(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2006-214456
(P2006-214456A)
(43)公開日　平成18年8月17日(2006.8.17)

(51)Int.Cl.		F I		テーマコード（参考）
F16C 19/06	(2006.01)	F16C 19/06		3J017
F16C 33/32	(2006.01)	F16C 33/32		3J101
F16C 35/063	(2006.01)	F16C 35/063		5H605
H02K 5/173	(2006.01)	H02K 5/173	A	

審査請求 未請求　請求項の数 6　ＯＬ　（全 8 頁）

(21)出願番号　特願2005-25016(P2005-25016)
(22)出願日　平成17年2月1日(2005.2.1)

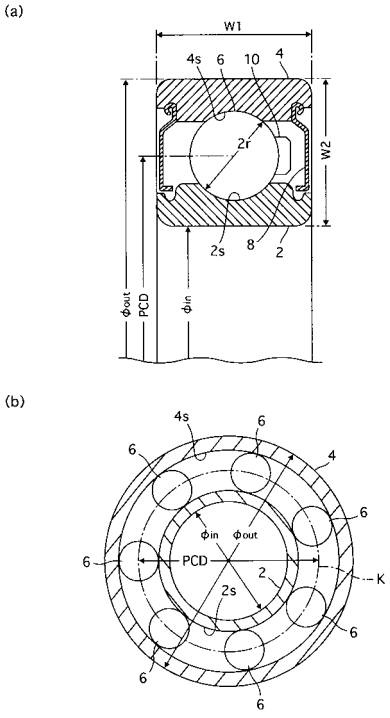
(71)出願人　000004204
日本精工株式会社
東京都品川区大崎１丁目６番３号
(74)代理人　100089381
弁理士　岩木　謙二
(72)発明者　渡邊　聡
神奈川県藤沢市鵠沼神明１丁目５番５０号
日本精工株式会社内
(72)発明者　大山　千晃
神奈川県藤沢市鵠沼神明１丁目５番５０号
日本精工株式会社内

Ｆターム(参考)　3J017 AA02 BA10 DA01
3J101 AA03 AA32 AA42 AA54 AA62
BA10 EA41 FA15 FA35 FA41
GA24

最終頁に続く

(54)【発明の名称】転がり軸受

(57)【要約】
【課題】高速回転において軸と内輪との間のしめしろがきつくなることによる内輪変形を防止し、剛性や定格荷重を低減すること無くトルクの低減を図ることが可能な転がり軸受を提供する。
【解決手段】相対回転可能に対向した内輪２及び外輪４と、内外輪間に転動自在に配列された複数個の転動体６と、潤滑剤の漏洩防止及び異物の浸入防止用の密封板８とを備え、内輪は所定のしめしろで軸に嵌合されていると共に当該内輪の内径が略６mm～１８mmに設定され、毎分８万回転以上の高速で回転可能な転がり軸受であり、転動体のピッチ円径をｄm、転動体の中心相互を結んだ仮想円の直径をＰＣＤ、転動体の半径をｒ、転がり軸受の幅をＷ１、外輪の外径から内輪の内径を減算した値をＷ２とすると、０.９ｄm＜ＰＣＤ＜ｄm且つ０.３＞πr^2／(Ｗ１×Ｗ２)＞０.０８なる関係を満足する。
【選択図】　図１



【特許請求の範囲】
【請求項１】
互いに相対回転可能に対向配置された内輪及び外輪と、内外輪間に転動自在に配列された複数個の転動体と、潤滑剤の漏洩防止及び異物の浸入防止を図るための密封板とを備えており、内輪は所定のしめしろで軸に嵌合されていると共に当該内輪の内径が略６ｍｍ～１８ｍｍに設定され、毎分８万回転以上の高速で回転可能な転がり軸受であって、
転動体のピッチ円径をｄｍ、各転動体の中心相互を結んで構成される仮想円の直径をＰＣＤ、転動体の半径をｒ、転がり軸受の幅をＷ１、外輪の外径から内輪の内径を減算した値をＷ２とすると、
$$0.9dm < PCD < dm \quad \text{且つ} \quad 0.3 > \pi r^2 / (W1 \times W2) > 0.08$$
なる関係を満足することを特徴とする転がり軸受。
【請求項２】
転がり軸受は、クリーナモータの軸端に取り付けられることを特徴とする請求項１に記載の転がり軸受。
【請求項３】
内輪は、当該内輪の内径の６００分の１以上のしめしろで軸に嵌合されていることを特徴とする請求項１又は２に記載の転がり軸受。
【請求項４】
転動体は、セラミックで形成されていることを特徴とする請求項１～３のいずれかに記載の転がり軸受。
【請求項５】
転動体の個数をＮとすると、
$$0.5 \leqq 2rN / (PCD \times \pi) \leqq 0.7$$
なる関係を満足することを特徴とする請求項１～４のいずれかに記載の転がり軸受。
【請求項６】
ラジアル内部すきまは、最小１３μｍで最大２０μｍに設定されていることを特徴とする請求項１～５のいずれかに記載の転がり軸受。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、例えば高速回転において軸と内輪との間のしめしろがきつくなることによる内輪変形を防止し、剛性や定格荷重を低減すること無くトルクの低減を図ることが可能な転がり軸受に関する。
【背景技術】
【０００２】
従来から、高速回転における高効率化及び低トルク化を図った各種の転がり軸受が知られている。例えば特許文献１に示された転がり軸受は、各玉の直径をＤｂ、外輪の軌道面の曲率半径をＲ０、内輪の軌道面の曲率半径をＲｉとした場合、
５３＜Ｒ０／Ｄｂ≦０．６５、０．５２＜Ｒｉ／Ｄｂ≦０．６５であり、
外輪の外径をＤ、内輪の内径をｄ、各玉のピッチ円径をＤｐとした場合、
０≦ｘ＝Ｄｂ／{(Ｄ－ｄ)／２}、１．０＞ｙ＝Ｄｐ／{(Ｄ＋ｄ)／２}となることを満足するように構成されている。
即ち、上述したような従来の転がり軸受は、転動体(玉)のピッチ円径{(Ｄ＋ｄ)／２}を内側(軸受中心側)にずらすことを特徴としている。
【０００３】
しかしながら、従来の転がり軸受では、内輪の肉厚を薄く設定した場合において、当該内輪と軸(内輪が嵌合している軸)との間のしめしろがきつくなることにより、特に高速回転(毎分８万回転(80,000rpm)以上の高速回転)において内輪が変形してしまう場合が想定される。このように内輪が変形した状態で高速回転させると、トルクの変動が大きくなり、その結果、転がり軸受を安定して回転させることが困難になってしまう。

【０００４】
また、転がり軸受の高速回転時の安定性を図るために、転がり軸受の剛性や定格荷重を向上させることが必要となるが、これに応える方法として、例えば玉の直径を大きくしたり、玉数を増加させることが考えられる。
しかしながら、このような方法では、トルク(特に、動トルク)が大きくなり、軽快に転がり軸受を高速回転させることが困難になってしまう場合がある。なお、内外輪間に組込可能な玉数にも制限があるため、従来の方法では剛性や定格荷重の向上にも一定の限界がある。
【特許文献１】特開２００１－９０７３６号公報(特願平１１－２０５２４５)
【発明の開示】
【発明が解決しようとする課題】
【０００５】
本発明は、上述したような問題を解決するためになされており、その目的は、高速回転において軸と内輪との間のしめしろがきつくなることによる内輪変形を防止し、剛性や定格荷重を低減すること無くトルクの低減を図ることが可能な転がり軸受を提供することにある。
【課題を解決するための手段】
【０００６】
このような目的を達成するために、本発明は、互いに相対回転可能に対向配置された内輪及び外輪と、内外輪間に転動自在に配列された複数個の転動体と、潤滑剤の漏洩防止及び異物の浸入防止を図るための密封板とを備えており、内輪は所定のしめしろで軸に嵌合されていると共に当該内輪の内径が略６ｍｍ～１８ｍｍに設定され、毎分８万回転以上の高速で回転可能な転がり軸受であって、転動体のピッチ円径をｄｍ、各転動体の中心相互を結んで構成される仮想円の直径をＰＣＤ、転動体の半径をｒ、転がり軸受の幅をＷ１、外輪の外径から内輪の内径を減算した値をＷ２とすると、０.９ｄｍ＜ＰＣＤ＜ｄｍ且つ０.３＞πr^2／(Ｗ１×Ｗ２)＞０.０８なる関係を満足する。
【０００７】
本発明の転がり軸受は、クリーナモータの軸端に取り付けられる場合を想定しており、内輪は、当該内輪の内径の６００分の１以上のしめしろで軸に嵌合されている。また、転動体は、セラミックで形成されている。ここで、転動体の個数をＮとすると、０.５≦２ｒＮ／(ＰＣＤ×π)≦０.７なる関係を満足する。なお、ラジアル内部すきまは、最小１３μｍで最大２０μｍに設定されている。
【発明の効果】
【０００８】
本発明の転がり軸受によれば、高速回転において軸と内輪との間のしめしろがきつくなることによる内輪変形を防止し、剛性や定格荷重を低減すること無くトルクの低減を図ることができる。
【発明を実施するための最良の形態】
【０００９】
以下、本発明の一実施の形態に係る転がり軸受について添付図面を参照して説明する。
図１(ａ),(ｂ)に示すように、本実施の形態の転がり軸受は、互いに相対回転可能に対向配置された内輪２及び外輪４と、内外輪2,4の軌道面2s,4s間に転動自在に配列された複数個の転動体６と、潤滑剤の漏洩防止及び異物の浸入防止を図るための密封板８とを備えており、各転動体６は１つずつ保持器１０のポケット(図示しない)に回転自在に保持されて所定間隔で配列されている。
【００１０】
転がり軸受としては、例えば単列及び複列のラジアル軸受を適用することができるが、ここでは単列のラジアル軸受を想定する。また、転動体６としては、例えば玉やころを適用することができるが、ここでは玉６を想定し、図面上では７個の玉６が組込まれたラジアル軸受(呼び番号６０８)を例示する。

【００１１】
このような転がり軸受(ラジアル軸受)に封入する潤滑剤としては、例えばグリースや油を適用することができるが、ここではウレア系グリースを想定する。また、密封板８としては、基端が外輪４(又は内輪２)に固定され、先端が対向する内輪２(又は外輪４)に延出した例えばシールドやシールを適用することができる。なお、シールでは、その先端が対向する内輪２(又は外輪４)に接触する構成と、接触しないで所定の隙間が形成される構成とが適用可能である。この場合、密封板８としては、基端が外輪４に固定され、先端が対向する内輪２に延出したシールドを想定する。

【００１２】
本実施の形態の転がり軸受(ラジアル軸受)は、内輪２が所定のしめしろで軸(図示しない)に嵌合されるようになっており、当該内輪２の内径φinが略６ｍｍ～１８ｍｍに設定され、毎分８万回転以上の高速で回転することができる。ここで、転がり軸受(ラジアル軸受)の適用例としては、例えば低負荷で低トルクが要求されるクリーナモータの軸端(図示しない)に取り付けことが可能であり、かかる軸端が80,000rpm(80,000min^{-1})で回転する場合、当該軸端の回転速度は、転動体(玉)６のピッチ円径ｄｍと毎分回転数ｎとの積であらわされる。

【００１３】
この場合、転動体(玉)６のピッチ円径ｄｍは、転がり軸受(外輪４)の外径φoutと、内輪２の内径φinとに基づいて、ｄｍ＝(φout＋φin)／２なる関係から算出される。呼び番号６０８の転がり軸受(ラジアル軸受)では、内輪２の内径φinが８ｍｍで外輪４の外径φoutが２２ｍｍであるから、(φout＋φin)／２＝１５ｍｍ(＝ｄｍ)となる。これにより軸端の回転速度は、１００万以上(具体的には、１２０万)となる。

【００１４】
このような軸端の高速運転に伴う転がり軸受(ラジアル軸受)の高速回転では、内輪２と軸端とが相対的に逆方向にずれるクリープが発生する場合がある。このため、内輪２と軸端との間の嵌め合い(しめしろ)をきつく設定する必要がある。
そこで、本実施の形態において、内輪２は、当該内輪２の内径φinの６００分の１以上のしめしろで軸端に嵌合されている。例えば内径φinが８ｍｍの内輪２では、８／６００＝略１３μｍ以上のしめしろが設定される。

【００１５】
また、本実施の形態において、転がり軸受(ラジアル軸受)は、転動体(玉)６のピッチ円径をｄｍ、各転動体(玉)６の中心相互を結んで構成される仮想円Ｋの直径をＰＣＤ、転動体(玉)６の半径をｒ、転がり軸受の幅をＷ１、外輪４の外径φoutから内輪２の内径φinを減算した値をＷ２とすると、

$$0.9dm < PCD < dm \quad \text{且つ} \quad 0.3 > \pi r^2 / (W1 \times W2) > 0.08$$

好ましくは、

$$0.9dm < PCD < dm \quad \text{且つ} \quad 0.3 > \pi r^2 / (W1 \times W2) > 0.12$$

より好ましくは、

$$0.9dm < PCD < dm \quad \text{且つ} \quad 0.3 > \pi r^2 / (W1 \times W2) > 2$$

なる関係を満足するように構成する。

【００１６】
更に、転がり軸受(ラジアル軸受)は、転動体(玉)６の個数をＮとすると、

$$0.5 \leqq 2rN / (PCD \times \pi) \leqq 0.7$$

なる関係を満足するように構成することが好ましい。

【００１７】
上述したような構成によれば、高速回転において軸(例えば、クリーナモータの軸端)と内輪２との間のしめしろがきつくなることによる内輪変形を防止し、剛性や定格荷重を低減すること無くトルクの低減を図る転がり軸受(ラジアル軸受)を実現することができる。
ここで、かかる効果について、本実施の形態の転がり軸受(ラジアル軸受)と従来品及び従来技術との三者間で比較検討する。

【００１８】
この場合、比較検討では、本実施の形態並びに従来品及び従来技術ともに、呼び番号６０８の転がり軸受(ラジアル軸受)を適用し、内輪２と軸端との間の嵌め合い(しめしろ)を１４μｍ、玉数を７個、アキシアル荷重を９８０Ｎに設定した。また、玉径については、本実施の形態及び従来品の玉径を５／３２(呼び２欄)、従来技術の玉径を１／８(呼び２欄)に設定した。なお、呼び２欄を呼び１欄に変換すると、本実施の形態及び従来品の玉径は略３．９６８ｍｍ＝略４．０ｍｍ、従来技術の玉径は略３．１７５ｍｍ＝略３．２ｍｍとなる。そして、ＰＣＤについては、本実施の形態のＰＣＤを１４．５ｍｍ、従来品のＰＣＤを１５．０ｍｍ、従来技術のＰＣＤを１３．０ｍｍに設定する。

【００１９】
このような設定条件のもと、３種類の転がり軸受を80,000rpm(軸端の回転速度：１２０万)で高速回転させて比較検討すると、図２及び図３に示すような比較結果が得られた。
なお、図２において、定格荷重Ｃrは、ラジアル軸受における基本動定格荷重であり、定格荷重Ｃorは、ラジアル軸受における基本静定格荷重である。

【００２０】
この比較結果によれば、従来品のＰＣＤを１５．０ｍｍに対して本実施の形態のＰＣＤを略３３％程度内側にずらすことにより、転がり軸受(ラジアル軸受)に封入されたウレア系グリースの高速回転時における攪拌抵抗を小さくすることができる。これにより、トルク(特に、動トルク値)を低減させることが可能となり、その結果、軽快に転がり軸受を高速回転させることができる。

【００２１】
また、本実施の形態によれば、内輪２と軸端との間のしめしろを１４μｍとした場合でも、高速回転時における内輪２の膨張量を抑えることができるため、内輪円周応力を低減することができる。
更に、玉径を小さくしたり、玉数を減らしたりする必要がないため、高速回転時における定格荷重を最適な状態に維持することができる。これにより、例えばクリーナモータの軸端に取り付けられたファンが高速回転した際、それに伴って推力が増大して転がり軸受に加わるアキシアル荷重が増加した場合でも、かかる荷重に対して高い剛性を発揮することができる。

【００２２】
なお、このような転がり軸受において、転動体(玉)６は、セラミックで形成することが好ましい。なお、セラミックとしては、例えばアルミナ、ジルコニア、窒化アルミ、窒化珪素、炭化珪素、サイアロンなどを適用することが可能である。これにより、転動体(玉)６自体の軽量化を図ることができるため、転がり軸受の高速回転性をより一層向上させることができる。

【００２３】
また、転がり軸受の高速回転性を維持向上させるために、ラジアル内部すきまは、例えばＭＣ５(すきま記号)程度に設定することが好ましい。この場合、ＭＣ５は、ラジアル内部すきまの最小が１３μｍで且つ最大２０μｍに設定されている。更に、転がり軸受(例えば、内輪２や外輪４など)の真円度については、例えば０．５μｍ以下に設定することが好ましい。

【００２４】
更に、本実施の形態の転がり軸受においては、これら各転動体(玉)６の直径をＤｂ＝２ｒとし、外輪４の軌道面(外輪軌道)４ｓの断面形状の曲率半径をＲ０とし、内輪２の軌道面(内輪軌道)２ｓの断面形状の曲率半径をＲiとした場合に、次の(１),(２)式を満たすことが好ましい。

$$0.53 < Ro / Db \leqq 0.65 \quad \cdots(1)$$

$$0.52 < Ri / Db \leqq 0.65 \quad \cdots(2)$$

【００２５】
ここで、外輪４の外径φout、内輪２の内径φin、転動体(玉)６のピッチ円径ｄｍ、φi

nが６～１８ｍｍ、内輪２のしめしろが１１μｍの場合、内輪２のしめしろが１２μｍの条件で、最大円周応力が２９４ＭＰａ(３０kgf/mm^2)となる内輪軌道の直径をＤiとし、ｘ＝Ｄｂ／｛（φout－φin）／２｝とし、ｙ＝ｄｍ／｛（φout＋φin）／２｝とした場合に、次の(３),(４)式を満たし、更に(５)式も満たすことが好ましい。

ｘ≧０．３　…(３)

ｙ＜１．０　…(４)

ｙ≧｛（φout－φin）／（φout＋φin）｝ｘ
＋２Ｄi／（φout＋φin）　…(５)

【００２６】

このような設定条件によれば、充分な耐久性を確保しつつ、外輪４の外径φoutを特に小さくする事なく、充分な低トルク化を図れる。即ち(１),(２)式を満たすことにより、各転動体(玉)６の転動面と外輪軌道４ｓ及び内輪軌道２ｓとの当接部に形成される接触楕円を小さくし、回転時にこの接触楕円部分で生じる転がり抵抗、スピンを小さくして、低トルク化を図ることができる。なお、Ｒo／Ｄｂ、Ｒi／Ｄｂの値が０.６５を越えて大きくなると、上記接触楕円の面積が小さくなり過ぎて、上記各軌道の転がり疲れ寿命の確保が難しくなると共に、外輪軌道４ｓに関してはブリネル圧痕が生じ易くなる。

【００２７】

この為、上記各比Ｒo／Ｄｂ、Ｒi／Ｄｂの上限値を０.６５にすることが好ましい。また、(４)式を満たすべく、複数の転動体(玉)６の位置を転がり軸受の内径側に配置することにより、これら各転動体(玉)６を転動させるために要するモーメントを小さくして、低トルク化を図ることができる。このように、低トルク化を図る場合でも、上記(３)式を満たすべく、各転動体(玉)６の直径Ｄｂを確保することにより、これら各転動体(玉)６の転動面と外輪軌道４ｓとの当接部の接触楕円が過度に小さくなることを防止して、この外輪軌道４ｓにブリネル圧痕が生じることを防止することができる。

【００２８】

更に、上記(５)式を満たすべく、各転動体(玉)６の直径Ｄｂとの関係でこれら各転動体(玉)６の転動体(玉)６のピッチ円径ｄｍを確保することにより、内輪２を例えばクリーナモータの軸端に締り嵌めで外嵌した場合でも、内輪２に発生する円周応力が過度に大きくなることを防止して、内輪２に亀裂等の損傷が発生することを防止することができる。

なお、(５)式中のＤiは、ＪＩＳに規定する嵌め合いの基準のｊｓ５と、内輪２に必要とする強度とに基づいて決定される。即ち、ｊｓ５によれば、内輪２のしめしろの上限値は、内径が６～１０ｍｍの内輪の場合で１１μｍ、同じく１０～１８ｍｍの場合で１２μｍである。また、軸受鋼の最大応力は一般的には１３７.２ＭＰａ(１４kgf/mm^2)以下にすべく、内輪２の溝底の厚さに影響する内輪軌道２ｓの直径Ｄiを規定するが、内輪２の材料、熱処理の変更などにより、最大２９４ＭＰａ(３０kgf/mm^2)までは上記溝底の厚さを薄くすることが可能である。

【００２９】

そこで、しめしろにより上記内輪を軸端に外嵌固定した場合において、内輪軌道２ｓの直径Ｄiを最大円周応力が２９４ＭＰａ(３０kgf/mm^2)となる値とすることが好ましい。なお、各転動体(玉)６の直径Ｄｂと内輪軌道２ｓの断面形状の曲率半径Ｒiとの比、Ｒi／Ｄｂに関しては、空気調和装置の送風機等のファンモータのように、10,000rpm以下で使用する場合には０.５２＜Ｒi／Ｄｂ≦０.６５とするが、電気掃除機の吸引機などのファンモータのように、20,000rpm以上で使用する場合には０.５３＜Ｒi／Ｄｂ≦０.６５とすることが好ましい。

【図面の簡単な説明】

【００３０】

【図１】(ａ)は、本発明の一実施の形態に係る転がり軸受の構成を部分的に示す断面図、(ｂ)は、同図(ａ)に示す転がり軸受のＰＣＤを示す断面図。

【図２】本発明の一実施の形態の転がり軸受の動トルク、内輪円周応力、定格荷重の比較結果を示す図。

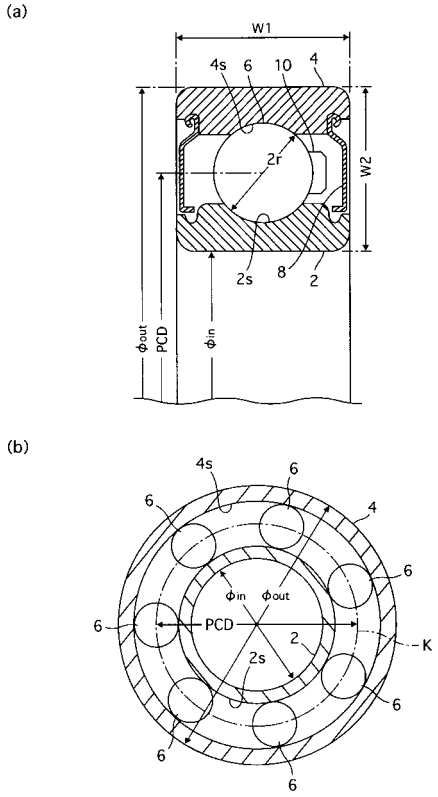
【図３】80,000rpmにおける従来例と本発明の一実施の形態の転がり軸受との動トルク値の比較結果を示す図。

【符号の説明】

【００３１】

２　内輪
４　外輪
６　転動体
８　密封板
１０　保持器

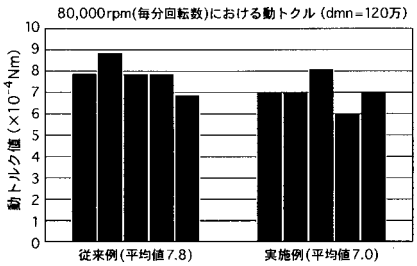
【図１】



【図２】

	動トルク(比率)	内輪円周応力(MPa)	(Cr/Cor)定格荷重(N)
実施例	0.9	292	3300/1370
比較例(従来品)	1	282	3300/1370
従来技術	0.5	308	2240/910

【図３】



フロントページの続き

Ｆターム(参考) 5H605 AA04 BB05 CC04 EB10 EB18 EB28 FF10 GG21