

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4937114号
(P4937114)

(45) 発行日 平成24年5月23日(2012.5.23)

(24) 登録日 平成24年3月2日(2012.3.2)

(51) Int. Cl.	F 1
F 1 6 C 25/08 (2006.01)	F 1 6 C 25/08 Z
F 1 6 C 19/16 (2006.01)	F 1 6 C 19/16
F 1 6 C 19/36 (2006.01)	F 1 6 C 19/36
F 1 6 C 35/077 (2006.01)	F 1 6 C 35/077
F 1 6 H 1/08 (2006.01)	F 1 6 H 1/08

請求項の数 10 (全 10 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2007-511644 (P2007-511644)	(73) 特許権者	505219613
(86) (22) 出願日	平成17年5月6日(2005.5.6)		ザ ティムケン カンパニー
(65) 公表番号	特表2007-536473 (P2007-536473A)		THE TIMKEN COMPANY
(43) 公表日	平成19年12月13日(2007.12.13)		アメリカ合衆国, 44706 オハイオ州
(86) 国際出願番号	PCT/US2005/015894		, キャントン, デューバー アヴェニュー
(87) 国際公開番号	W02005/110032		エス. ダブリュ. 1835
(87) 国際公開日	平成17年11月24日(2005.11.24)		1835 Dueber Avenue
審査請求日	平成20年4月25日(2008.4.25)		S.W., Canton, OH 44
(31) 優先権主張番号	60/568, 984		706, United States
(32) 優先日	平成16年5月7日(2004.5.7)		of America
(33) 優先権主張国	米国 (US)	(74) 代理人	100099645
			弁理士 山本 晃司
		(74) 代理人	100101203
			弁理士 山下 昭彦

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 風力タービン用変速機の軸のための位置決め軸受アセンブリ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

回転するシャフト (S) を有する風力タービン用変速機のための位置決め軸受アセンブリであって、

前記シャフト (S) の周囲に設けられ、半径方向に延びる肩部 (38) から軸線方向に延びる円柱状保持フランジ (44) を有する円柱状ハウジング (30) と、

前記回転するシャフトに支持される内輪レース (12) に設けられた内側テーパ軌道面 (14) 及び内側湾曲軌道面 (16) と、

前記内側テーパ軌道面 (14) に対向して前記ハウジングに形成された外側テーパ軌道面 (34) と、

前記内側テーパ軌道面 (14) と前記外側テーパ軌道面 (34) との間に位置する複数の円錐コ口 (20) と、

前記内側湾曲軌道面 (16) と外輪レース (60) に設けられた外側湾曲軌道面 (64) との間に位置する複数の玉 (26) と、

前記半径方向に延びる肩部 (38) と前記外輪レース (60) との間に位置するばね要素 (72) とを有する位置決め軸受アセンブリにおいて、

前記外輪レース (60) は、前記円柱状保持フランジ (44) から半径方向内側に離れて存在し、正のアキシャル荷重及び反転したアキシャル荷重に対応して前記円柱状保持フランジ (44) 及び前記ハウジング (30) に関する軸線方向及び半径方向に可動範囲を有し、

前記外側湾曲軌道面(64)は、前記内側湾曲軌道面(16)から軸線方向についてオフセットされて前記内側湾曲軌道面と対向するように、前記外輪レースに設けられ、

前記湾曲軌道面が、軸線方向についてオフセットされた角度で前記玉と接触して、アンギュラコンタクト玉軸受を形成し、

前記複数の円錐コ口(20)は、前記回転するシャフトによる第1の軸線方向にかかる正のアキシャル荷重に関しては、着座してアキシャル荷重及びラジアル荷重を前記内輪レースから前記ハウジングへ伝達し、前記回転するシャフトによる前記第1の軸線方向と反対する第2の軸線方向にかかる反転したアキシャル荷重(Fg)に関しては、前記反転したアキシャル荷重が前記内側テーパ軌道面(14)を前記外側テーパ軌道面(34)から軸線方向に離れるようにずらし、着座しないで荷重を支持せず、

前記正のアキシャル荷重及び前記反転したアキシャル荷重(Fg)のいずれの場合においても、前記内側湾曲軌道面(16)が前記外側湾曲軌道面(64)に対して軸線方向にずれ、アキシャル荷重を前記内輪レースから前記ハウジングへ伝達すべく、前記玉(26)に対して前記外側湾曲軌道面(64)を実質的に中心に保持するように、前記ばね要素が、前記ハウジング(30)と前記外輪レース(60)との間に軸線方向の予圧を与える、位置決め軸受アセンブリ(10)。

【請求項2】

前記外側テーパ軌道面(34)の傾きは、正のアキシャル荷重に関して、前記円錐コ口(20)が着座して円錐コ口の大部分あるいは全てで荷重を担うように設計され、実質的に全ラジアル荷重が円錐コ口により支えられて前記円柱状ハウジング(30)に伝達される、請求項1の位置決め軸受アセンブリ。

【請求項3】

前記アンギュラコンタクト玉軸受が、半径方向のすきまを伴って前記円柱状ハウジングに緩く装着されることにより、前記玉軸受がラジアル荷重を支えない

請求項1の位置決め軸受アセンブリ。

【請求項4】

前記円柱状ハウジングの保持フランジ(44)は、

半径方向の内面(46)を具備し、

前記アンギュラコンタクト玉軸受の外輪レース(60)は、

前記保持フランジ内に受け入れられ、前記保持フランジ内面に隣接しかつ当該保持フランジ内面から半径方向に隔てられた外面(60a)を具備する、

請求項1の位置決め軸受アセンブリ。

【請求項5】

前記保持フランジに対して軸線方向及び/又は半径方向に、前記外輪レース(60)の動きを制限するストッパ(52)を更に含んでいる

請求項4の位置決め軸受アセンブリ。

【請求項6】

前記円柱状ハウジング(30)の肩部(38)は、

前記保持フランジ(44)の内端に配置され、

前記ばね要素(72)は、

前記肩部(38)と前記外輪レース(60)の軸線方向の内面との間に配置されている

請求項4の位置決め軸受アセンブリ。

【請求項7】

前記ばね要素(72)がベルビル(Belleville)座金である

請求項1の位置決め軸受アセンブリ。

【請求項8】

前記ばね要素(72)は、前記内側湾曲軌道面(16)及び前記外側湾曲軌道面(64)とのこりがり接触の状態の前記複数の玉(26)を保持するように、前記外側湾曲軌道面(64)に軸線方向の予圧を与える、

請求項1の位置決め軸受アセンブリ。

10

20

30

40

50

【請求項 9】

前記回転するシャフトによる第 1 の軸線方向にかかる正のアキシャル荷重、及び前記回転するシャフトによる前記第 1 の軸線方向と反対する第 2 の軸線方向にかかる反転したアキシャル荷重に関して、前記内側テーパ軌道面と前記内側湾曲軌道面とがそれぞれ、対応する前記外側テーパ軌道面と前記外側湾曲軌道面とに対して軸線方向にずれ、前記ばね要素 (7 2) は、前記位置決め軸受アセンブリ (1 0) が実質的に一定な 3 6 0 ° の荷重域を実現することを可能とする、

請求項 1 の位置決め軸受アセンブリ。

【請求項 1 0】

前記複数の玉が軌道面の間で浮くことを防止するため、かつ前記複数の玉が 2 以上の軸線の回りを回転することを防止するために、前記ばね要素の軸線方向の力が、前記外側湾曲軌道面を前記内側湾曲軌道面の方に付勢する、

請求項 1 の位置決め軸受アセンブリ。

【発明の詳細な説明】

【関連出願の相互参照表示】

【 0 0 0 1】

本発明は、2004年5月7日に出願された米国仮出願第 6 0 / 5 6 8 , 9 8 4 号の優先権を主張し、その内容を参照により援用する。

【技術分野】

【 0 0 0 2】

本発明は、風力タービン発電機に関し、特に、風力タービン用変速機のための新規かつ改良された軸受アセンブリに関する。

【背景技術】

【 0 0 0 3】

風力タービン発電機には、ロータブレードの軸速度を発電機に対する出力軸速度として最高で 1 0 0 対 1 の増速比まで増加させる変速機が設けられることが多い。例えば、ロータブレードが 2 0 r p m の速度で回転しているならば、変速機の出力軸の回転は 2 0 0 0 r p m となる。生成される速度及び角加速度は、変動し、かつ、難しい動的状態を出力軸について生成する。出力軸 (並びに出力軸と噛み合う軸) は、略平行な歯車軸であり、軸受システムにより支持されるべきラジアル荷重及びアキシャル荷重を生成するヘリカル歯車を備える。出力軸の軸線方向における位置を固定する位置決め軸受は、これまでも、いろいろと構成されてきた。図 1 に示す変速機は、N U 型円柱コロ軸受 R B 及び 4 点コンタクト玉軸受 B B を組み合わせて備えている。また、ダイレクト形式 (通常、クロス配置と呼ばれる) で取り付けられた 2 列の球状コロ軸受又は 2 列の円錐コロ軸受も使用されてきた。特に、図 1 の組合せ軸受アセンブリと上述の球状コロ軸受形式では、軌道面の汚染、微小ピットの生成、及び保持器の破損という性能上の問題が生じることがある。

【 0 0 0 4】

これらの平行軸の位置決め位置に関する課題を先行して解決しようとする試みには、相互にクロス配置となるように調整された 2 個の単列の円錐コロ軸受を使用するものが含まれる。この解決法の問題点は、精密に制御された調整が重要であり、確実には得がたいことである。予圧が好ましいが、速度及び発熱の点から、クリアランスを有する初期設定が必要である。別の解決法は、クリアランスの現合調整が不要な、2 列の球状コロ軸受を固定するものである。しかし、この形式は、スラスト荷重が高比率及び若しくは反転する又はこの両方である場合に、ラジアル荷重及びスラスト荷重の組合せについてそれほど良好な形式ではないので、この形式の軸受は、軌道面及び保持器に損傷を受けることがある。正 (発電中) から負 (駆動中) に反転するトルクの挙動は、余分なスライド又はスキッドをコロに与え、これらの力により保持器が歪む。より最近の解決法に、2 列のばねにより荷重が加えられ、位置決め位置にクロス配置で取り付けられる 2 列の円錐コロ軸受アセンブリを使用するものがある。この解決法はうまく機能するが、外輪レースをハウジングに緩く装着する必要があるが、荷重を受けて回転しないように外輪レースは所定の位置にキー

10

20

30

40

50

係合されるべきである。動作前にばねが適切に偏位されていることが確実となるように、これらの配置についても組立時に注意深い制御が必要である。

【発明の開示】

【0005】

本発明は、単列の円錐コロ軸受をアンギュラコンタクト玉軸受と組み合わせることにより、正又は負のいずれのトルク状態においても、軸受列内の全ての転動体に対する軸受列間の荷重分布を最適化するように設計された位置決め用軸受アセンブリを提供する。玉軸受の内側及び外側軌道面の間を玉が自由に浮くことのないように、玉軸受は、外輪レースの裏に配置されたベルビル(Belleville)座金等のばね要素により予圧されている。このようにして、半径方向からオフセットされた軸線の回りを回転するために十分な荷重が常に玉に加えられることが保証される。アンギュラコンタクト玉軸受に対してばね要素により予圧された単列の円錐軸受の使用により、反転するアキシャル荷重のみを玉軸受が支持する位置決め軸受アセンブリ(Locating Bearing Assembly, LBA)が提供される。全ラジアル荷重は円錐コロにより支えられ、軸受アセンブリハウジングに伝達される。

10

【0006】

なお、複数の図面を通じて、対応する参照符号が使用される。

【発明を実施するための最良の形態】

【0007】

以下の詳細な説明は、例を挙げて本発明を説明するものであり、本発明を制限するものではない。この説明により、本発明を当業者が実施できることは明らかである。この説明には、本発明の実施形態、変形例及び使用法が記載されていて、本発明を実施するベストモードであると信じるものも記載されている。また、本発明の適用は、以下の説明及び図面に記載されている詳細な構成及び構成物品の配置に限定されない。本発明は、他の形態、種々の態様で実施することができる。また、本願で用いる表現と用語は説明のためのものであり、制限をするものではない。

20

【0008】

図2に、風力タービン用変速機GBの全体を示す。変速機GBは、複数の平行軸S1、S2、及びS3(図示なし)を支持するハウジングHを有する。軸S1及びS2の各々は、対向する軸受アセンブリB1、B2、及びB3により、ハウジングHの対向する面内に保持される。複数の軸受アセンブリB3は、同様に設計されていて、ハウジングHの同一面に取り付けられている。軸受アセンブリB1及びB2の両方が位置決め軸受アセンブリであるように示してある。タービンロータの回転により軸S3が回転するように、風力タービン用ロータは軸S3(図示なし)に動作可能に連結されている。軸S3は歯車G4を有する。軸S2は、歯車G4と噛み合う歯車G3を有する。歯車G3とG4とが噛み合っているため、軸S3の回転により軸S2が回転する。軸S2は、軸S1の歯車G1を駆動して、最終的には発電機(図示なし)を駆動する第2の歯車G2を有する。

30

【0009】

本発明の軸受アセンブリ10の具体的態様が図3~5に、3つの異なる位置又は状態、すなわち、予圧状態(図3)、正トルク状態又は発電モード(図4)、及び負トルク状態又は駆動モード(図5)において概ね示されている。図3を参照して、軸受アセンブリ10を説明し、図3~5を参照して、その動作を説明する。図2の変速機GBでは、軸受アセンブリB1及びB2はこの軸受アセンブリ10である。必要ならば、軸受アセンブリB1とB2の一方のみに軸受アセンブリ10を使用することもできる。図示していないが、タービンロータが動作可能に取り付けられている入力軸S3を支持するために、軸受アセンブリ10を使用することもできる。

40

【0010】

図3に転じると、本発明の軸受アセンブリ10は、内側テーパ軌道面14及び内側湾曲軌道面16を備える内輪レース12を有する。内輪レース12は、ボアクリップ18により相互に接合される2つの部品12a及び12bから形成されることが好ましい。外側テーパ軌道面14は、円錐コロ20を受け入れる。複数の円錐コロ20(そのうちの 하나가

50

図示されている。)が保持器21により隔てられてこの軌道面14の回りに配置される。軌道面14は、その外端14aで直径が大きく、その内端14bで直径が小さくなるように内側に傾斜している。スラストリブ22は、軌道面14の外端に形成され、内側リブ24は軌道面14の内端に形成される。一方、内側湾曲軌道面16は、球状玉26を受け入れるように構成されている。複数の玉26は、保持器27により隔てられてこの軌道面16の回りに配置される。軌道面16は、その内端に傾斜部16aを有し、その外端に湾曲部16bを有する。

【0011】

内輪レース12a、12bは、ハウジング30内に収納されている。ハウジング30は、円錐コク軸受に対して外側軌道面34を規定する軸線方向外側部32を有する。複数の円錐コクが円錐状エンベロープ内に配置されると、複数の円錐コク20の各々の頂点が回転軸上の共通の一点となるように内側軌道面14と外側軌道面34はテーパが付けられている。その結果、コク20は「頂点が一致」するので、軌道面14及び34上で純粋なころがり接触が得られる。以上から明らかとなったように、内側テーパ軌道面、外側テーパ軌道面、及び円錐コクは、位置決め軸受アセンブリの円錐コク軸受を形成する。

10

【0012】

ベベル面36が軌道面34の内端に形成され、半径方向に伸びる肩部38が勾配のついた面36の端に形成される。取付フランジ40は、突出部32の外面から上方に伸びている。取付フランジ40は、肩部38と同一面内にあることが通常である半径方向内面40aを有する。図2に示すように取付フランジ40は、変速機ハウジングHに軸受アセンブリ10を図2に示すように固定するための複数のボルト穴42を有する。

20

【0013】

保持フランジ44は、肩部38から半径方向の外側に伸びている。保持フランジ44は、略円柱状で軸線方向に伸びる内面46を有し、その内面46の半径方向の内端は内輪レース12の半径方向の内端と概略面一面となる。一又は二以上のネジが設けられた穴48(その一つのみが図示されている。)は、保持フランジ44を貫通して半径方向に伸びている。穴48は、保持フランジ44の外面において、50のように座ぐり加工される。六角穴付きボルト52は、頭部52a及びネジが設けられた軸52bを有し、穴48内に受け入れられる。穴の座ぐり部は、ネジ頭部52aを受け入れる深さとなる。軸52bは、フランジ44を貫通して伸びる長さとなる。

30

【0014】

玉軸受外輪レース60は、ハウジング中で、保持フランジ44内に受け入れられる。外輪レース60は、全体として軸線方向に伸びる半径方向の外面60aと、半径方向に伸びる軸線方向の外面60bとを有する。穴62が、軌道面の半径方向の外面60aに形成されている。穴62は、その位置がフランジ穴48の位置に合わせられ、六角穴付きボルト軸52bの端を受け入れる。六角穴付きボルトに対して外輪レース60が僅かに動くことができるように、穴62は六角穴付きボルト軸よりも直径が大きくなっている。しかし、六角穴付きボルト52が外輪レースと締結することで、外輪レースをハウジングフランジ44に対して概ね一つの場所に保持するようにハウジングフランジ44に対する外輪レース60の僅かな量を超える動きが防止される。玉軸受外側軌道面64は、レース60の半径方向の内面に沿って形成される。外側軌道面64は、傾斜部64bとつながる外側湾曲部64aを有する。図からわかるように、玉26は、内側軌道面16の湾曲部16bと外側軌道面の湾曲部64aとの間で回転するように配置される。軌道面16及び64は、玉をスナップ止めして保持する形状をとっている。軌道面16及び64によるスナップ結合若しくは玉26の保持が十分なものであるので、玉軸受部(つまり、玉26とレース16及び64)をひとまとめにして取扱うことができる。

40

【0015】

この説明からわかるように、玉軸受外輪レース60、玉軸受内輪レース12b、及び玉26は、位置決め軸受アセンブリの玉軸受を形成する。上述のように、玉軸受外輪レース60は、ハウジング保持フランジに固定的には配置されていない(保持フランジに対して

50

動くことができる)、また、玉軸受は、位置決め軸受アセンブリハウジング30内に緩く装着されている。このように玉軸受が位置決め軸受アセンブリハウジング30内に緩く装着されているので、ラジアル荷重を玉軸受が担うことは実質的に防止される。

【0016】

内側軌道面の湾曲部16bと外側軌道面の湾曲部64aは、図からわかるように、軸線方向について互いにオフセットされている。玉26は、湾曲部16b及び64aで軌道面とこがり接触している。このようにして、内側湾曲部16bと外側湾曲部64aとの間の軸線方向のオフセットは、玉26とのアンギュラコンタクトを形成し、軸線Aの回の玉26の回転を誘導する。内側軌道面の湾曲部16bと外側軌道面の湾曲部64aの曲率の各々は、十分な耐荷重を提供しながら発熱が最小となるような玉との接触(相対曲率)を得られるように最適に設計されることが好ましい。玉軸受の外輪レース60は、この軸受がラジアル荷重を担うことが決してないことを確実にするように、十分なクリアランスを半径方向にとって保持フランジ44内に取り付けられる。図示した実施形態では、外輪レース60は、六角穴付きボルト52で回転しないようにキー係合されている。しかし、自転防止及び、又は調芯をおこなう他の方法を使用してもよい。

10

【0017】

内側シール70は、軸受アセンブリ10の軸線方向の内端で、保持フランジ44と内輪レース12の半径方向の外面との間に配置される。最後に、ばね部材又は部品72は、ハウジング肩部38と玉軸受外輪レース60の軸線方向の外面60bとの間に配置される。ばね要素72は、ベルビル座金として図示されている。しかし、ばね要素72は、波座金あるいはコイルばねであってもよい。油圧部品あるいは圧電性部品も使用することができる。以下により詳細に説明するように、ベルビル座金により、玉軸受外輪レース60を軸線方向の内向きに付勢する軸線方向の内向きの力が働く。ばね要素の力により、軌道面16及び64と玉26との間に、軸受アセンブリ10の半径方向及び軸線方向からオフセットされたアンギュラコンタクトが得られる。このアンギュラコンタクトにより、軌道面の間で玉は浮くことができなくなり、2以上の軸線の回りを玉が回転することが実質的に防止される。したがって、図3に示すように、玉26は、軸受アセンブリ10の半径方向及び軸線方向からオフセットされた軸線Aのまわりを回転する。玉26が実質的に一軸線の回りを回転するので、玉26は、すべりを最小として回転する。したがって、保持力(cage force)が最小となり、摩擦力及び軸受アセンブリ内の発熱が減少する。

20

30

【0018】

すでに述べたように、図3は、非組込状態、すなわち、タービンが非稼動であり軸受に力が加わっていないときの軸受アセンブリ10を示す。フランジ付軸受は、軸受工場て組立て、一つにまとめられ、クリアランスが予め設けられる。図3では、内輪すなわちレースの隣接する2つの面12a、12bの一方を擦り付けることにより、2列の軸受の相互に軽く予圧されている。この予め加えられた力が十分なものであるので、ばね要素72は実質的に押しつぶされている。したがって、風力タービンが非稼動のときに、軸受アセンブリ10には、図3に矢印F1及びF2で示される、ばね要素による軸線方向の力のみが加えられる。予め加えられる力は、所望のトルク及び、又は速度について最適条件となるようにばね要素の剛性を変更することで変化させることができる。

40

【0019】

図4は、正トルクすなわち発電モードの間にトルクが加えられたときのレース配置を、実際よりも誇張して示している。この状態では、円錐コ口軸受20には、ラジアル荷重 F_r 及び歯車スラスト F_g が加えられている。円錐コ口軸受は、外側軌道面34の角度が最適に配置されるように選択され、荷重を担う円錐コ口の大部分あるいは全てと円錐コ口軸受20が全正トルク状態で着座したままでいるように設計される。この設計は、ラジアル荷重 F_r を支持するとき、円錐コ口軸受により誘導されるスラストよりも歯車スラスト F_g が常に確実に大きくなるようにしておこなわれている。このような荷重の場合、円錐コ口軸受20が軌道面接触のところで弾性的に歪み、その結果として円錐コ口軸受の内輪12aが玉軸受26に向かって軸線方向に変形できることが保証されている。この変形が

50

生じると、玉軸受も同一の軸線方向（図4の場合には、右方向又は発電機の方）に変形する。このとき、圧縮されたばね要素72は、全ての玉と内輪12b及び外輪60との間で着座力を中程度に維持しながら、玉軸受の外輪60を右方向に（図3～5について）押す。図4では、説明をわかりやすくするために、ばね要素の偏位を実際よりも誇張して示している。実際に予想される軸線方向の偏位量は、変速機により伝達されるトルクの百分率に応じて、0.000～0.005インチ程度大きくなる。この動作モードでは、玉26は、全360°の荷重域において低～中程度のアキシアル荷重を受けて動作し、力の大部分はコロ20によりハウジング30内に伝達される。全ラジアル荷重は、円錐コロ20により支えられ、ハウジング30に伝達される。玉26は、ラジアル荷重を実質的には支えない。またこの動作状態では、玉と軌道面との間にトラクション力が維持され、汚染による損傷あるいは保持器の疲労の可能性を大幅に減少させる。この正トルク状態では、両列の軸受（つまり円錐コロ軸受及び玉軸受）は、理想的に360°の荷重域で動作する。

【0020】

最後に、図5は、反転トルク状態（つまり、発電機がモータに転用されてブレードの駆動に使用されるとき）の軸受アセンブリ10の配置を示す。反転トルク状態では、スラスト荷重Fgが反転する。平行軸に対するスラスト荷重Fgがばね要素に予め加えておいた力F1を上回り、その結果、スラスト荷重Fgは玉軸受26を着座させ、円錐コロ軸受20を着座しないようにする。このような荷重の場合、アンギュラコンタクト玉軸受は、反転する軸線方向スラストのみを支持する。玉軸受外輪レース64は、保持フランジ44から隔てられ、したがって玉軸受はその外径で支えられていない。つまり、この玉軸受はラジアル荷重を支持することができない。この場合、（図2の）軸S1は左方向にシフト移動し、歯車スラストFg及び誘導された円錐コロ軸受のスラストFrの組み合わせによる玉軸受の弾性変形と等しい量だけ円錐コロ軸受20を着座させない。この軸位置のシフトにより、円錐コロ軸受における荷重域が、反転スラスト及び反転トルクとなる状態（負荷サイクル全体の非常に僅かな部分を占める）に対して円錐コロ軸受軌道面14及び34の間の許容できる動作クリアランスまで減少する。軸位置がシフトすると、ばね要素72は、玉26に対して玉軸受外輪レース64が中心となるように維持し、所望の玉軸受内輪レース及び外輪レースと玉26との間で所望の相対的配向となるように維持する。図5では、説明をわかりやすくするために、外輪34と円錐コロ20との間のクリアランスを実際よりも誇張して示している。

【0021】

ばね要素72は、軸受を常に負荷状態に維持する。上述のように、その結果、玉26と内側軌道面16b及び外輪軌道面64との間ですべりを最小としたころがり接触が得られる。これにより、保持器力が減少し、あるいは最小となり、軸受アセンブリ内の発熱が減少する。また、玉軸受外輪レースが保持フランジ44内に緩く装着され（つまり、玉軸受外輪レースは保持フランジに対して僅かに動くことができる）、保持フランジでは支持されていないことに加えて、玉軸受外輪レース64が予圧されることにより、玉軸受がラジアル荷重を担うことは実質的に防がれている。このようにして、ラジアル荷重の全ては、実質的に、円錐コロ軸受に伝達される。加えて、玉軸受外輪レースが予圧されることにより、軸受アセンブリ10は、その動作モードに関わりなく、実質的に一定な360°の荷重域を実現することができる。実質的に一定な360°の荷重域により、軸受アセンブリの軸線に対する軸の最小の動きが減少し、その結果、出力軸の動作制御が改良されるようになる。これにより、動力伝達系列の回転精度が改善され、歯車の接触が改善され、軸受の動作が改善され、動力伝達系列全体の信頼性が向上する。

【0022】

疲労寿命を伸ばし、磨耗、凝着、及び腐食を防ぐために、軸受軌道面、転動体、境界面、及びシール敷設面には、被覆を施してもよい。

【0023】

本発明の範囲を逸脱することなく、上記構成を種々に変形することができるので、上記説明に含まれる、あるいは図面に示される全ての事項は例示であって、限定を意図したも

10

20

30

40

50

のではない。

【図面の簡単な説明】

【0024】

【図1】円柱コロ軸受及び4点接触型玉軸受の組み合わせを有する従来の風力タービン用変速機の断面図である。

【図2】本発明の概略を示す風力タービン用変速機の断面図である。

【図3】ベンチ組立モード又は予圧状態における本発明の風力タービン用変速機軸の軸受の実施形態を例示する片側断面図である。

【図4】発電モード又は正トルク状態にある軸受を図3と同様に示す断面図である。

【図5】駆動モード又は負トルク状態にある軸受を図3と同様に示す断面図である。

【図1】

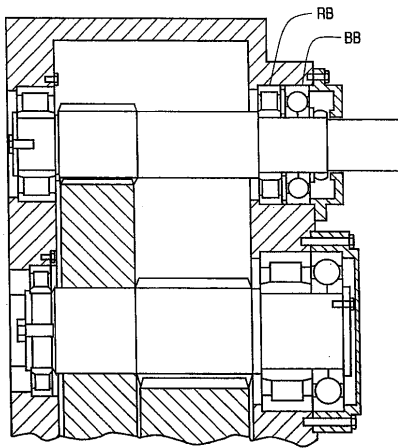


FIG. 1
従来技術

【図2】

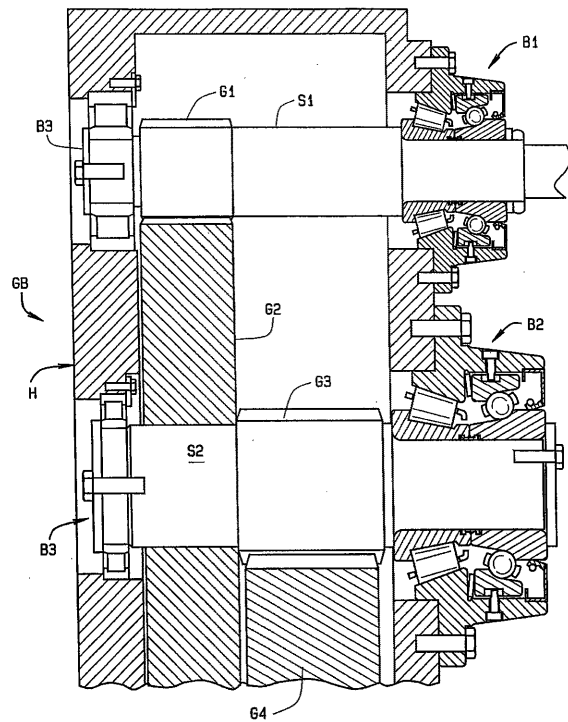


FIG. 2

【 図 3 】

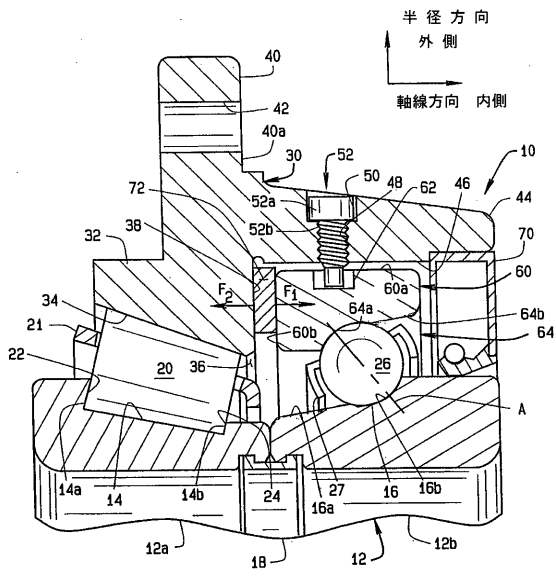


FIG. 3

【 図 4 】

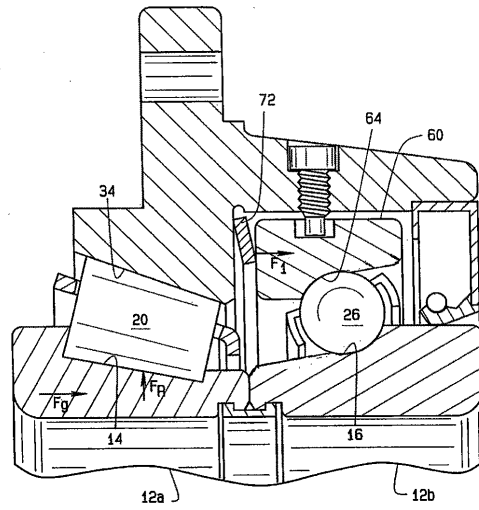


FIG. 4

【 図 5 】

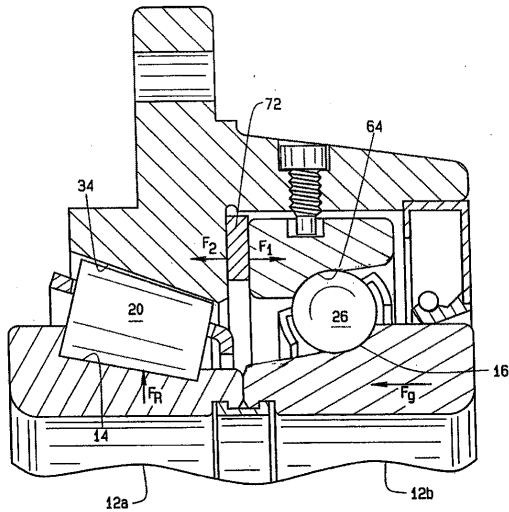


FIG. 5

フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 1 6 H 1/20 (2006.01) F 1 6 H 1/20

(74)代理人 100104499

弁理士 岸本 達人

(72)発明者 フォックス, ジェラルド, ピー.

アメリカ合衆国, 4 4 6 4 7 オハイオ州, マシロン, ドラモンド アヴェニュー エヌ.ダブリ
ュ. 8 5 8 7

(72)発明者 ロウズ, ジョン, エイチ.

アメリカ合衆国, 4 4 7 2 0 オハイオ州, ノース キャントン, エスティー. オルバンズ サ
ークル エヌ.ダブリュ. 2 8 7 1

審査官 関口 勇

(56)参考文献 特表2004-504555(JP, A)

特開平02-065940(JP, A)

特表平09-503042(JP, A)

実開昭60-067427(JP, U)

特開平04-159421(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16C 25/08

F16C 19/16

F16C 19/36

F16C 35/077

F16H 1/08

F16H 1/20