

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4058601号
(P4058601)

(45) 発行日 平成20年3月12日(2008.3.12)

(24) 登録日 平成19年12月28日(2007.12.28)

(51) Int.Cl.

F 1

F 1 6 C 33/58 (2006.01)

F 1 6 C 33/58

請求項の数 9 (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2001-368559 (P2001-368559)	(73) 特許権者	000004204
(22) 出願日	平成13年12月3日(2001.12.3)		日本精工株式会社
(65) 公開番号	特開2003-172362 (P2003-172362A)		東京都品川区大崎1丁目6番3号
(43) 公開日	平成15年6月20日(2003.6.20)	(74) 代理人	100105647
審査請求日	平成16年10月25日(2004.10.25)		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
		(74) 代理人	100115107
			弁理士 高松 猛
		(72) 発明者	谷口 雅人
			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

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 プーリ支持用単列軸受

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

外周面に内輪軌道を有する内輪と、内周面に外輪軌道を有する外輪と、前記内輪軌道と前記外輪軌道との間に転動自在に設けられた複数の玉と、を備え、ベルト駆動されるプーリ支持用単列軸受において、

グリース潤滑される4点接触玉軸受であって、

ラジアル荷重が負荷される負荷中心が、軸受中心から軸方向にずれており、

前記内輪軌道において前記軸受中心から前記負荷中心の側で第一の接触点を提供する第一溝のレスト角が、前記内輪軌道において前記軸受中心から前記負荷中心とは反対側で第二の接触点を提供する第二溝のレスト角より小さいことを特徴とするプーリ支持用単列軸受。

10

【請求項 2】

前記第一溝のレスト角と前記第二溝のレスト角との差が2°以上である請求項1に記載のプーリ支持用単列軸受。

【請求項 3】

前記第一溝のレスト角が10°～18°である請求項1又は2に記載のプーリ支持用単列軸受。

【請求項 4】

前記内輪軌道のレスト角を前記外輪軌道のレスト角より小さくしたことを特徴とする請求項1～3のいずれかに記載のプーリ支持用単列軸受。

20

【請求項 5】

前記内輪軌道のレスト角と前記外輪軌道のレスト角との差が 2° 以上である請求項 4 に記載のプーリ支持用単列軸受。

【請求項 6】

外周面に内輪軌道を有する内輪と、内周面に外輪軌道を有する外輪と、前記内輪軌道と前記外輪軌道との間に転動自在に設けられた複数の玉と、を備え、ベルト駆動されるプーリ支持用単列軸受において、

グリース潤滑される 3 点接触玉軸受であって、

ラジアル荷重が負荷される負荷中心が、軸受中心から軸方向にずれており、

前記内輪軌道において前記軸受中心から前記負荷中心の側で第一の接触点を提供する第一溝のレスト角が、前記内輪軌道において前記軸受中心から前記負荷中心とは反対側で第二の接触点を提供する第二溝のレスト角より小さいことを特徴とするプーリ支持用単列軸受。

10

【請求項 7】

前記第一溝のレスト角と前記第二溝のレスト角との差が 2° 以上である請求項 6 に記載のプーリ支持用単列軸受。

【請求項 8】

前記第一溝のレスト角が $10^{\circ} \sim 18^{\circ}$ である請求項 6 又は 7 に記載のプーリ支持用単列軸受。

【請求項 9】

前記軸受の向きを外部に表示するマークが設けられた請求項 1 ~ 8 のいずれかに記載のプーリ支持用単列軸受。

20

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、ベルトによって駆動されるカーエアコンコンプレッサ用電磁クラッチなどの自動車補機やベルト C V T などの自動車用プーリを支持するのに好適な多点接触玉軸受に関する。

【0002】

【従来の技術】

電磁クラッチなどの自動車補機用プーリを軸受で支持した場合、プーリに掛け回されるベルトの幅方向中心位置と軸受の軸方向中心位置とがずれている場合がある。この場合、ベルトの張力は、軸受にラジアル荷重を与えると同時に、上記ずれ（オフセット）量に比例したモーメント荷重を与える。モーメント荷重は、支持軸に対してプーリを傾けるように作用する。

30

ここで、プーリが大きく傾くと、ベルトが偏磨耗し、ベルト早期破損の原因となる。また、電磁クラッチの場合には、プーリの変位や傾きが大きくなると、クラッチ O F F の状態に必要な、クラッチ部材間の一定の隙間が確保されない。クラッチ部材間の隙間が大きくなると電磁クラッチの動作不良が生じ、逆に隙間が小さくなると部材の衝突や磨耗、異音発生などの不具合が生じる。したがって、このような用途には、従来、剛性の高い複列アンギュラ玉軸受が用いられてきた。

40

【0003】

しかし、昨今、自動車のコンパクト化、コストダウン化に対応するため、プーリ支持用軸受を単列化する傾向がある。複列アンギュラ玉軸受は、単列玉軸受に比べて幅寸法が大きいため、昨今の自動車に要求される省スペース化には適さない。また、複列アンギュラ玉軸受は、構造上も大きさから、単列玉軸受に比べてコスト高になる。

【0004】

プーリ支持用単列軸受として、上記のようなプーリの変位や傾きを抑える必要から、モーメント剛性の高い 4 点接触玉軸受や、3 点接触玉軸受を使おうとする動きがある（例えば、特開平 11 - 336795 号公報、特開平 11 - 210766 号公報、特開 2000 -

50

120668号公報等)。

【0005】

また、複列アンギュラ玉軸受を使用した際に発生する異音抑制の観点から、4点接触玉軸受や3点接触玉軸受を使おうとする動きもある(例えば、特開平9-119510号公報、特開平9-126303号公報、特開2000-170752号公報等)。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】

しかし、上記4点接触玉軸受や3点接触玉軸受では、特開平11-210766号公報で指摘されているように、転動体である玉と2点で接触する軌道輪上において、玉と軌道間のスピン運動によるすべりが大きく、過大な発熱、焼付き、磨耗などの問題が生じやすい。プーリ支持用軸受は自動車のエンジン近傍で使用されるため、使用条件によっては、軸受周囲の温度がかなりの高温になる。周囲が高温で、更に軸受内部の発熱が高いとき、軸受内部の温度、特に玉と内輪軌道との接触楕円内で、局所的に温度が著しく高くなるのが想定できる。

この局所的な高温にさらされることで、軸受内部の潤滑グリースが劣化し、潤滑不良から最終的には軸受がロックしてしまう不具合が考えられる。高温下で使用されるプーリ支持用多点接触玉軸受では、転がり疲れ寿命に到達する前に、グリースの劣化による潤滑不良によって軸受の運転性能が損なわれてしまう可能性が高い。

【0007】

本発明は、上記事情に鑑みてなされたもので、その目的は、モーメント荷重もしっかりと支持でき、高温下で使用されても異常発熱及び潤滑剤劣化が生じないプーリ支持用単列軸受を提供することにある。

【0008】

【課題を解決するための手段】

本発明の目的は、下記構成により達成される。

(1) 外周面に内輪軌道を有する内輪と、内周面に外輪軌道を有する外輪と、前記内輪軌道と前記外輪軌道との間に転動自在に設けられた複数の玉と、を備え、ベルト駆動されるプーリ支持用単列軸受において、グリース潤滑される4点接触玉軸受であって、ラジアル荷重が負荷される負荷中心が、軸受中心から軸方向にずれており、前記内輪軌道において前記軸受中心から前記負荷中心の側で第一の接触点を提供する第一溝のレスト角が、前記内輪軌道において前記軸受中心から前記負荷中心とは反対側で第二の接触点を提供する第二溝のレスト角より小さいことを特徴とするプーリ支持用単列軸受。

(2) 前記第一溝のレスト角と前記第二溝のレスト角との差が2°以上である(1)に記載のプーリ支持用単列軸受。

(3) 前記第一溝のレスト角が10°~18°である(1)又は(2)に記載のプーリ支持用単列軸受。

(4) 前記内輪軌道のレスト角を前記外輪軌道のレスト角より小さくしたことを特徴とする(1)~(3)のいずれかに記載のプーリ支持用単列軸受。

(5) 前記内輪軌道のレスト角と前記外輪軌道のレスト角との差が2°以上である(4)に記載のプーリ支持用単列軸受。

(6) 外周面に内輪軌道を有する内輪と、内周面に外輪軌道を有する外輪と、前記内輪軌道と前記外輪軌道との間に転動自在に設けられた複数の玉と、を備え、ベルト駆動されるプーリ支持用単列軸受において、グリース潤滑される3点接触玉軸受であって、ラジアル荷重が負荷される負荷中心が、軸受中心から軸方向にずれており、前記内輪軌道において前記軸受中心から前記負荷中心の側で第一の接触点を提供する第一溝のレスト角が、前記内輪軌道において前記軸受中心から前記負荷中心とは反対側で第二の接触点を提供する第二溝のレスト角より小さいことを特徴とするプーリ支持用単列軸受。

(7) 前記第一溝のレスト角と前記第二溝のレスト角との差が2°以上である(6)に記載のプーリ支持用単列軸受。

(8) 前記第一溝のレスト角が10°~18°である(6)又は(7)に記載のプーリ

10

20

30

40

50

支持用単列軸受。

(9) 前記軸受の向きを外部に表示するマークが設けられた (1) ~ (8) のいずれかに記載のプーリ支持用単列軸受。

【 0 0 0 9 】

上記構成によれば、すべりが大きくなる軌道のレスト角を小さくすることにより、その軌道と玉との間にできる接触楕円内の局所的な発熱を抑えることができる。このため、潤滑剤の劣化が少なく、高温下での使用に耐えることができる。また、第一の接触点を提供する第一溝のレスト角と第二の接触点を提供する第二溝のレスト角とを異なる値にすると、2 個の溝の両方についてレスト角を小さくしたとき (2 個の溝を対称にしたとき) に比べて、プーリの変位や傾きを小さく抑えることができる。

10

【 0 0 1 0 】

【 発明の実施の形態 】

以下、本発明の実施形態を、図面に基づいて詳細に説明する。図 1 は自動車用プーリの構成を示す要部の拡大断面図である。この自動車用プーリ 1 は、カーエアコンコンプレッサ用電磁クラッチに関するものである。この電磁クラッチは、車両走行用エンジンに発生する回転動力を冷凍サイクルのコンプレッサに伝達したり遮断したりするものである。図 1 に示すように、コンプレッサハウジング 2 の中心から回転自在に突出した駆動軸 3 の先端部に回転円盤 4 が設けられ、回転円盤 4 の外周側には可撓部材 5 を介してアーマチュア 6 が取り付けられている。駆動軸 3 の周囲を囲むようにして、コンプレッサハウジング 2 と一体に円筒軸 2 a が突出するように設けられ、その外周面に、多点接触玉軸受の一例である 4 点接触玉軸受 1 1 の内輪 1 2 が固定されている。

20

【 0 0 1 1 】

4 点接触玉軸受 1 1 の外輪 1 3 には、ロータ 7 が外嵌されている。ロータ 7 の外周面には、プーリ 7 a が一体的に設けられている。プーリ 7 a の外周面に、想像線で示すようにベルト 8 が掛け回される。ロータ 7 のコンプレッサハウジング 2 側とは反対側の側面には、アーマチュア 6 と接触して摩擦力により回転力を伝達する摩擦面 7 b が形成されている。ロータ 7 のコンプレッサハウジング 2 側の側面には凹所 7 d が設けられている。凹所 7 d 内には、電磁コイル 9 が、ロータ 7 と接触しないように収容されている。電磁コイル 9 は、コンプレッサハウジング 2 に固定されている。

30

【 0 0 1 2 】

電磁コイル 9 の非励磁時には、摩擦面 7 b とアーマチュア 6 との間に隙間 G があいている。

電磁コイル 9 に電流を流すと磁界が発生し、アーマチュア 6 が可撓部材 5 の弾性に抗して電磁コイル 9 側に引き付けられ、摩擦面 7 b に押圧接触する。この結果、プーリ 7 a の回転力がアーマチュア 6、回転円盤 4、駆動軸 3 を介してコンプレッサを駆動するように伝達される。

ベルト 8 の幅方向中心位置 α と、軸受 1 1 の軸方向中心位置 β とは、オフセット量 δ でずれており、軸受 1 1 にはモーメント荷重が作用する。

【 0 0 1 3 】

上記 4 点接触玉軸受 1 1 は、図 2 に示すように、内輪 1 2 と外輪 1 3 との間に複数の玉 1 4 を回転自在に配設したものである。内輪 1 2 の外径面には玉 1 4 との第一の接触点を提供する第一溝 1 2 a と、玉 1 4 との第二の接触点を提供する第二溝 1 2 b とが設けられ、それらによって内輪軌道が形成されている。外輪 1 3 の内径面にも、玉 1 4 との第一の接触点を提供する第一溝 1 3 a と、玉 1 4 との第二の接触点を提供する第二溝 1 3 b とが設けられ、それらによって外輪軌道が形成されている。外輪軌道の断面形状は、玉 1 4 とレスト角 θ_0 で接触するゴシックアーチ形状にされ、軸受の軸方向中心線 β に対して対称な形状になっている。外輪 1 3 の第一溝 1 3 a の曲率半径と第二溝 1 3 b の曲率半径とは等しい (R_0)。

40

なお、図 2 の左方に付した符号 D p はピッチ円径を表し、D a は玉 1 4 の直径 (玉径) を表している。

50

【 0 0 1 4 】

内輪軌道の断面形状は、玉 1 4 とレスト角 θ_i で接触するゴシックアーチ形状にされ、軸受の軸方向中心線 β に対して対称な形状になっている。内輪 1 2 の第一溝 1 2 a の曲率半径と第二溝 1 2 b の曲率半径とは等しい (R_i)。

内輪 1 2 のレスト角 θ_i は、外輪 1 3 のレスト角 θ_o より小さくされており、好ましくは 2° 以上小さくされている。

【 0 0 1 5 】

玉 1 4 は保持器 1 8 によって転動自在に保持されている。玉 1 4 を挟む軸方向両側に、シール部材 1 5 , 1 5 が設けられている。シール部材 1 5 の外周部は、外輪 1 3 の内径面に設けられた係止溝 1 7 に固定され、シール部材 1 5 の内周部 (リップ部) は、内輪の外径面に設けられたシール溝 1 6 の側面に接している。

10

潤滑方式としては、グリース潤滑を採用することができる。

【 0 0 1 6 】

以上のような 4 点接触玉軸受 1 1 を自動車用プーリ 1 に用いることで、内輪 1 2 の第一及び第二溝 1 2 a , 1 2 b と玉 1 4 との間にできる接触楕円内のすべりが小さくなり、接触楕円内での局所的な発熱を抑えることができる。このため、潤滑剤劣化が少なく、高温下での使用に長期間耐えることができる。

【 0 0 1 7 】

図 3 に、多点接触玉軸受の別の例として、4 点接触玉軸受の第 2 例を示す。この 4 点接触玉軸受 2 1 は、内輪軌道の断面形状が、軸受の軸方向中心線 β に対して非対称な形状になっている。内輪 1 2 の第一溝 1 2 a のレスト角 θ_{i1} は、内輪 1 2 の第二溝 1 2 b レスト角 θ_{i2} より小さくされており、好ましくは 2° 以上小さくされている。軸方向中心線 β に対してずれた軸方向位置 (図 1 の α) にラジアル荷重がかかる場合、第一溝 1 2 a がラジアル荷重の軸方向位置に近くなるように、玉軸受 2 1 は組み込まれる。玉軸受 2 1 の外輪 1 3 やシール部材 1 5 に、どちら側に第一溝 1 2 a があるかを示す識別マークを設けておくことができる。

20

第二溝 1 2 b のレスト角 θ_{i2} は、外輪 1 3 の第一及び第二溝 1 3 a , 1 3 b のレスト角 θ_o と同等であってもよいし、 θ_o より小さくてもよい。

【 0 0 1 8 】

図 4 に、多点接触玉軸受の別の例として、3 点接触玉軸受 2 1 ' を示す。図 4 に示すように、内輪 1 2 の外径面には第一溝 1 2 a と第二溝 1 2 b とが設けられ、それらによって内輪軌道が形成されている。一方、外輪 1 3 の内径面には、単一の接触点で玉 1 4 と接する外輪軌道 1 3 d が形成されている。

30

他の構成は、図 3 に示した玉軸受 2 1 と同様とすることができる。

【 0 0 1 9 】

図 5 に示すような、内輪軌道及び外輪軌道の双方を軸方向中心線 β に対称なゴシックアーチ形状にされた従来品の 4 点接触玉軸受に、ラジアル荷重を負荷したときの運転状態を、計算機を用いた解析でシミュレートした。解析に用いた条件を表 1 に示す。ラジアル荷重は、軸受中心 (図 1 ~ 図 4 に示した β) から軸方向に 4.35 mm ずれた (オフセットした) 位置 (図 1 の α) に負荷されるものとした。

40

【 0 0 2 0 】

【表 1】

解析条件

軸受	4点接触玉軸受
ピッチ径	43.5 mm
有効ラジアル隙間	0.0 mm
溝曲率半径 (外輪)	玉径の53%
(内輪)	玉径の51.5%
レスト角	20度
	(計算条件により変動あり)
プーリ	
外径	110 mm
運転条件	
ラジアル荷重	1000 N, 2000 N
オフセット量	4.35 mm
(軸受ピッチ径比)	(10%)
回転数	10000 min ⁻¹
	(外輪回転)
潤滑	グリース潤滑

10

20

【0021】

解析手法には「4点接触玉軸受の性能解析」(谷口、荒牧、正田；(社)日本トライボロジ学会、トライボロジ会議1996年春 東京 講演予稿集)に記載の方法を採用した。本解析によって計算される軸受の摩擦トルクは、実験によるトルク測定結果に一致することが報告されている。

ここでは、計算によって得られる最大PV値に注目する。PV値は、玉と内外輪軌道面の接触点における発熱や摩耗の指標として、しばしば用いられるパラメータである(例えば特開平11-210766号公報など)。

30

玉と軌道との接触点は、実際には表面の弾性変形により、ヘルツの接触理論において楕円形で表される領域をもつ面となる。PV値は、この接触面内の面圧Pとすべり速度Vとの積である。解析では、各玉と各軌道との接触面内において、PV値を計算している。PV値に表面間のすべり摩擦係数 μ を乗じた値 μPV は、単位面積・単位時間当たりのすべりによる摩擦損失(=発熱)である。

【0022】

図5の、4個の溝のレスト角がすべて等しい4点接触玉軸受51に、ラジアル荷重1000 Nを负荷した際の、玉54の各接触点における最大PV値を計算機によって解析した結果を図6に示す。図6に示すように、外輪53にかかるラジアル荷重の位置に近い側の内輪軌道(第一溝)上のPV値が、他の接触点に比べて大きくなった。

40

【0023】

軸受の耐久性を低下させる高温下のグリース劣化については、玉一個分や、接触楕円一つ分といった局所的な発熱、温度上昇が影響していると考えられる。したがって、PV値に代表されるすべり発熱をできるだけ小さく抑えることによって、高温下で使用されるプーリ用軸受の寿命延長を図ることができる。

【0024】

PV値を抑えるためには、接触楕円内のすべり速度Vを小さくすることが有効である。運転時に玉と軌道が接触するときの角度(接触角)を小さくすると、接触楕円内のスピン運動によるすべり速度Vを小さく抑えることができる。

50

しかし、軸受運転時の接触角は、運転条件（荷重、回転数）や軸受すきまなどの影響によって変化する。また、機械に組み込まれて運転している軸受の接触角を実際に測定することも難しい。したがって、単純に接触角の大きさを議論することは実用的ではない。そこで、本発明では、軸受運転時の接触角に及ぼす影響が大きく、また、測定も容易なレスト角に着目する。レスト角は、静止状態において、内輪又は外輪それぞれにある２つの溝の双方に玉を接触させたときの接触角として定義される。

【００２５】

まず、大きなＰＶ値が問題となっている内輪のレスト角を変えて計算を行った。結果を図７に示す。ここでは、内輪の第一及び第二溝の両方を同じレスト角としている。外輪軌道のレスト角は、表１の条件と同じである。

図７から、内輪軌道のレスト角を小さくすると、接触点における最大ＰＶ値が減少することがわかる。結果として、局所的な発熱が減少し、耐久時間延長の効果が期待できる。

【００２６】

次に、図６でＰＶ値が特に大きいとされた内輪第一溝のレスト角のみを変化させて計算を行った。結果を図８に示す。外輪軌道と、内輪第二溝のレスト角は、表１の条件と同じである。内輪第一溝のみのレスト角を小さくすることによっても、図７と同様、接触点における最大ＰＶ値が減少し、耐久時間延長の効果がある。

【００２７】

ＰＶ値の限界には諸説あるが、発明者らの研究では、計算によるＰＶ値が $1.5 \sim 2.0 \text{ GPa} \cdot \text{m/s}$ を超えると、軌道面の摩耗が問題になることがわかっている（特開平１１－２１０７６６号公報）。ラジアル荷重 2000 N に対する計算結果から、図７における内輪軌道のレスト角、または図８における内輪第一溝のレスト角を 18 度以下にしたとき、すなわち、図７における外輪軌道のレスト角と内輪軌道のレスト角の差、または図８における内輪第一溝のレスト角と内輪第二溝のレスト角の差を 2 度以上とすると、ＰＶ値が $2.0 \text{ GPa} \cdot \text{m/s}$ を下まわり、摩耗などの問題が発生しにくくなることが期待できる。

【００２８】

図７、図８に示した二通りの方法でレスト角を変化させた場合の、プーリ外径部（直径 110 mm ）の軸方向変位を図９に示す。内輪第一溝、第二溝のレスト角をともに変化させて、対称断面の内輪としたときには、レスト角を小さくすると、プーリ外径部の変位が大きくなることがわかる。一方、内輪第一溝のレスト角のみを変化させた場合は、プーリ外径部の移動量はほとんど変化しない。ベルトがかかるプーリ外径部の変位が大きくなることは、ベルトの偏摩耗や、電磁クラッチの場合は、クラッチの動作不良などの問題が生じる可能性がある。プーリ軸受としての剛性を維持しながら、局所的な接触楕円内のすべり発熱を抑え、軸受の耐久時間延長を図るためには、４点接触玉軸受の２個の溝のうち、すべり発熱の大きい一方のレスト角を他方のそれに比べて小さくする方法が有効である。

【００２９】

実際の軸受では、レスト角を過度に小さくすると、運転中の接触角が極めて小さくなる。極端なケースでは、接触楕円が第一溝と第二溝の境界を越えて、反対側の溝にはみ出す可能性がある。こういった場合には、４点接触玉軸受として設計された剛性や摩擦トルクといった軸受の運転性能が期待できない。また、第一溝と第二溝の境界部（みぞ底）は、十分な形状精度や表面粗さを得ることが難しいことから、軸受寿命が短くなるなどの問題がある。以上の観点から、本発明でとりあげたレスト角の大きさには、下限が決定されると考えられる。この観点からレスト角の下限を 10 度とすることが好ましい。

【００３０】

また、プーリや自動車用補機などへの組み付けを考慮すると、レスト角が第一溝、第二溝で異なる軸受には、オフセット荷重の方向に対して正しい向きに軸受を組み付けることができるように、方向を示す識別マークを表示することが好ましい。

【００３１】

なお、単列４点接触玉軸受の外輪上の２個の溝についても同様に、すべりの大きい側の溝のレスト角を、他方のレスト角よりも小さくすることによって、局所的な発熱を抑えて、

10

20

30

40

50

グリース劣化を低減させる効果がある。

このとき、内外輪の対向する溝（玉 1 4 の中心を挟んで対抗する溝；例えば内輪第一溝と外輪第二溝）のレスト角を一致させる必要はない。

【 0 0 3 2 】

なお、図 4 に示した 3 点接触玉軸受においても、玉と 2 点で接触する軌道輪上の 2 個の溝のレスト角に上記同様の違いをもたせることは、スピンすべりを低減し、発熱を抑制する効果がある。したがって、本発明は 3 点接触玉軸受に適用しても有効である。

なお、ここでは、カーエアコンコンプレッサ用電磁クラッチのような自動車補機用プーリについて説明したが、軸方向にオフセットされた大きなラジアル荷重を支持し、かつ軸方向の剛性が必要とされる、自動車に用いられるプーリやその支持軸受、たとえば、ベルト式 C V T のプーリやその支持軸受に本発明を適用しても同様の効果が期待できる。

10

【 0 0 3 3 】

【発明の効果】

以上説明したように、本発明に係る多点接触玉軸受によれば、軌道上の局所的な発熱を抑え、グリース劣化や摩耗による寿命低下を防ぐことができる。また、この多点接触玉軸受を適用した自動車用プーリは、所定の剛性を維持しながら、多点接触玉軸受が局所的な発熱の抑制、耐久時間延長等を可能にする構成であることから、自動車用プーリ自体の信頼性向上はもとより、自動車の信頼性向上をも図り得る。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の実施形態である自動車用プーリの構成を示す要部の拡大断面図である。

20

【図 2】多点接触玉軸受の第 1 例を示す断面図である。

【図 3】多点接触玉軸受の第 2 例を示す断面図である。

【図 4】多点接触玉軸受の第 3 例を示す断面図である。

【図 5】従来品における玉と軌道との接触点の位置を示す模式的断面図である。

【図 6】玉と軌道との接触点の位置と最大 P V 値との関係を示す特性図である。

【図 7】レスト角と最大 P V 値との関係を示す特性図である。

【図 8】レスト角と最大 P V 値との関係を示す特性図である。

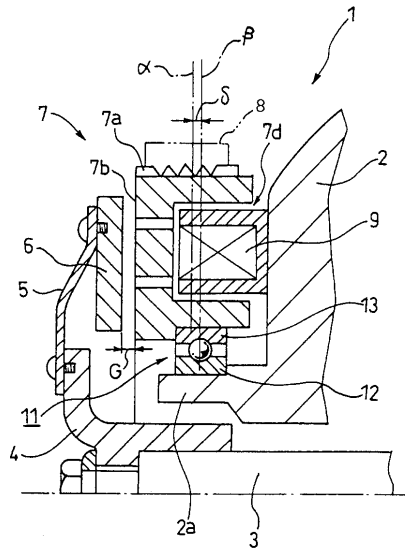
【図 9】レスト角とプーリ外径部の軸方向移動量との関係を示す特性図である。

【符号の説明】

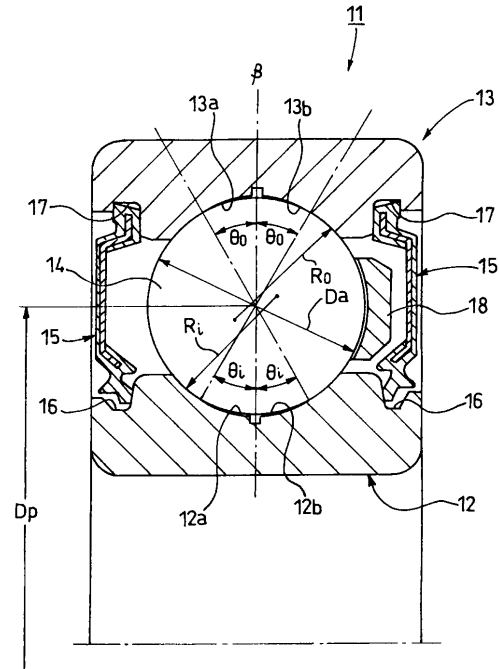
1	自動車用プーリ
7 a	プーリ
8	ベルト
1 1 , 2 1	4 点接触玉軸受（多点接触玉軸受）
1 2	内輪
1 2 a	第一溝
1 2 b	第二溝
1 4	玉

30

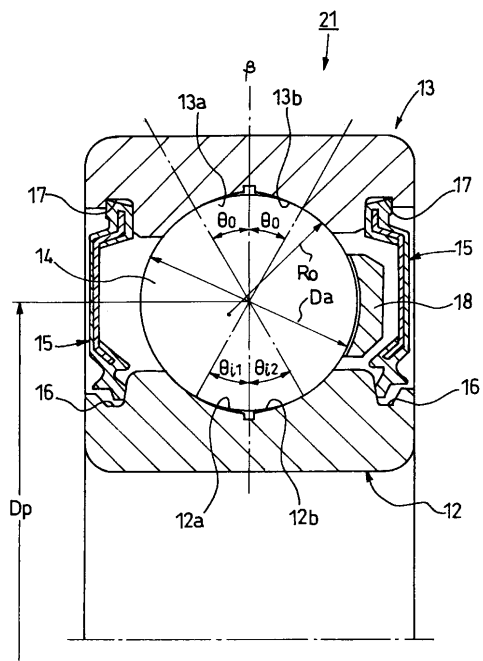
【図 1】



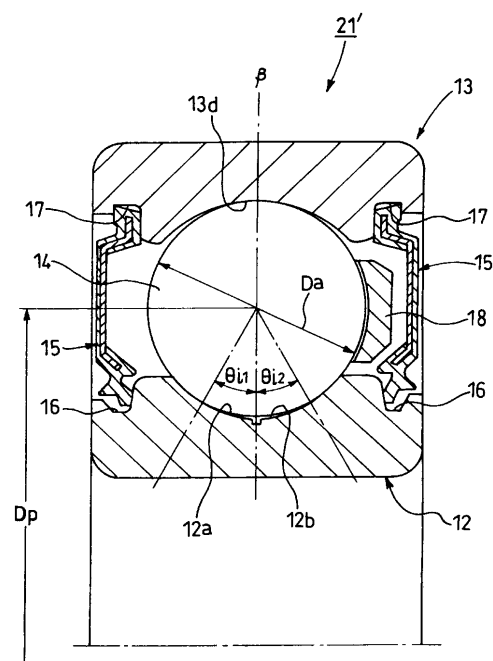
【図 2】



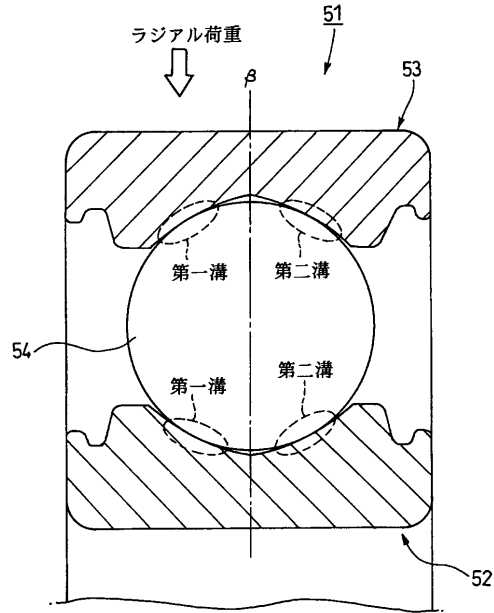
【図 3】



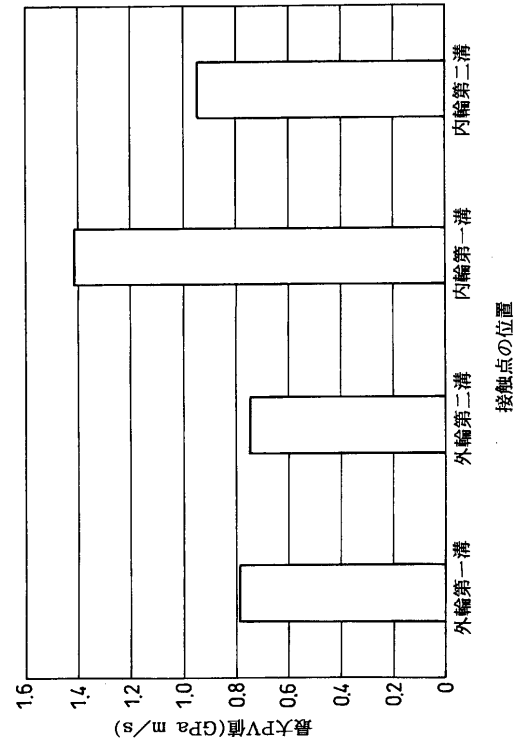
【図 4】



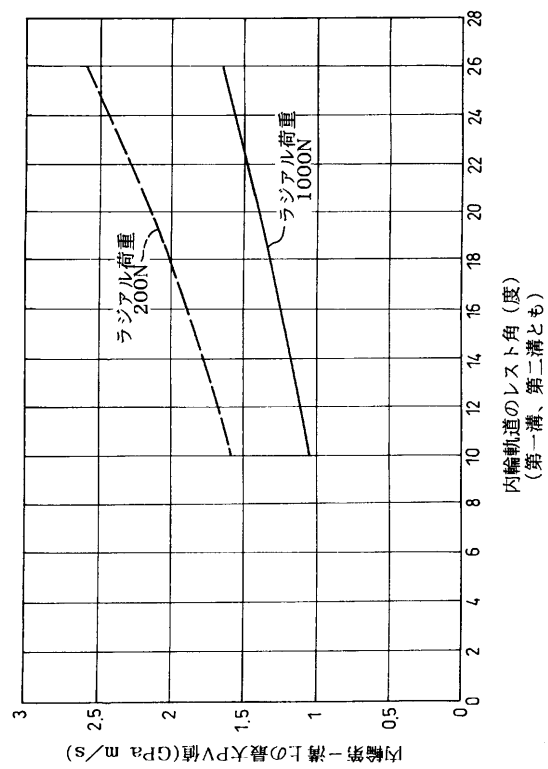
【図 5】



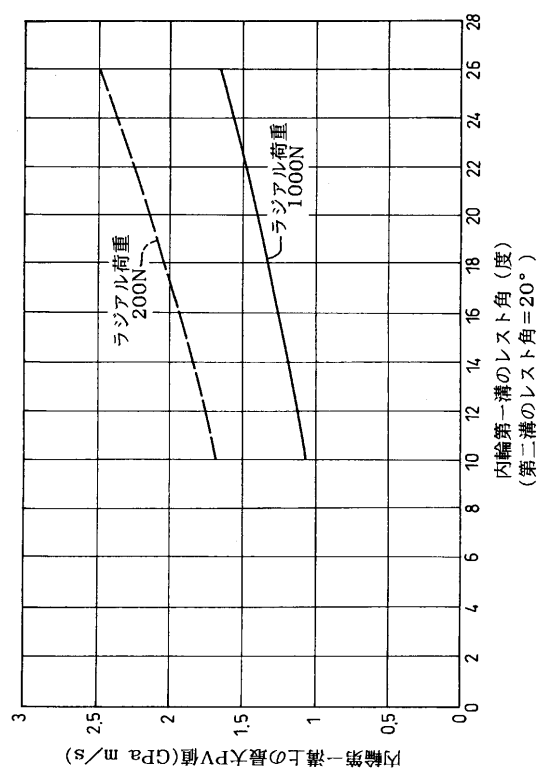
【図 6】



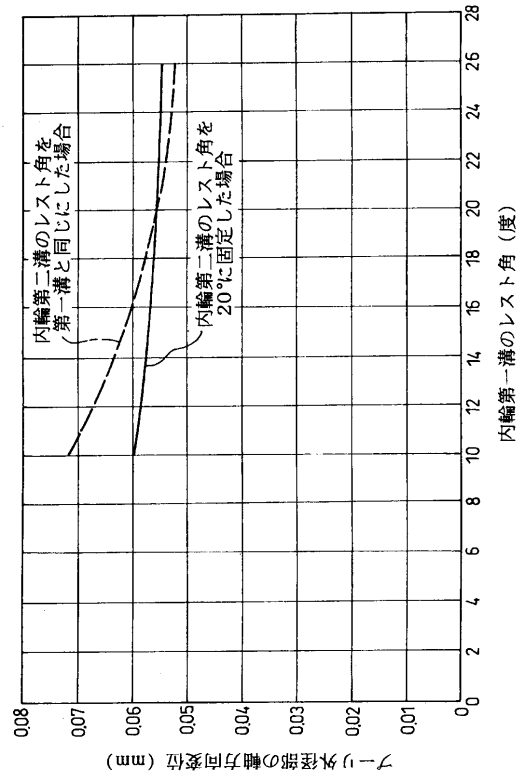
【図 7】



【図 8】



【図 9】



フロントページの続き

審査官 岡▲さき▼ 潤

- (56)参考文献 特開 2 0 0 1 - 3 0 4 2 7 3 (J P , A)
特表 2 0 0 1 - 5 0 9 5 7 4 (J P , A)
特開 2 0 0 1 - 1 2 4 0 7 4 (J P , A)
特開 2 0 0 2 - 0 2 1 8 5 5 (J P , A)
特開平 1 1 - 1 3 2 2 4 0 (J P , A)
特開平 1 1 - 2 4 7 8 6 3 (J P , A)
特表 2 0 0 1 - 5 0 9 5 7 0 (J P , A)
特開 2 0 0 0 - 1 7 0 7 5 2 (J P , A)
特開 2 0 0 1 - 2 0 8 0 8 1 (J P , A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

F16C 19/00-19/56

F16C 33/30-33/66

F16H 57/00-57/12