド３１が当接されており、図示しないシリンダにより押圧されるロッド３１は予圧治具１９の背面１９ｂ、つまり第１内輪１２および第２内輪１３にアキシャル荷重を加える。ロッド３１の先端部は偏荷重とならないように球状に形成されている。ロッド３１の中間部には荷重検出器３２が設けられており、予圧治具１９に加えられるアキシャル荷重を検出する。荷重検出器３２としては周知のロードセルが用いられる。

【００１５】

一方、外輪１１の端面にはカップ１５が設けられており、その上面には位置センサ２４が設けられている。位置センサ２４は外輪１１の軸方向の変位量を検出する。また、第２内輪１３の端面には位置センサ２５が設けられており、第２内輪１３の軸方向の変位量を検出する。また、予圧治具１９の下面には回転検知センサ３３が設けられており、第１内輪１２および第２内輪１３の回転位置を検出する。

【００１６】

加圧部３０は、前述のシリンダおよびシリンダロッド３１を含むアキシャル荷重装置３６、ロードセルからなる前述の荷重検出器３２、および荷重検出器３２で検出されるアキシャル荷重が予め設定された測定荷重に達したとき荷重設定完了信号を出力する荷重設定完了信号発生器３８から構成される。

【００１７】

回転駆動部５０は、前述のモータ２１、ベルト２３からなる伝達装置５２、および回転検知センサ３３からの出力信号Ｓ３にしたがって基準信号を発生する軸受回転基準信号発生器５４から構成される。

【００１８】

信号処理演算部７０は、増幅器７１、７２、Ａ／Ｄ変換器７４、７５、平均値演算器７７、７８、外内輪相対変位算出器７９および剛性値演算器８１を有する。Ａ／Ｄ変換器７４、７５は軸受回転基準信号発生器５４からの基準信号に同期して増幅器７１、７２から出力される位置センサ２４、２５の出力信号Ｓ１、Ｓ２をサンプリングする。また、剛性値演算器８１は荷重設定完了信号発生器３８からの荷重設定完了信号に同期して組合せ軸受の剛性値を演算する。

【００１９】

つぎに、軸受の予圧測定装置の測定動作について説明する。図３は剛性値の測定動作手順を示すフローチャートである。予め、測定機本体５のナット１６を締め付けて第１内輪１２および第２内輪１３を軸方向に近接させておくことによりボール１４ａ、１４ｂを押圧し、外輪１１に対して負隙間を形成しておく。また、予圧治具１９によって加えられるアキシャル荷重の力の作用線と組合せ軸受１０の回転軸とを一致させておく。

【００２０】

モータ２１を駆動しベルト２３を介して予圧治具１９を回転させる（ステップＳ１）。予圧治具１９に加える測定荷重ＦH（ｋｇｆ）をアキシャル荷重装置３６に設定し、設定した測定荷重ＦHに達するまでアキシャル荷重を加えると共に荷重検出器３２により加えられたアキシャル荷重を検出する（ステップＳ２）。図４はアキシャル荷重と内外輪の相対変位との関係を示すグラフである。本実施の形態では、測定荷重ＦH、ＦLはいわゆる予圧抜けが生じる手前のアキシャル荷重が小さい計測範囲内で設定されている。この計測範囲では、内外輪の相対変位はアキシャル荷重に比例する。ここで、いわゆる予圧抜けとは、第１内輪１２および第２内輪１３に予圧が加えられた状態でアキシャル荷重を加えた場合、第２内輪１３側の軸受では予圧が増し、第１内輪１２側の軸受では予圧が減じやがて隙間が出始める状態をいう。

【００２１】

ステップＳ２で荷重検出器３２により検出される荷重が設定された測定荷重ＦHに達すると、荷重設定完了信号発生器３８は基準信号を発生し、Ａ／Ｄコンバータ７４、７５は基準信号をトリガとして増幅器７１、７２で増幅された位置センサ２４、２５からの出力信号Ｓ１、Ｓ２のアナログディジタル変換を逐次行う。

【００２２】

平均値演算器７７、７８は、アナログディジタル変換が行われた出力信号Ｓ１、Ｓ２を、第１内輪１２および第２内輪１３が１回転する間で平均化する。外内輪相対変位算出器７９は、外輪１１の平均変位量ＸAHと第２内輪１３の平均変位量ＸBHとの差分である変位量△ＸHを算出する（ステップＳ３）。このように、外輪１１と第２内輪１３との相対位置の変化を読み取ることにより、ボール１４ａ、１４ｂと外輪１１との間のばね定数を正しく算出できる。即ち、第２内輪１３の軸方向の位置の変化だけを検出すると、ブロック１７および軸受フランジ１３ｂ間の接触ばねによる変化を含んでしまうので、軸受の剛性を正しく評価することにならない。つまり、カップ１５の上面に設けられた位置センサ２４により外輪１１の軸方向の位置を測定し、かつ位置センサ２５により第２内輪１３の軸方向の位置を測定し、これら測定値の差分を算出することにより接触ばね等による変化分が相殺されるのである。

【００２３】

つづいて、測定荷重ＦHより低い測定荷重ＦLに切り替え、前述と同様の手順で荷重検出器３２により荷重を検出する（ステップＳ４）。ステップＳ４で荷重検出器３２により検出される荷重が設定された荷重ＦLに達すると、Ａ／Ｄ変換器７４、７５は基準信号をトリガとして位置センサ２４、２５からの出力信号Ｓ１、Ｓ２のアナログディジタル変換を逐次行う。平均値演算器７７、７８は、アナログディジタル変換が行われた出力信号Ｓ１、Ｓ２を、第１内輪１２および第２内輪１３が１回転する間で平均化する。外内輪相対変位算出器７９は、外輪の平均変位量ＸALと内輪の平均変位量ＸBLとの差分である変位量△ＸLを算出する（ステップＳ５）。

【００２４】

剛性値演算器８１は、算出された変位量△ＸＨ、△ＸＬおよび測定荷重ＦＨ、ＦＬを用いて数式１により剛性値ＫＡを演算する（ステップＳ６）。

【００２５】

【数１】

ＫＡ＝｜△ＸＨ－△ＸＬ｜／（ＦＨ－ＦＬ）

さらに、剛性値演算器８１は、演算された剛性値ＫＡおよび既知であるボール１４ａ、１４ｂの接触角αに基づき数式２にしたがって予圧量Ｆａ（ｋｇｆ）を演算する（ステップＳ７）。

【００２６】

【数２】

Ｆａ＝α×ｆ（ＫＡ）

ここで、ｆ（ＫＡ）は剛性値ＫＡを変数とする関数である。

【００２７】

以上示したように、本実施の形態における軸受の予圧測定装置によれば、第２内輪１３および外輪１１の相対位置の変化により剛性値を演算するので、ボール１４ａ、１４ｂおよび外輪１１間の接触ばね以外のばね要素を含むことなく高剛性が要求される軸受のナット１６の締め付け後の剛性値を正確に演算できる。

【００２８】

また、第１内輪１２および第２内輪１３を回転させながら測定するので、外輪１１およびボール１４ａ、１４ｂ間のうねりによる１回転分の剛性値の変化を平均化でき、実用上好ましい平均的な剛性値を演算できる。しかも、回転させることにより外輪１１の転走面１１ａ、１１ｂおよびボール１４ａ、１４ｂ間の静摩擦力による剛性値の誤差を回避できる。

【００２９】

さらに、ボール１４ａ、１４ｂおよび外輪１１間の接触ばねの大きさを直接に測定するので、従来の加振法のように共振周波数を用いておらず軸受の形状による測定精度の低下は生じない。

【００３０】

尚、本実施の形態では、１回転中の内外輪の軸方向の平均変位を求めるようにしたが、回転させずに軸方向の内外輪の変位を１ヶ所で測定する場合にも本発明は適用できる。また、組付の際にナット締めにより軸方向に予圧が加えられた組合せ軸受に限らず、負隙間が形成された複列軸受であっても同様に本発明は適用できる。

【００３１】

また、測定荷重ＦＨ、ＦＬは、アキシャル荷重に対する相対変位量がほぼ一定とみなせる計測範囲のそれぞれ上下限値に設定することが望ましく、相対変位量の変化が大きい場合、測定荷重ＦＨ、ＦＬの間隔を狭めて計測範囲を設定することが望ましい。さらに、測定荷重を３つ以上に設定して剛性値を演算するようにしてもよく、より測定精度を向上させることができる。

【００３２】

［第２の実施の形態］

第２の実施形態における軸受の予圧測定装置について説明する。図５は第２の実施形態における軸受の予圧測定装置の全体構成を示すブロック図である。前記第１の実施形態と同一の構成要素については同一の符号を用いてその説明を省略する。

【００３３】

第２の実施形態における軸受の予圧測定装置は、接触角αが既知であった前記第１の実施形態と異なり、型番の変更などにより転動体（ボール）の接触角が変わった場合でも接触角αを実測しながら剛性値ＫＡを用い算出しても正確な予圧量を演算することに特徴を有する。

【００３４】

この軸受の予圧測定装置１００は前記第１の実施形態に接触角算出部９０を付加した構成

を有する。接触角算出部９０は増幅器９１、ＦＦＴスペクトル周波数分析器９２および接触角演算器９３から構成されている。

【００３５】

図６は第２の実施形態における測定機本体５００の構造を示す断面図である。前記第１の実施形態と同一の構成要素については同一の符号を用いてその説明を省略する。この測定機本体５００では、静止している外輪１１の側面に速度型振動センサ（ムービングピックアップ）１１１が取り付けられている。速度型振動センサ１１１はボール１４ａ、１４ｂの公転および第１、第２内輪１２、１３の回転に伴う振動を外輪１１を介して検知する。

【００３６】

速度型振動センサ１１１によって検知された振動信号は増幅器９１で増幅された後、ＦＦＴスペクトル周波数分析器９２に入力される。ＦＦＴスペクトル周波数分析器９２は振動信号を分析して縦軸に振幅、横軸に周波数を示す振動スペクトルを取得し、この振動スペクトルから転動体公転周波数ｆｃおよび軸（内輪）回転周波数ｆｒを算出する。

【００３７】

接触角演算器９３は転動体公転周波数ｆｃおよび軸（内輪）回転周波数ｆｒから接触角αを算出する。算出された接触角αは信号処理部７０で演算された剛性値ＫAと共に、後述する予圧量の演算に用いられる。

【００３８】

上記構成を有する軸受の予圧測定装置の動作について説明する。図７は剛性値ＫAおよび接触角αの測定動作手順を示すフローチャートである。図３と同一のステップ動作には同一のステップ番号が付加されている。この軸受の予圧測定装置では、剛性値ＫAを算出する動作手順の他に接触角αを算出する動作手順が実行される。剛性値ＫAは図７（Ａ）に示すように図３のステップＳ１～ステップＳ６の動作手順と同様の動作手順で算出される。

【００３９】

即ち、予め、測定機本体５００のナット１６を締め付けて第１内輪１２および第２内輪１３を軸方向に近接させておくことによりボール１４ａ、１４ｂを押圧し、外輪１１に対して負隙間を形成しておく。また、予圧治具１９によって加えられるアキシャル荷重の力の作用線と組合せ軸受１０の回転軸とを一致させておく。

【００４０】

モータ２１を駆動しベルト２３を介して予圧治具１９を回転させる（ステップＳ１）。このとき、軸受の回転速度は１８００ｒｐｍ（３０ＨＺ）に設定される。

【００４１】

つづいて、予圧治具１９に加える測定荷重ＦH（ｋｇｆ）をアキシャル荷重装置３６に設定し、設定した測定荷重ＦHに達するまでアキシャル荷重を加えると共に荷重検出器３２により加えられたアキシャル荷重を検出する（ステップＳ２）。測定荷重ＦH、ＦLはいわゆる予圧抜けが生じる手前のアキシャル荷重が小さい計測範囲内で設定されている。この計測範囲では、内外輪の相対変位はアキシャル荷重に比例する。

【００４２】

ステップＳ２で荷重検出器３２により検出される荷重が設定された測定荷重ＦHに達すると、荷重設定完了信号発生器３８は基準信号を発生し、Ａ／Ｄコンバータ７４、７５は基準信号をトリガとして増幅器７１、７２で増幅された位置センサ２４、２５からの出力信号Ｓ１、Ｓ２のアナログディジタル変換を逐次行う。

【００４３】

平均値演算器７７、７８は、アナログディジタル変換が行われた出力信号Ｓ１、Ｓ２を、第１内輪１２および第２内輪１３が１回転する間で平均化する。外内輪相対変位算出器７９は、外輪１１の平均変位量ＸAHと第２内輪１３の平均変位量ＸBHとの差分である変位量△ＸHを算出する（ステップＳ３）。

【００４４】

つづいて、測定荷重ＦHより低い測定荷重ＦLに切り替え、前述と同様の手順で荷重検出器

３２により荷重を検出する（ステップＳ４）。ステップＳ４で荷重検出器３２により検出される荷重が設定された荷重ＦLに達すると、Ａ／Ｄ変換器７４、７５は基準信号をトリガとして位置センサ２４、２５からの出力信号Ｓ１、Ｓ２のアナログディジタル変換を逐次行う。平均値演算器７７、７８は、アナログディジタル変換が行われた出力信号Ｓ１、Ｓ２を、第１内輪１２および第２内輪１３が１回転する間で平均化する。外内輪相対変位算出器７９は、外輪の平均変位量ＸALと内輪の平均変位量ＸBLとの差分である変位量△ＸLを算出する（ステップＳ５）。

【００４５】

剛性値演算器８１は、算出された変位量△ＸH、△ＸLおよび測定荷重ＦH、ＦLを用いて前述した数式１により剛性値KAを演算する（ステップＳ６）。

【００４６】

つぎに、接触角αの測定動作を行う（ステップＳ６Ａ）。同図（Ｂ）にその動作手順を示す。まず、測定可能な程度にスラスト力をかけた状態で速度型振動センサ１１１によりラジアル方向の振動測定を開始する（ステップＳ１１）。

【００４７】

アキシャル荷重Ｆ１（ｋｇｆ）をアキシャル荷重装置３６に設定し、設定したアキシャル荷重Ｆ１に達するまで予圧治具１９に荷重を加える（ステップＳ１２）。

【００４８】

ＦＦＴスペクトル周波数分析器９２で速度型振動センサ１１１からの振動信号を分析し、振動スペクトルを取得する（ステップＳ１３）。図８は振動スペクトルを示す図である。同図（Ａ）には、転動体公転周波数ｆｃによる振動ピーク、内輪回転周波数ｆｒによる振動ピークおよび転動体公転周波数ｆｃの２倍の振動ピークが示されている。

【００４９】

同図（Ｂ）には転動体公転周波数ｆｃ近傍の振動スペクトルが拡大して示されている。転動体公転周波数ｆｃの振動ピークは、組合せ軸受１０のうち上下２つの軸受による振動ピーク成分ｆｃ１、ｆｃ２に分離される。ただし、この段階では、２つの振動ピーク成分ｆｃ１、ｆｃ２は上下どちらの軸受によるものであるか不明である。

【００５０】

つづいて、アキシャル荷重Ｆ１（ｋｇｆ）より大きなアキシャル荷重Ｆ２（Ｆ２＞Ｆ１）をアキシャル荷重装置３６に設定し、設定したアキシャル荷重Ｆ２に達するまで予圧治具１９に荷重を加える（ステップＳ１４）。先と同様に、ＦＦＴスペクトル周波数分析器９２で速度型振動センサ１１１からの振動信号を分析して振動スペクトルを取得する（ステップＳ１５）。

【００５１】

ステップＳ１３およびステップＳ１５で取得した振動スペクトルに基づき、各振動ピーク成分は上の軸受によるものであるか下の軸受によるものであるかを特定する（ステップＳ１６）。図９は振動ピーク成分の変化を示す図である。組合せ軸受１０に対してアキシャル（軸）方向に下から予圧を増加させた場合、下（負荷）側のボール１４ｂの接触角は増加し、転動体公転周波数が高くなる一方、上（反負荷）側のボール１４ａの接触角は減少し、転動体公転周波数が低くなる。つまり、予圧力を変化させることにより接触角が変化する方向は上の軸受と下の軸受とで異なり、その振動ピーク成分の移動方向を判別することで上の軸受によるものであるか下の軸受によるものであるかを特定できる。したがって、図９において転動体公転周波数が低くなった振動ピーク成分（図中、ｆｃ１１→ｆｃ１２）は上の軸受によるものであり、一方、転動体公転周波数が高くなった振動ピーク成分（図中、ｆｃ２１→ｆｃ２２）は下の軸受によるものであると特定することができる。

【００５２】

尚、振動ピーク成分の移動方向を判別する際、先に求めた振動ピーク成分の周波数ｆｃ１１、ｆｃ２１をメモリに記憶しておくようにしてもよいし、ディスプレイの残像から把握するようにしてもよい。以上の様に図９よりその振動スペクトルを走査して振動ピークに相当する転動体公転周波数ｆｃ１１、ｆｃ２１および内輪回転周波数ｆｒを求める（ステ

ップＳ１７）。このとき、振動ピーク成分ｆｃ１１、ｆｃ１２およびｆｃ２１、ｆｃ２２をそれぞれ平均することにより、上下の軸受による転動体公転周波数ｆｃ１、ｆｃ２を求めてもよいし、どちらか一方の値で代表させてもよいし、これらを平均してｆｃ１１、ｆｃ２１と置いてもよい。

【００５３】

そして、数式３によりボール１４ａ、ボール１４ｂの接触角α１、α２を演算する（ステップＳ１８）。

【００５４】

【数３】

$$\alpha = \cos^{-1}[d0/Da(1-2fc/fr)]$$

ここで、ｄ0はボールのピッチサークルダイアメータ（ＰＣＤ）である。Ｄａはボール径である。

【００５５】

上記ステップＳ１８で求められたボール１４ａ列である上の軸受の接触角α１同じくボール１４ｂ列である下の軸受の接触角α２を用い、ステップＳ７で接触角αの差異に基づく組合せ軸受１０に与えられている予圧量を演算して求める。

【００５６】

まず、単独のラジアル軸受においては、アキシャル荷重とアキシャル方向変位の関係は数式（４）で表される。

【００５７】

【数４】

$$\delta a = C/\sin\alpha \cdot \sqrt[3]{Q^2/Da}$$

ここで、δａ：軸受のアキシャル方向変位、Ｃ：定数、Ｑ：転動体１個にかかる荷重（＝Ｆａ／Ｚｓｉｎα）、Ｆａ：アキシャル荷重、Ｚ：転動体個数、α：接触角、Ｄａ：転動体直径である。

【００５８】

数式（４）をＦａとδａの関係に整理すると、数式（５）で表される。

【００５９】

【数５】

$$Fa = \{C(1/Da)^{1/2} \cdot (1/Z)\}^{-1} \cdot \sin^{5/2}\alpha \cdot \delta a^{3/2}$$

ここで、$Cc = \{C(1/Da)^{1/2} \cdot (1/Z)\}^{-1}$は軸受諸元が決まれば求まる既知の数値であるので、定数と考えられる。

【００６０】

したがって、数式（５）は数式（６）で示される。

【００６１】

【数６】

$$Fa = Cc \cdot \sin^{5/2}\alpha \cdot \delta a^{3/2}$$

この数式（６）の関係を組合せ軸受１０に適用すると、外から加わる試験荷重Ｆ１（ステップＳ１２）に対して図１０の関係で示される。

【００６２】

数式（６）の関係を用いると、試験荷重Ｆ１に対し軸方向予圧力と変位の増分関係からＣ１：上の軸受、Ｃ２：下の軸受のそれぞれの変位荷重曲線が得られる。試験前に組合せ軸受にかかっている予圧力Ｆａ０は両軸受では等しく、δａ＝０の点のＦａ軸上の値で示される。

【００６３】

次に、この組合せ軸受１０に試験荷重Ｆ１が新たにかけられると、下の軸受（図６参照）では、軸方向変位が最初のδａ０２からＦ１による軸方向変位増分δａだけ大きくなってδａ２となる。一方、上の軸受では、予圧力Ｆａ０が少なくなる方向であるので、δａ０１からδａだけ少なくなってδａ１となる。

【００６４】

ここで、δａ２は単体軸受として考えた場合に試験荷重Ｆ１作用時の軸受Ｃ２の変位量、δａ１は単体軸受として考えた場合に試験荷重Ｆ１作用時の軸受Ｃ１の変位量、δａは試験荷重Ｆ１作用時の組合せ軸受の変位量、δａ０２は単体軸受として考えた場合に予圧量Ｆａ０を受けたときの軸受Ｃ２の変位量、δａ０１は単体軸受として考えた場合に予圧量Ｆａ０を受けたときの軸受Ｃ１の変位量を表す。また、Ｆａ０１は試験荷重Ｆ１作用時の軸受Ｃ１に作用する力、Ｆａ０２は試験荷重Ｆ１作用時の軸受Ｃ２に作用する力である。

【００６５】

図１０を参照し、Ａ点（下の軸受Ｃ２）およびＢ点（上の軸受Ｃ１）のスラスト方向荷重を既知の試験荷重Ｆ１から数式（６）を用いて表すと、数式（７）、（８）に示すようになる。

【００６６】

【数７】

Ａ点のスラスト方向荷重　$Fa02=Cc\cdot \sin^{5/2}\alpha 2\cdot(\delta a02+\delta a)^{3/2}$

【００６７】

【数８】

$$\text{B点のスラスト方向荷重}\quad Fa01=Fa02-F1$$
$$=Cc\cdot \sin^{5/2}\alpha 1\cdot(\delta a01-\delta a)^{3/2}$$

同様に、求めたい組合せ軸受け１０の予圧力Ｆａ０は上下の軸受で等しいので（図１０参照）、数式（９）に示すようになる。

【００６８】

【数９】

$$Fa0=Cc\cdot \sin^{5/2}\alpha 2\cdot\delta a02^{3/2}$$
$$=Cc\cdot \sin^{5/2}\alpha 1\cdot\delta a01^{3/2}$$

そして、数式（７）、（８）からＦａ０２について整理消去すると、数式（１０）で示すようになる。

【００６９】

【数１０】

$A(\delta a02+\delta a)^{3/2}=B(\delta a01-\delta a)^{3/2}+F1$

但し、$A=Cc\cdot \sin^{5/2}\alpha 2$、$B=Cc\cdot \sin^{5/2}\alpha 1$

一方、数式（９）の右辺の関係から数式（１１）に示す関係が得られる。

【００７０】

【数１１】

$A\cdot\delta a02^{3/2}=B\cdot\delta a01^{3/2}$

ここで、α１、α２は既にステップＳ１８で既知、Ｆ１はステップＳ１２で既知、Ｃｃは軸受諸元により既知である。そして、ＫＡはステップＳ６で求められているので、δａは数式（１２）で算出して求めることができる。

【００７１】

【数１２】

$\delta a=F1/KA$

さらに、数式（１１）により数式（１３）が求まる。

【００７２】

【数１３】

$\delta a02=(B/A\cdot\delta a01^{3/2})^{2/3}$

数式（１３）を数式（７）に代入し、数式（８）との関係からδａ０１について解くと、δａ０１が求まる。このδａ０１を数式（９）に代入すると、Ｆａ０（組合せ軸受１０の予圧量）が求まる。

【００７３】

また、δａ０１を数式（１３）に代入すると、δａ０２が求まり、この値を同様に数式（９）に代入しても、下の軸受の変位荷重曲線から同様にＦａ０を求めることができる。

【００７４】

以上示したように、前記第１の実施形態では、既知の接触角αから組合せ軸受の剛性から予圧量演算もできるし、第２の実施形態のように組合せ軸受の接触角αが変化しても接触角を実測して演算し、前記第１の実施形態と同様にして求めた剛性値ＫＡを用い、組合せ軸受の予圧量演算を求め、この予圧量の適否を判断することができる。

【００７５】

したがって、この剛性測定値ＫＡより接触角α１、α２を持つ軸受の予圧量Ｆａ０を同様に求めることができ、予圧量が適正か否かを正確に判断することができる。そして、図１０のようにＦａ０の許容値の幅を持たせて適正値を判断することができる。

【００７６】

このように、本実施形態の軸受の予圧測定装置では、剛性値の測定の他に接触角の測定を行うので、型番の変更などによって組合せ軸受１０のボール１４ａ、１４ｂの接触角が変化しても予圧量Ｆａ０を正確に算出することができる。そして、算出された軸受の予圧量Ｆａ０が適正であるか否かを判断できる。したがって、接触角が既知でない組合せ軸受に対しても予圧量を正確に算出することができ、装置の汎用性を高めることができる。

【００７７】

また、上記実施形態では、接触角を測定する動作を剛性値を測定する動作の後に行っているが、接触角を測定する動作を先に行ってもよいし、剛性値を測定する動作と並行させてもよい。剛性値および接触角の測定動作を並行させる場合、剛性値の測定動作時に付加されるアキシャル荷重の下で接触角の測定動作を行うようにしてもよく、アキシャル荷重の切替回数を減らすことができ、測定を早く終了できる。

【００７８】

さらに、第２の実施形態では、第１の実施形態と同様、１回転中の内外輪の軸方向の平均変位を求めるようにしたが、回転させずに軸方向の内外輪の変位を１ヶ所で測定する場合にも適用可能である。また、組付の際にナット締めにより軸方向に予圧が加えられた組合せ軸受に限らず、負隙間が形成された複列軸受であっても同様に適用可能である。

【００７９】

【発明の効果】

本発明によれば、内輪および外輪の相対位置の変化から剛性値を演算することにより転動体および外輪間の接触ばね以外のばね要素を含むことなく高剛性が要求される軸受のナット締め付け後の剛性値を正確に測定できる。

【００８０】

また、実際に型番変更などによって組合せ軸受の接触角が変化しても、接触角を測定、演算して求めることにより、軸受（組合せ軸受）の予圧力を正確に汎用性をもって測定、判定できる。

【図面の簡単な説明】

【図１】実施の形態における軸受の予圧測定装置の全体構成を示すブロック図である。

【図２】測定機本体５の構造を示す断面図である。

【図３】剛性値の測定動作手順を示すフローチャートである。

【図４】アキシャル荷重と内外輪の相対変位との関係を示すグラフである。

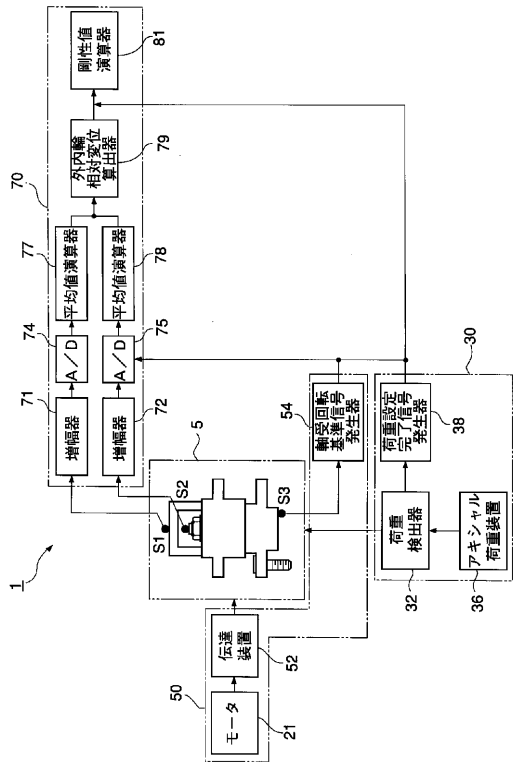
【図５】第２の実施形態における軸受の予圧測定装置の全体構成を示すブロック図である。

【図６】第２の実施形態における測定機本体５００の構造を示す断面図である。

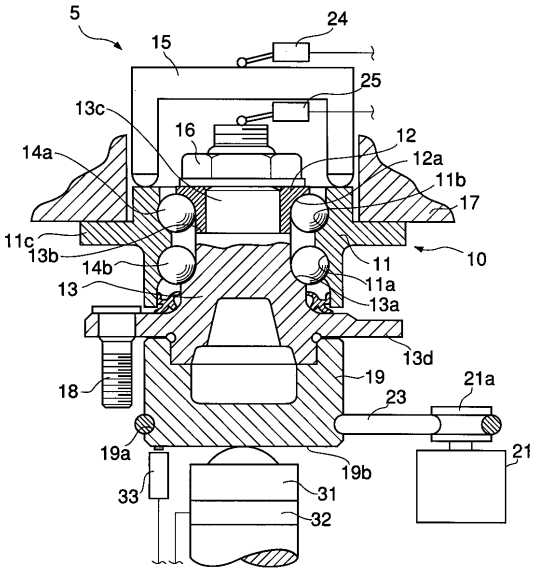
【図７】剛性値ＫＡおよび接触角αの測定動作手順を示すフローチャートである。

【図８】振動スペクトルを示す図である。
【図９】振動ピーク成分の変化を示す図である。
【図１０】組合せ軸受における予圧量Ｆａと軸方向変位δａとの関係を示すグラフである。
【符号の説明】
１、１００　軸受の予圧測定装置
５、５００　測定機本体
１０　組合せ軸受
１９　予圧治具
２４、２５　位置センサ
３２　荷重検出器
７７、７８　平均値演算器
７９　外内輪相対変位算出器
８１　剛性値演算器
１１１　速度型振動センサ

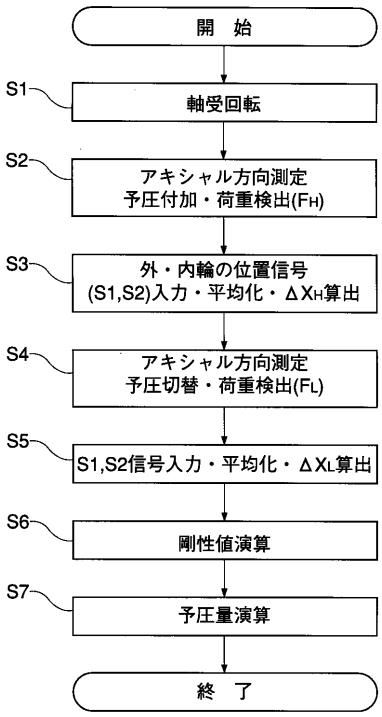
【図１】



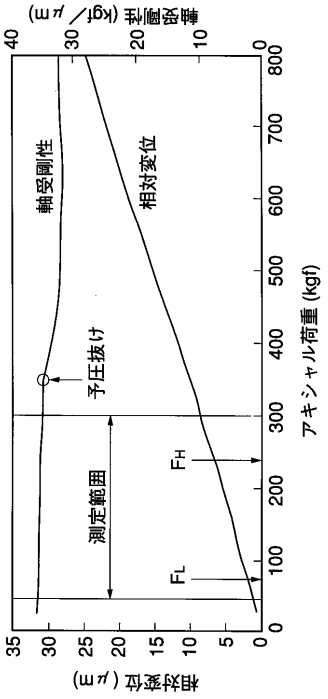
【図２】



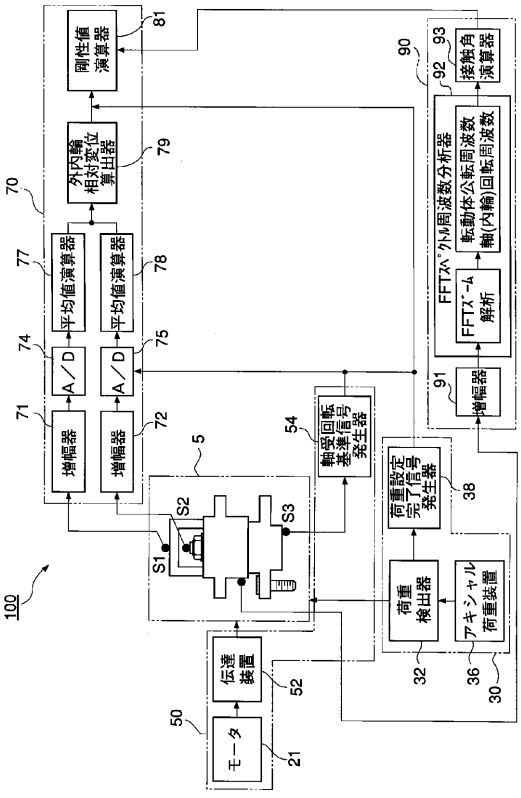
【図３】


開　始
S1
軸受回転
S2
アキシャル方向測定
予圧付加・荷重検出(FH)
S3
外・内輪の位置信号
(S1,S2)入力・平均化・ΔXH算出
S4
アキシャル方向測定
予圧切替・荷重検出(FL)
S5
S1,S2信号入力・平均化・ΔXL算出
S6
剛性値演算
S7
予圧量演算
終　了

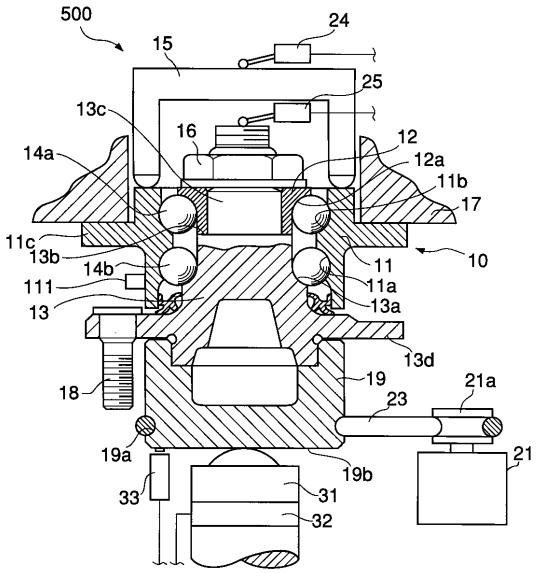
【図４】


軸受剛性 (kgf/μm)
相対変位 (μm)
アキシャル荷重 (kgf)
軸受剛性
相対変位
予圧抜け
測定範囲
FH
FL

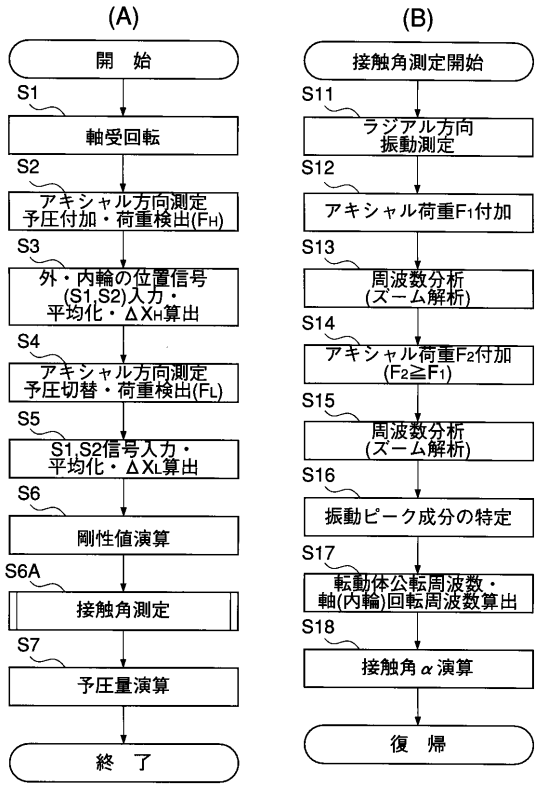
【図５】


100
モータ
50
21
伝達装置
52
荷重検出器
32
アキシャル荷重装置
36
30
荷重設定完了信号発生器
38
軸受回転基準信号発生器
54
S1
S2
S3
5
増幅器
71
増幅器
72
A／D
74
A／D
75
平均値演算器
77
平均値演算器
78
外内輪相対変位算出器
79
剛性値演算器
81
70
増幅器
91
FFTｽﾍﾟｸﾄﾙ周波数分析器
92
FFTｽﾞｰﾑ解析
軸動体公転周波数
軸(内輪)回転周波数
接触角演算器
93
90

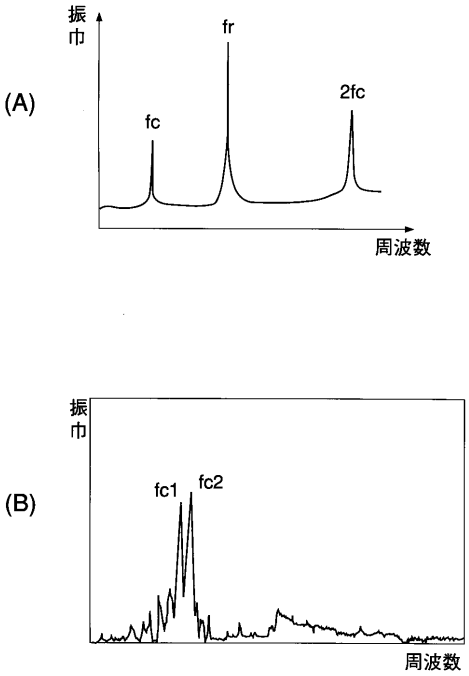
【図６】


500
15
24
25
13c
16
12
12a
11b
17
14a
11c
13b
14b
111
13
11
11a
13a
10
13d
18
19
23
21a
19a
19b
21
33
31
32

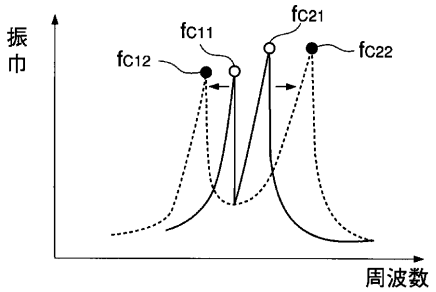
【図７】


(A)
開　始
S1
軸受回転
S2
アキシャル方向測定
予圧付加・荷重検出(FH)
S3
外・内輪の位置信号
(S1,S2)入力・
平均化・ΔXH算出
S4
アキシャル方向測定
予圧切替・荷重検出(FL)
S5
S1,S2信号入力・
平均化・ΔXL算出
S6
剛性値演算
S6A
接触角測定
S7
予圧量演算
終　了
(B)
接触角測定開始
S11
ラジアル方向
振動測定
S12
アキシャル荷重F1付加
S13
周波数分析
(ズーム解析)
S14
アキシャル荷重F2付加
(F2≧F1)
S15
周波数分析
(ズーム解析)
S16
振動ピーク成分の特定
S17
転動体公転周波数・
軸(内輪)回転周波数算出
S18
接触角α演算
復　帰

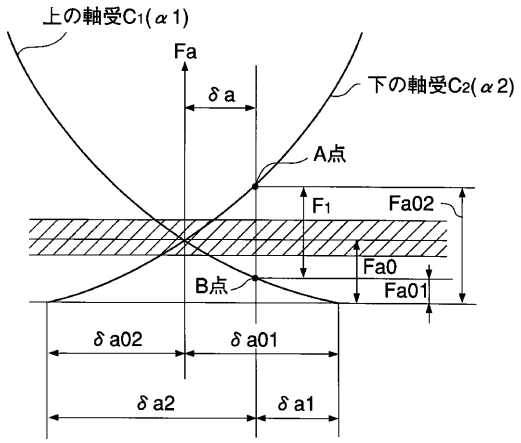
【図８】


(A)
振巾
fr
fc
2fc
周波数
(B)
振巾
fc1
fc2
周波数

【図９】


振巾
fc11
fc12
fc21
fc22
周波数

【図１０】


上の軸受C1(α1)
Fa
δa
下の軸受C2(α2)
A点
F1
Fa02
Fa0
Fa01
B点
δa02
δa01
δa2
δa1

フロントページの続き

(56)参考文献 特開平０６－２２１３２６（ＪＰ，Ａ）
特開平０５－０１０８３５（ＪＰ，Ａ）
特開昭６２－１００６３３（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.[7]，ＤＢ名)
G01L 5/00
G01M 13/04