

(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2012-117567

(P2012-117567A)

(43) 公開日 平成24年6月21日(2012.6.21)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 C 25/08 (2006.01)	F 1 6 C 25/08 Z	3 J 0 1 2
F 1 6 C 19/18 (2006.01)	F 1 6 C 19/18	3 J 7 0 1
F 1 6 C 33/58 (2006.01)	F 1 6 C 33/58	

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2010-265871 (P2010-265871)	(71) 出願人	000004204
(22) 出願日	平成22年11月30日 (2010.11.30)		日本精工株式会社
			東京都品川区大崎1丁目6番3号
		(72) 発明者	勝野 美昭
			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 BB03 BB05 EB14 FB10
			HB01
			3J701 AA02 AA43 AA54 AA62 BA53
			BA54 BA69 BA78 BA79 FA31
			FA35 FA41 GA31 GA32 GA55
			XB03 XB11 XB12 XB13 XB26

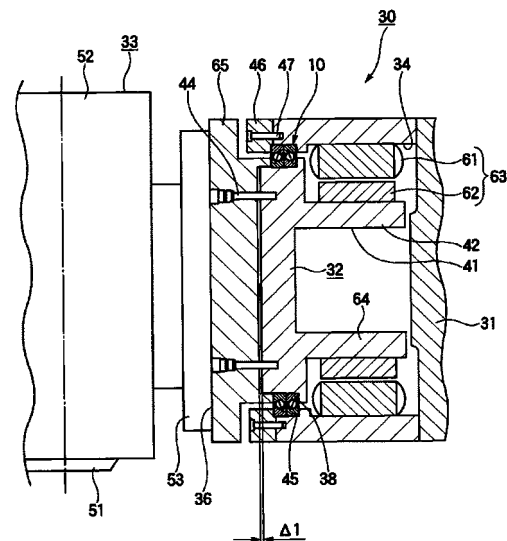
(54) 【発明の名称】 軸受装置

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】内輪回転で使用される軸受の剛性維持・回転精度の向上と共に、クリープを確実に防止することができる軸受装置を提供することにある。

【解決手段】軸である旋回台座32に内輪が外嵌されると共に、ハウジングである基台31に外輪が内嵌され、旋回台座32及び基台31に組み込み後に予圧が付加され、内輪と外輪との間に配置される複数の玉を有した転がり軸受10と、を備える軸受装置であって、旋回台座32の外周面と内輪の内周面とは、転がり軸受10に予圧が付与される前の状態においてすきま嵌めとされ、転がり軸受10に予圧が付与された状態においてしまり嵌めとされ、さらに、軸受の外輪外径を ϕD 、内輪内径を ϕd 、玉のピッチ円直径を ϕd_m とした時に、 $\phi d_m < (\phi D + \phi d) / 2$ の条件を満たし、かつ、転がり軸受10に予圧が付与された状態において、内輪内径収縮量を外輪外径膨張量より大きく設定した。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

軸と、ハウジングと、内輪が前記軸に外嵌されると共に、外輪が前記ハウジングに内嵌され、前記内輪と前記外輪との間に配置される複数の玉を有した転がり軸受と、を備える軸受装置であって、

前記軸の外周面と前記内輪の内周面とは、前記組み込み後の転がり軸受に予圧が付与される前の状態において、すきま嵌めとされ、前記組み込み後の転がり軸受に予圧が付与された状態において、前記内輪の内周面の半径方向への収縮によってしまり嵌めとされ、さらに、前記軸受の外輪外径を φD 、内輪内径を φd 、玉のピッチ円直径を φd_m とした時に、 $\varphi d_m < (\varphi D + \varphi d) / 2$ の条件を満たし、かつ、前記組み込み後の転がり軸受に予圧が付与された状態において、内輪内径収縮量を外輪外径膨張量より大きく設定したことを特徴とする軸受装置。

10

【請求項 2】

軸と、ハウジングと、内輪が前記軸に外嵌されると共に、外輪が前記ハウジングに内嵌され、前記内輪と前記外輪との間に配置される複数の玉を有した転がり軸受と、を備える軸受装置であって、

前記ハウジングの内周面と前記外輪の外周面とは、前記組み込み後の転がり軸受に予圧が付与される前の状態において、すきま嵌めとされ、前記組み込み後の転がり軸受に予圧が付与された状態において、前記外輪の外周面の半径方向への膨張によってしまり嵌めとされ、

20

さらに、前記軸受の外輪外径を φD 、内輪内径を φd 、玉のピッチ円直径を φd_m とした時に、 $\varphi d_m < (\varphi D + \varphi d) / 2$ の条件を満たし、かつ、前記組み込み後の転がり軸受に予圧が付与された状態において、内輪内径収縮量を外輪外径膨張量より大きく設定したことを特徴とする軸受装置。

【請求項 3】

前記転がり軸受は、軸方向断面幅 B と半径方向断面高さ H との断面寸法比 (B / H) を、 $0.1 < B / H < 0.63$ とした玉軸受であることを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の軸受装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

30

【0001】

本発明は、例えば、産業機械、ロボットの関節部や旋回機構部、工作機械の回転テーブルや主軸旋回機構部、印刷機械のドラム等の回転機構部、ダイレクトモータ回転支持部、医療機器、半導体 / 液晶製造装置、光学及びオプトエレクトロニクス装置等の回転軸を支持する軸受装置に関する。

【背景技術】

【0002】

通常、例えば、工作機械の回転テーブル、工作機械の主軸旋回部等の回転機構部や印刷機のドラム回転軸、あるいは、ロボットの関節や旋回機構部やこれらの部位に回転を与えるダイレクトモータの回転支持部等には、図 4 ~ 図 7 に示すように、クロスローラ軸受 100、4 点接触玉軸受 110、組合せアンギュラ玉軸受 120、組合せ円すいころ軸受 130 等が使用されている (例えば、特許文献 1 参照)。

40

【0003】

クロスローラ軸受 100 は、図 4 に示すように、内輪 101 と外輪 102 との間に円筒形の複数のころ 103 が転動自在に配設されており、4 点接触玉軸受 110 は、図 5 に示すように、内輪 111 と外輪 112 との間に複数の玉 113 が転動自在に配設されている。これら軸受 100、110

は、一つの転がり軸受でラジアル荷重と両方向のアキシャル荷重、モーメント荷重を受けられる。

【0004】

50

また、組合せアンギュラ玉軸受 1 2 0 は、図 6 に示すように、内輪 1 2 1 と外輪 1 2 2 との間に複数の玉 1 2 3 が転動自在に配設されたアンギュラ玉軸受 1 2 4 , 1 2 4 を 2 列に組合せたもので、同様に、組合せ円すいころ軸受 1 3 0 は、図 7 に示すように、内輪 1 3 1 と外輪 1 3 2 との間に複数の円すいころ 1 3 3 が転動自在に配置された円すいころ軸受 1 3 4 , 1 3 4 を内輪間座 1 3 5 及び外輪間座 1 3 6 を介して 2 列に組み合わせたものである。これら軸受 1 2 0 , 1 3 0 も、単列の軸受を 2 列組み合わせることで、ラジアル荷重と両方向のアキシャル荷重、モーメント荷重を受ける。

【 0 0 0 5 】

特許文献 1 に記載の玉軸受としては、軸方向のコンパクト化を図る目的で、軸方向の幅を小さくした幅狭のものが提案されている。

10

【 0 0 0 6 】

また、これらの軸受は、所定の予圧を付与して使用され、軸受内部のガタを無くすことにより、回転時の振動の防止、回転精度の維持向上、軸受のラジアル剛性・アキシャル剛性・モーメント剛性の増加等が図られている。

【 0 0 0 7 】

軸受に予圧を付加する方法としては、例えば、背面組合せアンギュラ玉軸受 1 2 0 A では、図 8 に示すように、組合せ内輪 1 2 1 A , 1 2 1 A の対向端面間のすきま Δ を調整し、軸に組み込み後、軸受ナットや内輪押え等の部材で、内輪 1 2 1 A , 1 2 1 A を軸方向に移動させ、上記のすきま Δ をなくす（対向端面同士を密着させて、すきま Δ を 0 にする）。これにより、軸受内の弾性変形によって、背面組合せアンギュラ玉軸受 1 2 0 A に予圧（所謂、定位置予圧）が付加される。

20

【 0 0 0 8 】

さらに、これらの転がり軸受は、軸と内輪との嵌め合いやハウジングと外輪との嵌め合いをすきま嵌めやしまり嵌めとして、それぞれの部材に組み込まれている。

【 0 0 0 9 】

ところで、クロスロー軸受 1 0 0 の場合は、転動体が円筒形のころ 1 0 3 で、且つ軌道溝 1 0 1 a , 1 0 2 a に対してころ 1 0 3 の転がり接触面が線接触しているので、トルクが大きく、しかも、軸やハウジングに組み込んだ時のわずかな変形により、線接触部分の接触状態が不均一となり、トルクむらが発生しやすい。

【 0 0 1 0 】

30

また、4点接触玉軸受 1 1 0 では、転動体が玉 1 1 3 なので、純アキシャル荷重を受ける場合又はラジアル荷重よりアキシャル荷重が優勢な場合には、同寸法のクロスロー軸受 1 0 0 よりトルクが小さい。一方、アキシャル荷重に対してラジアル荷重が優勢な場合、又は純ラジアル荷重を受ける場合には、各玉 1 1 3 は軌道溝 1 1 1 a , 1 1 2 a と 4 点で接触するため、玉 1 1 3 と軌道溝 1 1 1 a , 1 1 2 a とのスピン滑りが大きく、トルクが大きい。

【 0 0 1 1 】

さらに、これら転がり軸受において、例えば、内輪がすきま嵌めで軸に取り付けられ、内輪が一方向のラジアル荷重を受けて回転すると、内輪と軸との間で円周方向に有害な滑り（クリープと称する）を生ずることがある。このクリープと呼ばれる軌道輪の滑り現象は、はめ合い面がすきま嵌めの場合、軌道輪が回転するにつれて荷重点が円周方向に移動し、軌道輪が軸やハウジングに対して円周方向に位置ずれを生じることである。

40

【 0 0 1 2 】

クリープが一度起こると、はめ合い面は著しく摩耗し、軸またはハウジングを損傷させることが多い。軸やハウジングの補修や交換は、軸受のみの交換よりも大掛りとなり機械の復旧に時間を要する。また、軸受内部に摩耗粉が侵入したりして、異常発熱や振動等の原因となる。

【 0 0 1 3 】

このクリープは、軸受をアキシャル方向に、軸受ナット等で締め付けただけでは防止できないことも多い。したがって、通常、軸受のはめ合いにおいては、荷重を受けて回転する

50

軌道輪にしめしろを与えて、軸またはハウジングとしまり嵌めにて固定し、運転中のクリープを防止する。

【0014】

また、しまり嵌めとする他の目的としては、回転精度の向上が挙げられる。工作機械の回転テーブルや主軸旋回機構部において、軸受と軸又はハウジング間のはめ合いがすきま嵌め、例えば、内輪回転で軸と内輪がすきま嵌めの場合、軸中心と内輪中心がずれ、軸が偏心回転することで、旋盤加工では加工面の真円度のくずれや引き目不具合が生じたり、フライス加工では、加工面の形状くずれや粗さ悪化等の品位が低下する。印刷機の回転ドラムにおいては、上記の理由で回転精度が悪化すると印刷精度に影響し、カラー多重印刷の場合、色むらや文字のにじみ等の問題が発生する。

10

【0015】

上記の理由から、軌道輪をしまり嵌めで組み込むことが多いが、しまり嵌めの場合、当然組み込む際にプレス等で圧入するか、あるいは焼き嵌め等が必要となる。上記用途では、軸受内径φ100～φ300mm程度の比較的大型サイズの軸受が使用される場合が多く、しまり嵌めの場合、組込み作業が容易ではない。また、軸受を軸やハウジングから分解する際、しまり嵌めされた軌道輪に組み込み時とは逆方向の荷重がかかるように周辺部の構造設計をする必要もある。ダイレクト駆動モータの回転支持部用軸受では、ロータやステータが軸受の横に配置される構成も多く、分解方法も考慮した構造とする設計は難しい。

20

【0016】

特に、アンギュラ玉軸受124の場合、図9に示すように、単体では一方向の荷重しか負荷できない構造であり、逆方向の荷重を加えると、内外輪121, 122の溝肩エッジ部と玉123とが接触し玉傷が発生したり、玉軸受124が分離して再使用ができなくなるので、組込み・分解の際には十分な配慮を要する。

【0017】

以上の対策として、例えば特許文献2には、組み込み後の転がり軸受に予圧が付与される前の状態において、軸の外周面と内輪の内周面とがすきま嵌めとされ、組み込み後の転がり軸受に予圧が付与された状態において、内輪の内周面の半径方向への収縮によってしまり嵌めとされる軸受装置が開示されている。

30

【0018】

上記構成の軸受装置によれば、内輪を軸に組み込む際に、プレスや焼き嵌め等を用いる必要もないので容易に組込みができ、また内輪を軸から分解する際も、軸受に負荷をかけることなくスムーズに行なえる。さらに、しまり嵌めで組み込む場合に比べて軸受周りの設計も容易となる。また、予圧付加後は内輪と軸との間はしまり嵌めとなるので、クリープの発生や回転精度の悪化も防止できる。

【0019】

さらに、特許文献2では、組み込み後の転がり軸受に予圧が付与される前の状態において、ハウジングの内周面と外輪の外周面とがすきま嵌めとされ、組み込み後の転がり軸受に予圧が付与された状態において、外輪の外周面の半径方向への膨張によってしまり嵌めとされる軸受装置も開示されている。

40

【0020】

上記構成の軸受装置によれば、外輪をハウジングに組み込む際に、プレスや焼き嵌め等を用いる必要もないので容易に組込みができ、また外輪をハウジングから分解する際も、軸受に負荷をかけることなくスムーズに行なえる。さらに、しまり嵌めで組み込む場合に比べて軸受周りの設計も容易となる。また、予圧付加後は外輪とハウジングとの間はしまり嵌めとなるので、クリープの発生や回転精度の悪化も防止できる。

【0021】

一方、上記軸受装置は内輪回転で使用される場合がほとんどであり、内輪回転条件で生じやすいフレッチングやクリープの発生に対して、さらなる対応が必要となっている。

【先行技術文献】

50

【特許文献】

【0022】

【特許文献1】特開2006-105385号公報

【特許文献2】特開2009-002504号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0023】

本発明は、上述した事情に鑑みて為されたものであり、その目的は、内輪回転で発生するクリープをより確実に防止することができる軸受装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0024】

本発明の上記目的は、以下の構成によって達成される。

(1) 軸と、ハウジングと、内輪が前記軸に外嵌されると共に、外輪が前記ハウジングに内嵌され、前記内輪と前記外輪との間に配置される複数の玉を有した転がり軸受と、を備える軸受装置であって、

前記軸の外周面と前記内輪の内周面とは、前記組み込み後の転がり軸受に予圧が付与される前の状態において、すきま嵌めとされ、前記組み込み後の転がり軸受に予圧が付与された状態において、前記内輪の内周面の半径方向への収縮によってしまり嵌めとされ、

さらに、前記軸受の外輪外径を ϕD 、内輪内径を ϕd 、玉のピッチ円直径を ϕd_m とした時に、 $\phi d_m < (\phi D + \phi d) / 2$ の条件を満たし、かつ、前記組み込み後の転がり軸受に予圧が付与された状態において、内輪内径収縮量を外輪外径膨張量より大きく設定したことを特徴とする軸受装置。

(2) 軸と、ハウジングと、内輪が前記軸に外嵌されると共に、外輪が前記ハウジングに内嵌され、前記内輪と前記外輪との間に配置される複数の玉を有した転がり軸受と、を備える軸受装置であって、

前記ハウジングの内周面と前記外輪の外周面とは、前記組み込み後の転がり軸受に予圧が付与される前の状態において、すきま嵌めとされ、前記組み込み後の転がり軸受に予圧が付与された状態において、前記外輪の外周面の半径方向への膨張によってしまり嵌めとされ、

さらに、前記軸受の外輪外径を ϕD 、内輪内径を ϕd 、玉のピッチ円直径を ϕd_m とした時に、 $\phi d_m < (\phi D + \phi d) / 2$ の条件を満たし、かつ、前記組み込み後の転がり軸受に予圧が付与された状態において、内輪内径収縮量を外輪外径膨張量より大きく設定したことを特徴とする軸受装置。

(3) 前記転がり軸受は、軸方向断面幅 B

と半径方向断面高さ H との断面寸法比(B/H)を、 $0.1 < B/H < 0.63$ とした玉軸受であることを特徴とする(1)又は(2)に記載の軸受装置。

【発明の効果】

【0025】

本発明の軸受装置によれば、軸の外周面と内輪の内周面とは、組み込み後の転がり軸受に予圧が付与される前の状態において、すきま嵌めとされ、組み込み後の転がり軸受に予圧が付与された状態において、内輪の内周面の半径方向への収縮によってしまり嵌めとされるので、内輪を軸に組み込む際に、プレスや焼き嵌め等を用いる必要もないので容易に組み込みができ、また内輪を軸から分解する際も、軸受に負荷をかけることなくスムーズに行なえる。さらに、しまり嵌めで組み込む場合に比べて軸受周りの設計も容易となる。また、予圧付加後は内輪と軸との間はしまり嵌めとなるので、クリープの発生や回転精度の悪化も防止できる。

【0026】

またさらに、前記軸受の外輪外径を ϕD 、内輪内径を ϕd 、玉のピッチ円直径を ϕd_m とした時に、 $\phi d_m < (\phi D + \phi d) / 2$ の条件を満たし、かつ、前記組み込み後の転がり軸受に予圧が付与された状態において、内輪内径収縮量を外輪外径膨張量より大きく設定

したので、内輪回転で使用される軸受の剛性維持・回転精度をさらに向上させることができると共に、クリープを確実に防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【0027】

【図1】本発明の一実施形態に係る軸受装置である工作機械の主軸旋回装置を示す要部を断面とした側面図である。

【図2】本実施形態の2列背面組合せアンギュラ玉軸受を示す断面図である。

【図3】従来の2列背面組合せアンギュラ玉軸受を示す断面図である。

【図4】クロスロー軸受の断面図である。

【図5】4点接触玉軸受の断面図である。

10

【図6】2列組合せアンギュラ玉軸受の断面図である。

【図7】2列組合せ円すいころ軸受の断面図である。

【図8】2列組合せアンギュラ玉軸受の予圧付与前の状態を示す断面図である。

【図9】アンギュラ玉軸受の荷重の付加方向を示す断面図である。

【図10】(a)は、すきま嵌めで組み込まれた2列背面組合せアンギュラ玉軸受を示す断面図であり、(b)は、しまり嵌めで組み込まれた2列背面組合せアンギュラ玉軸受を示す断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0028】

以下、本発明の一実施形態に係る軸受装置について、図1~2を参照して詳細に説明する。

20

図1は、例えば、5軸加工マシニングセンタに使用される、本発明の軸受装置である工作機械の主軸旋回装置を示している。図中、符号30は工作機械の主軸旋回装置30であって、マシニングセンタの固定部に固定された基台(以下、「ハウジング」とも称す。)31と、この基台31に回転自在に支持された旋回台座(以下、「軸」とも称す。)32と、この旋回台座32に装着された主軸本体33と、を備え、ダイレクトモータ63による駆動方式を採用している。

【0029】

基台31は、左端面中央から右側に凹設した旋回台座32を収容する収容凹部34を有し、この収容凹部34内には、旋回台座32が主軸旋回部用軸受(以下、「転がり軸受」とも称す。)10を介して回転自在に支持されている。

30

【0030】

旋回台座32は、主軸旋回部用玉軸受10及びロータ62を保持する基部64と、この基部64にボルト締めされる主軸旋回部用玉軸受10の内輪押えを兼ねる円板部65とで構成されている。基部64は、中央部の右端から左方に重量を軽減するための凹部41を形成した突出部42を有し、円板部65は、基部64の左端面と対向し、左端に平坦な取付面36を有する。

【0031】

主軸本体33は、エンドミルやドリル等の治工具(図示せず)を取付ける工具取付面51を下方として工具を回転させる回転駆動源を内装した主軸52と、旋回台座32の円板部65の取付面36にボルト締めされ、主軸52の側面に一体に形成された取付板部53とを有する。

40

【0032】

また、主軸旋回装置30は、基台31の収容凹部34の内周面に配設したステータ61と、これに対向する旋回台座32の突出部42の外周面に配設したロータ62とで構成されるダイレクトモータ63を備え、このダイレクトモータ63で旋回台座32を直接旋回駆動する。なお、ダイレクトモータ63は、図1に示すアウトロータ型に構成する場合に限らず、突出部42の凹部41内周面にロータを配設し、このロータの内側にステータを配設するインナロータ型に構成するようにしてもよい。

50

【0033】

主軸旋回部用玉軸受10は、幅狭のアンギュラ玉軸受14を2列背面組合せした組合せアンギュラ玉軸受である。各アンギュラ玉軸受14は、図1及び図2に示すように、旋回台座32に外嵌される内輪11と、基台31に内嵌される外輪12と、内輪11及び外輪12の各軌道面11a, 12a間に接触角を持って転動自在に配置される複数の転動体である玉13と、を有する。なお、各アンギュラ玉軸受14には、保持器やシールが設けられても良い。

【0034】

そして、各内輪11は、旋回台座32に形成された段部38に外嵌された状態で、内輪押えを兼ねる円板部65をボルト44で締め付けることにより、段部38に固定される。一方、各外輪12は、基台31の収容凹部34に形成した段部45に内嵌された状態で、基台31の左端面側に配設された外輪押え46をボルト47によってボルト締めすることにより、基台31に固定される。また、円板部65をボルト締結することで、各内輪11の対向端面間の軸方向すきまを0とし、軸受内の弾性変形によって玉軸受10に定位置予圧が付与される。この時、内輪11の対向端面間の軸方向すきまが0となった状態で、旋回台座32と円板部65との軸方向すきま $\Delta 1$ （図1参照）を確保できるようにするのが好ましい。内輪11への押付力のばらつきを抑え、適切な予圧を付加させるためには、 $\Delta 1$ は通常、0.01~0.05mm程度が適切である。

【0035】

各幅狭のアンギュラ玉軸受14は、軸方向の省スペース化を図るため、軸方向断面幅Bと半径方向断面高さH（＝（外輪外径D - 内輪内径d）/ 2）との断面寸法比（B/H）を（B/H）< 0.63としている。なお、B/Hは理論的にはB/H > 0であるが、現実的には、使用する玉や保持器、シールの設計、選定等と加味すると、B/H > 0.10、好ましくはB/H > 0.20、より好ましくはB/H > 0.30が望ましい。

【0036】

また、国際標準化機構（ISO）で決められている標準玉軸受の場合、B/Hが1.0前後のものが多くを占める。したがって、B/H < 0.5に設定すれば標準玉軸受約1列分の幅方向スペースで2列の幅狭玉軸受を配設させることができ、省スペース化が図られる。また、アンギュラ玉軸受の場合、1列では一方向の軸方向荷重しか受けられず、また、モーメント荷重を受けることはできないが、2列以上組合わせることで、両方向の軸方向荷重やモーメント荷重の負荷が可能となる。また予圧を付加することもできるので、省スペース化と共にラジアル剛性やアキシアル剛性及びモーメント剛性なども大きくすることができる。また、B/H < 0.25に設定すれば、4列の幅狭玉軸受を配設させることができ、さらに剛性の向上が可能である。

【0037】

加えて、上記幅狭のアンギュラ玉軸受は、標準設計の軸受よりも小径の玉を複数用いている設計であり、内外輪の径方向断面肉厚が厚い構成となっている。したがって、断面二次モーメントが高く、径方向の剛性が高くなる。ゆえに、周囲からの過重負荷に対して変形しづらい特性を保持している。以上から、軸32やハウジング31に組み込んだ場合（特に、軸32やハウジング31とすきま嵌合で組み込んだ場合）、円板部65や外輪押え46等で軸受10を固定した時の内外輪11, 12の変形（特に真円度の悪化）を抑制することができると共に、変形によって生じるトルク不良や回転精度不良、あるいは、発熱増大、摩耗や焼付き等の不具合を防止することができる。

【0038】

さらに、幅寸法が従来の標準単列玉軸受の約半分となることで、玉径も従来の玉軸受の半分程度となるが、逆に1列あたりの玉数が増加し、軸受剛性は従来の玉軸受に対して増加する。

【0039】

ここで、本実施形態では、上述したように、円板部65をボルト締結することで、軸受内

10

20

30

40

50

の弾性変形によって玉軸受 10 に定位置予圧が付与されるが、転がり軸受 10 に予圧が付与される前の状態において、旋回台座 32 の外周面と内輪 11 の内周面との間、及び、基台 31 の内周面と外輪 12 の外周面との間の各嵌め合いは、すきま嵌めとされている。そして、転がり軸受 10 に予圧が付与された状態において、内輪 11 の内周面の半径方向への収縮、外輪 12 の外周面の半径方向への膨張によって、各嵌め合いはしまり嵌めとなる。

【0040】

具体的に、転がり軸受 10 の旋回台座 32 及び基台 31 への組立方法について説明すると、まず、旋回台座 32 の段部 38 に 2 列のアンギュラ玉軸受 14 を背面組合せの状態で挿入する。この状態で、旋回台座 32 の外周面と内輪 11 の内周面との間の嵌め合いは、すきま嵌めとされている。なお、外輪押え 46 は、一方（図 1 の左側）のアンギュラ玉軸受 14 の外輪 12 に嵌めておく。

10

【0041】

次に、内輪押えを兼ねた円板部 65 を軸である旋回台座 32 に組み付け後、ボルト 44 により、軸受に予圧が付加されない程度に、円板部 65 を旋回台座 32 に軽く仮締めする。軽く仮締めする事で、2 つのアンギュラ玉軸受 14 は組合せ軸受となり、図 9 (b) に示すような逆方向の荷重が負荷しなくなる。また、組合せアンギュラ玉軸受 10 をハウジングである基台 31 の収容凹部 34 の端部穴に挿入する。軸受にはまだ予圧は付加されていないので、基台 31 の内周面と外輪 12 の外周面との間の嵌め合いもすきま嵌めとされている。

20

【0042】

そして、円板部 65 のボルト 44 を適正なトルクで締め付け、内輪 11 が固定されると、初めて設定予圧が組合せアンギュラ玉軸受 10 に付与される。その後、外輪押え 46 のボルト 47 を、適正トルクで締め付ける。

【0043】

この予圧が付与された状態で、内輪 11 の内周面が半径方向に収縮し、外輪 12 の外周面が半径方向に膨張するため、旋回台座 32 の外周面と内輪 11 の内周面との間、及び、基台 31 の内周面と外輪 12 の外周面との間の各嵌め合いがしまり嵌めとなる。これにより、組み込み前にあったすきまがなくなり、クリープや回転振動等の不具合を防止することができる。

30

【0044】

なお、予圧が付与される前の状態での、旋回台座 32 と内輪 11、及び基台 31 と外輪 12 との各嵌め合いすきまは、設定予圧荷重、予圧荷重と内輪及び外輪の半径方向膨収縮量との関係、予圧付与後の嵌め合いすきま（しめしろ）等を考慮して設定される。また、内輪 11 及び外輪 12 の半径方向の膨収縮により、軸受内部のラジアルすきま量も変化することから、予圧すきまは、設定予圧荷重に加え、このラジアルすきまの変化量を考慮して設定される。

【0045】

また、軌道輪の半径方向膨収縮による剛性低下（予圧減少）をより防止したい場合は、必要に応じて、例えば、軸 32 又はハウジング 31 と軸受 10 間の嵌め合いすきまを、それぞれ、軌道輪の半径方向膨収縮量の約 1/2 程度以下（本実施形態では、軸 32 と内輪 11 間のすきま：0.001～0.010 mm、或いは、ハウジング 31 と外輪 12 間のすきま：0.001～0.015 mm）程度に設定するとよい。このように設定しておけば、軸受の膨収縮量を抑制し、かつ予圧付加後は、適度なしまり嵌めとなるので、剛性を確保できる。また、クリープや回転時の振動をより防止することができる。

40

【0046】

またさらに、本実施形態では、軸受 14 の外輪外径を ϕD 、内輪内径を ϕd 、玉のピッチ円直径を ϕd_m とした時に、 $\phi d_m < (\phi D + \phi d) / 2$ の条件を満たし、かつ、前記組み込み後の転がり軸受に予圧が付与された状態において、内輪内径収縮量を外輪外径膨張量より大きく設定したことで、予圧が付与された状態における内輪のしめしろをより大き

50

くすることができ、内輪回転条件で生じやすいフレッチングやクリープをより防止できる。また、予圧荷重負荷後内輪しめしろとするための、内輪と軸とのはめあい嵌合条件が得やすい（はめあい範囲を広く設定することができる）。

【0047】

通常の産業機械装置では、内輪回転、外輪非回転（静止）で使用される場合がほとんどである。この場合、回転軸側である内輪の回転精度を向上させたり、回転時の振動荷重等によるフレッチングやクリープを抑制するには、はめあいをしめしろ嵌合とする必要がある。また、外部荷重によるしめしろ減少分も加味すると、外部荷重値に対応する適度のしめしろの確保が必要である。逆に、固定輪となる外輪側は、剛性等がさほど要求されない場合、中間ばめ、あるいは若干のすきま嵌合でもフレッチングやクリープの発生はしがたく

10

【0048】

従来の軸受の場合、玉ピッチ円径は内外輪の半径方向中央部に設定するが、この場合、予圧荷重による内輪・外輪の半径方向変形量（外輪は膨張、内輪は収縮）は、各リングに作用する応力方向の違いから外輪側の方が大きくなる。結果として、従来の軸受（玉ピッチ円径が半径方向中央位置）では、はめあいレンジを内外輪で同じとした場合、予圧負荷後の外輪膨張・内輪収縮によるしめしろは、はめあいしめしろを必要とする内輪側の方が小さくなってしまいが、本実施形態とすることで、内輪側は、最大しめしろを大きくとることができ、また、しめしろとするはめあいレンジも広く取れる。一方、外輪側は、しめしろとするためのはめあいレンジは狭くなるが、前述のように中間ばめ、あるいは、最悪すきまとなってもかまわないので問題はない。

20

【0049】

回転精度の悪化防止の効果の一つは、以下の理由によるものである。

即ち、軸（旋回台座）32の外周面と内輪11の内周面との間、及びハウジング（基台）31の内周面と外輪12の外周面との間がすきま嵌めで組み込まれた場合、図10（a）に示すように、2列の内輪11，11間及び外輪12，12間で軸芯が半径方向にずれる可能性が高い。このような芯ずれが生じた状態で、転がり軸受が回転した場合、もみすり運動のような振れ回りが生じ、回転精度が悪化する。一方、本発明では、予圧後にしまり嵌めで組み込まれているので、図10（b）のように、内輪11，11間及び外輪12，12間で芯ずれがなくなり、回転精度を向上することができる。

30

【0050】

特に、本実施形態では、断面寸法比を $0.1 < B/H < 0.63$ とした幅狭のアンギュラ玉軸受14が用いられているので、内外輪11，12の軸方向断面肉厚が薄く、予圧による内外輪11，12の膨収縮変形も大きくなるので、その効果が大きい。つまり、標準寸法の転がり軸受の場合には、内外輪11，12の断面肉厚が厚く、また、用途上の必要予圧荷重も小さかったので、予圧を付加しても内外輪11，12の膨収縮量はわずかであったので、嵌めあいすきまの影響は少なかった。しかし、幅狭のアンギュラ玉軸受14では、これに比べて予圧による内外輪11，12の膨収縮変形が大きく、今回のような考案が必要となる。

【0051】

加えて、工作機械の回転テーブルや主軸旋回機構部、印刷機のドラム回転部等は高剛性を必要とし、かつ省スペース化が必要となるので、幅狭のアンギュラ玉軸受14は、これらの構造に有効である。また、剛性増加のため、設定する予圧荷重も、数百kg以上と大きいので膨収縮変形も大きくなり、上記効果をより発揮できる。

40

【0052】

尚、本発明は、上述した実施形態に限定されるものでなく、適宜、変形、改良等が可能である。

なお、本発明の軸受装置は、本実施形態の用途以外、例えば、工作機械の回転テーブル・ロボット旋回機構部や関節部・印刷機械のドラム等の回転機構部、ダイレクトモータ回転支持部等でも、同様の効果を発揮できる。特に、工作機械の回転テーブルや主軸旋回機

50

構部、ダイレクトモータ回転支持部、ロボットの関節部や旋回機構部等においては、省スペース化と高剛性を両立させる必要があり、軸方向に幅狭の軸受を使用すれば、予圧荷重による軌道輪の膨収縮量が大きいので、さらに上記の作用効果が向上する。

【 0 0 5 3 】

本発明の転がり軸受としては、本実施形態のアンギュラ玉軸受以外に、円すいころ軸受、深みぞ玉軸受、クロスロー軸受、４点接触玉軸受等が適用できる。また、組合せ軸受の場合、必要に応じて、２列以上、例えば、３列組合せや４列組合せアンギュラ玉軸受としても良い。

【 0 0 5 4 】

さらに、モーメント剛性を向上させるため、組み合わせた軸受間に内輪間座や外輪間座を挿入してもよい。また、組合せ方法も、図２に示すような、接触角の向きをハの字形とした背面組合せではなく、逆ハの字形とした正面組合せとしてもよい。

10

【 0 0 5 5 】

予圧の付加方法としては、２列以上の軸受の組合せによる定位置予圧方式の他、ばねを利用し、適正な予圧荷重を付加できる定圧予圧方式等を採用してもよい。予圧の付加方法や構造は適時、本考案の範囲で選定可能である。

【 0 0 5 6 】

また、本実施形態の主軸旋回装置においては、基台３１に形成した収容凹部３４内に旋回台座３２を回転自在に支持する場合について説明したが、これに限定されるものではなく、基台３１の外側に旋回台座３２を主軸旋回部用玉軸受１０を介して回転自在に支持するようにしてもよい。

20

【 0 0 5 7 】

さらに、本実施形態では、軸３２の外周面と内輪１１の内周面との間、及び、ハウジング３１の内周面と外輪１２の外周面との間の各嵌め合いは、転がり軸受１０に予圧が付与される前の状態においてすきま嵌めとし、転がり軸受１０に予圧が付与された状態においてしまり嵌めとしているが、本発明は、これら嵌め合いの少なくとも一方が、転がり軸受１０に予圧が付与された状態においてしまり嵌めとされればよく、一方の嵌め合いが予圧付与後にすきま嵌めの状態のままであってもよい。

【 0 0 5 8 】

また、本発明は、これら嵌め合いの少なくとも一方が、転がり軸受１０に予圧が付与される前の状態においてすきま嵌めであればよく、一方の嵌め合いが予圧付与前からしまり嵌めでであってもよい。その場合、すきま嵌めとした他方の嵌め合いが、予圧付与後にしまり嵌めとされる。

30

【産業上の利用可能性】

【 0 0 5 9 】

本発明は、例えば、産業機械、ロボットの関節部や旋回機構部、工作機械の回転テーブルや主軸旋回機構部、印刷機械のドラム等の回転機構部、ダイレクトモータ回転支持部、医療機器、半導体／液晶製造装置、光学及びオプトエレクトロニクス装置等の回転軸を支持する軸受装置及びその組立方法に好適に利用できる。

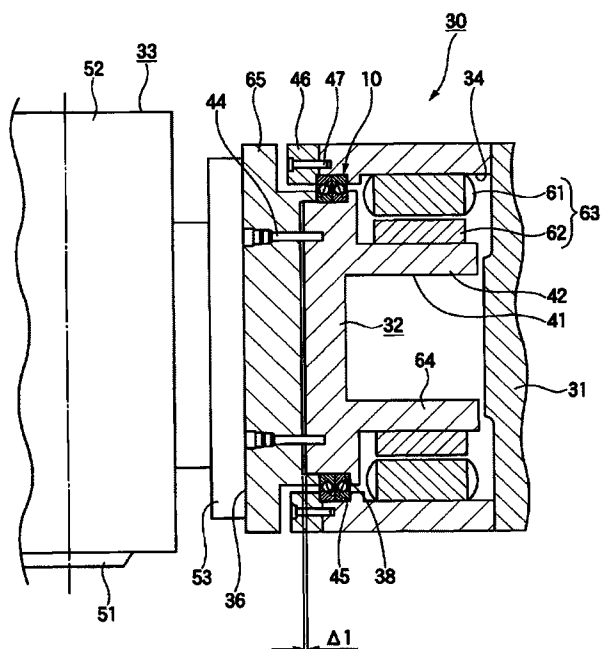
【符号の説明】

40

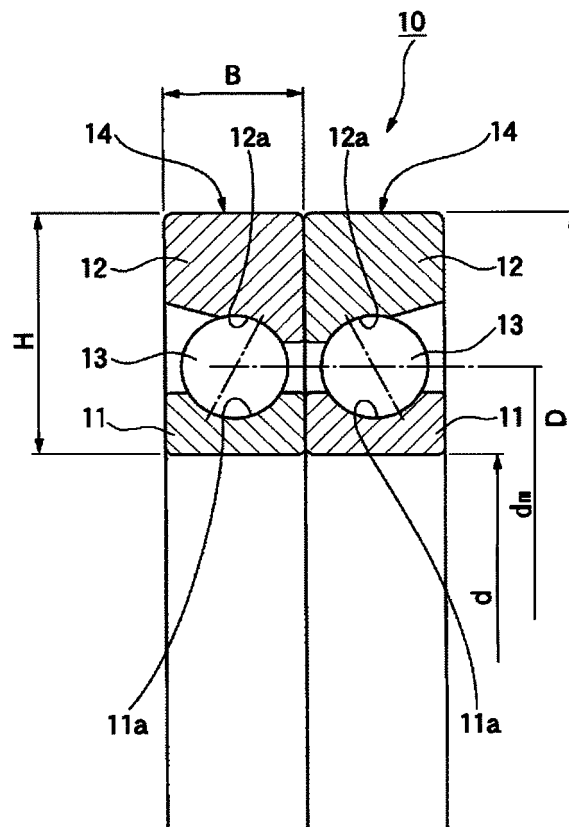
【 0 0 6 0 】

- １０ 主軸旋回部用軸受（転がり軸受）
- １１ 内輪
- １２ 外輪
- １３ 玉（転動体）
- １４ アンギュラ玉軸受
- ３０ 主軸旋回装置（軸受装置）
- ３１ 基台（ハウジング）
- ３２ 旋回台座（軸）

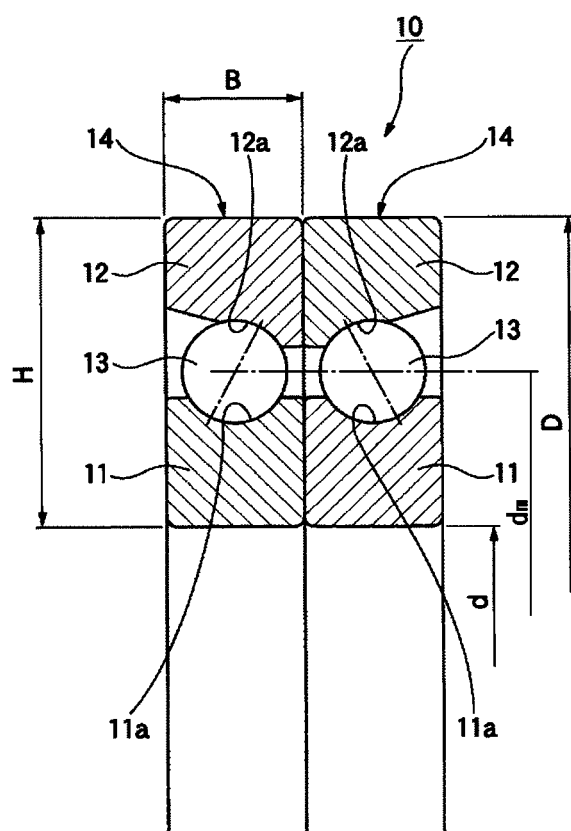
【 図 1 】



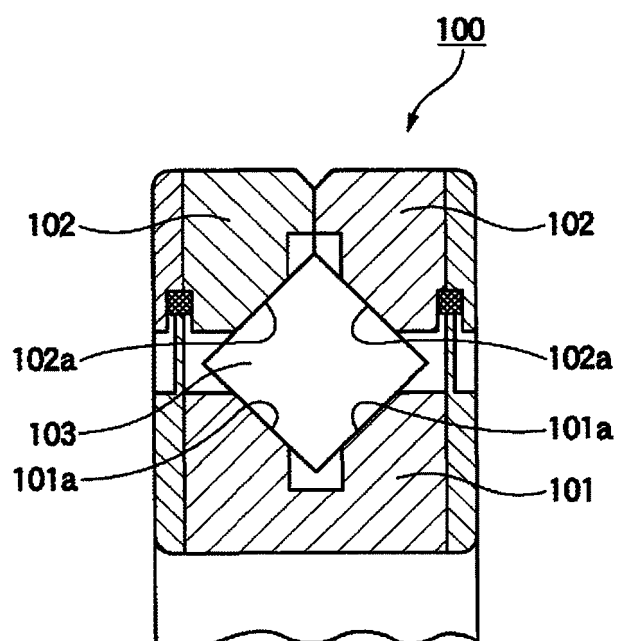
【圖 2】



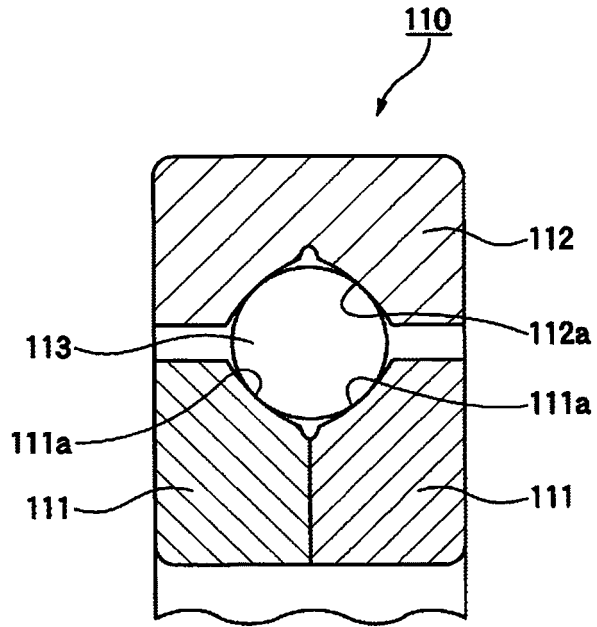
【 図 3 】



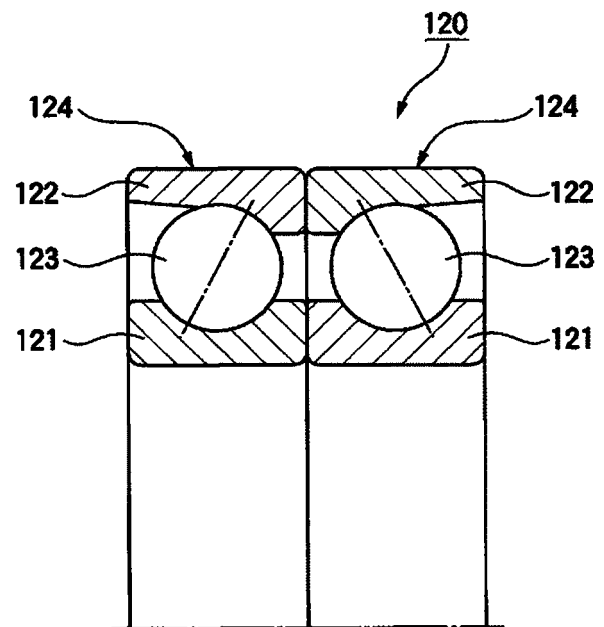
【 図 4 】



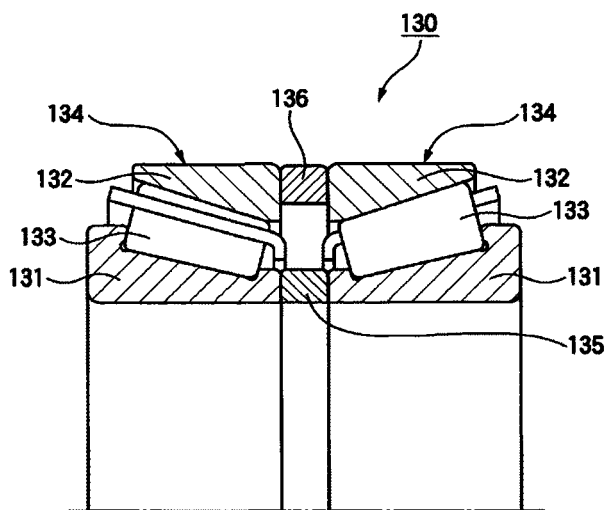
【 図 5 】



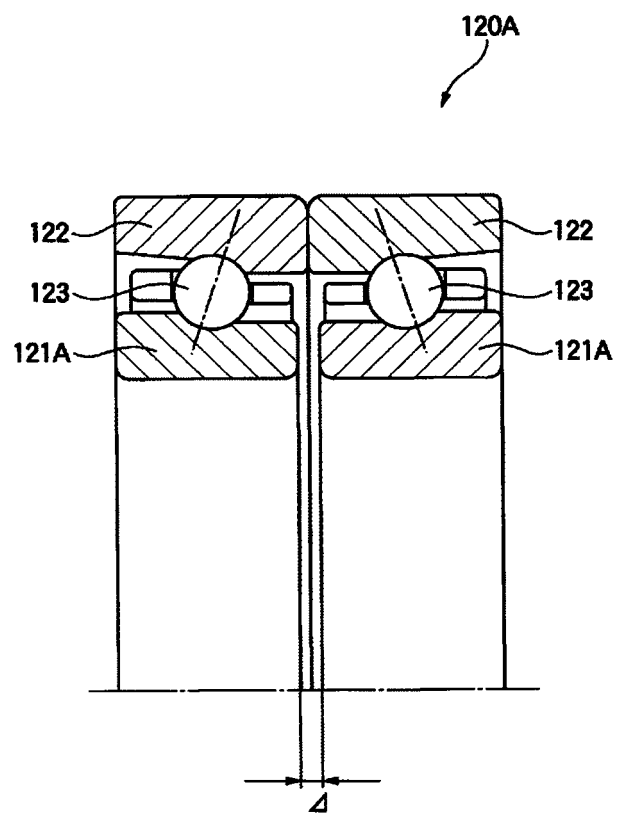
【 図 6 】



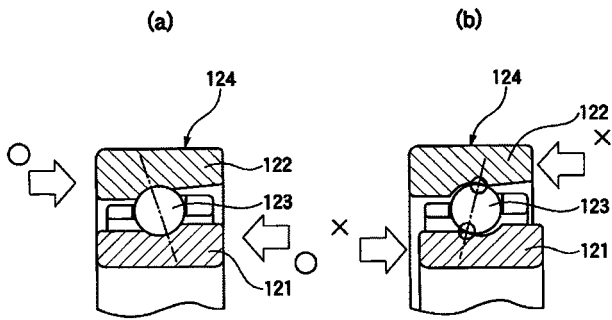
【 図 7 】



【 図 8 】



【 図 9 】



【 図 10 】

