

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4383372号
(P4383372)

(45) 発行日 平成21年12月16日(2009.12.16)

(24) 登録日 平成21年10月2日(2009.10.2)

(51) Int.Cl.

F 1 6 C 33/58 (2006.01)

F 1

F 1 6 C 33/58

請求項の数 13 (全 8 頁)

(21) 出願番号	特願2005-58376 (P2005-58376)	(73) 特許権者	591168482
(22) 出願日	平成17年3月3日(2005.3.3)		アーベール エスコーエフ
(65) 公開番号	特開2005-257077 (P2005-257077A)		A K T I E B O L A G E T S K F
(43) 公開日	平成17年9月22日(2005.9.22)		スウェーデン国 4 1 5 5 0 イエーテ
審査請求日	平成17年5月13日(2005.5.13)		ポリ ホルスガタン 1
審査番号	不服2008-20998 (P2008-20998/J1)	(74) 代理人	100082669
審査請求日	平成20年8月15日(2008.8.15)		弁理士 福田 賢三
(31) 優先権主張番号	102004011550.8	(74) 代理人	100095337
(32) 優先日	平成16年3月8日(2004.3.8)		弁理士 福田 伸一
(33) 優先権主張国	ドイツ(DE)	(74) 代理人	100061642
			弁理士 福田 武通
		(74) 代理人	100095061
			弁理士 加藤 恭介

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ころがり軸受け

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

少なくとも1個の内輪(2a、2b)、

少なくとも1個の外輪(3)及びこれらの内輪(2a、2b)とこの外輪(3)間にセットされているころがり体(4)を包括するころがり軸受け(1)において、

前記内輪(2a、2b)または外輪(3)の少なくとも1個のサイドの正面(5)の範囲内にプラー(8)の作動面(7)を噛み込ませるのに適している、一周する環状溝(6)が取り付けられており、その際、該環状溝(6)は第一の角度(α_1)で半径方向(R)へ伸びている第一の円錐面(9)を持っており、更にその際、前記第一の角度(α_1)は10度乃至45度に相当し、

前記第一の円錐面(9)の一方端に第二の円錐面(10)が接しており、その際、該第二の円錐面は、15度乃至40度の最初の角度と異なる第二の角度(α_2)で軸線方向(A)へ配置されるとともに、

前記第二の円錐面(10)が前記内輪(2a、2b)または外輪(3)の外径(Ds)又は内径まで軸線に対して鋭角で移行することことを特徴とするころがり軸受け。

【請求項 2】

前記内輪(2、2a、2b)は2つの部分から、そして前記外輪(3)はシングルパーツで形成されていることを更に特徴とする、前記請求項1に記載のころがり軸受け。

【請求項 3】

前記環状溝(6)の半径方向への延長(h)は前記内輪(2a、2b)の外径(Ds)

10

20

の 8 % 乃至 15 % であることを更に特徴とする、前記請求項 1 又は 2 の何れかに記載のころがり軸受け。

【請求項 4】

前記環状溝 (6) の軸線方向の幅 (B_N) は前記内輪 (2a、2b) 乃至前記外輪 (3) の幅 (B) の 10 % 乃至 25 % に相当することを更に特徴とする、前記請求項 1 乃至 3 の何れか一項に記載のころがり軸受け。

【請求項 5】

前記第一の円錐面 (9) と前記第二の円錐面 (10) は円形の移行部 (11) を介して連結されていることを更に特徴とする前記請求項 1 乃至 4 の何れか一項に記載のころがり軸受け。

10

【請求項 6】

前記移行部 (11) の半径 (R_1) は 0.05 mm 乃至 4 mm であることを更に特徴とする、前記請求項 5 に記載のころがり軸受け。

【請求項 7】

前記第一の円錐面 (9) のもう一方端に先ず、凹状に丸みを付けた移行部 (12) が、更にこれに凸状に丸みを付けた移行部 (13) がつなげられていることを更に特徴とする、前記請求項 1 乃至 6 の何れか一項に記載のころがり軸受け。

【請求項 8】

前記移行部 (12、13) の半径 (R_2 、 R_3) は 0.5 mm 乃至 2 mm であることを更に特徴とする、前記請求項 7 に記載のころがり軸受け。

20

【請求項 9】

前記凸状に丸みが付けられている移行部 (13) に第三の円錐面 (14) が接していることを更に特徴とする、前記請求項 7 又は 8 の何れかに記載のころがり軸受け。

【請求項 10】

前記第三の円錐面 (14) は鋭角により前記サイドの正面 (5) の中へ移行していることを更に特徴とする、前記請求項 9 に記載のころがり軸受け。

【請求項 11】

前記環状溝 (6) と前記ころがり体 (4) の走行路 (19) 間に位置する前記内輪 (2a、2b) または外輪 (3) 軸受リングの範囲 (18) は円錐形に形作られていることを更に特徴とする、前記請求項 1 乃至 10 の何れか一項に記載のころがり軸受け。

30

【請求項 12】

前記円錐状に形作られた軸受リングの範囲 (18) の軸線に対する角度 (α_4) は 0.05 度乃至 15 度であることを更に特徴とする、前記請求項 11 に記載のころがり軸受け。

【請求項 13】

これは三点・軸受け又は四点・軸受けもしくは溝付き・玉軸受けとして形成されていることを更に特徴とする、前記請求項 1 乃至 12 の何れか一項に記載のころがり軸受け。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

40

本発明は少なくとも 1 個の内輪、少なくとも 1 個の外輪及び内輪と外輪間にセットされているころがり体を包括する 1 個のころがり軸受けに関するものであり、その際、ころがり軸受けは好都合なことに三点・軸受け又は四点・軸受け或いは溝付き・玉軸受けとして形作られている。

【背景技術】

【0002】

このジャンルに記載されているタイプのころがり軸受けは多種多様に使われている。軸受けの内輪は大抵 2 つの部分で形作られている、即ち、内輪と外輪間にセットされている玉に対して線状の 2 つの始動面を呈している並置された 2 個の内輪を使用する場合がほとんどである。これらの軸受けはしばしばスラスト軸受けとして使用されることから、これ

50

らは例えばシリンダ・玉軸受け (Zylinderrollenlager) のようなラジアル軸受けとペアにされる。

【 0 0 0 3 】

この種の軸受けを使用する際の問題点は、内輪が 2 つのパーツから出来ているので、その耐用年数に達した後の軸受け乃至そのリングの交換が非常に難しいという点にある。適当なプーラー (Abziehwerkzeug) のために全周に割り振って付けられている溝 (Anziehnut) は DE 2 0 3 0 0 4 6 6 U 1 から公知とされている。しかしながらこの形態の場合プーラーのセットが時々困難であることが明らかになった。

【 0 0 0 4 】

その他の問題点は、特に初めに挙げたころがり軸受けをシリンダ・玉軸受け状のラジアル軸受けとペアにする際、三点・軸受け乃至四点・軸受けとシリンダ・玉軸受け間の軸上の衝撃面 (Stossflaeche) に潤滑油に対してバリアが形成されることが時々あることから、軸受けユニットの潤滑が適正に行われれないという点にある。

【 発明の開示 】

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 0 5 】

上記諸欠点を考慮に入れて、本発明の目的はその軸受けリングを必要に応じて軸から引き抜くことが特別簡単な方法で実現可能となるべく上記のタイプのころがり軸受けを改良することにある。更に本ころがり軸受けは、軸受けユニットへ適切に潤滑剤、特に潤滑油を供給できるような形態に形成可能とされている。

【 課題を解決するための手段 】

【 0 0 0 6 】

本発明によれば、下記の通りに、即ち、軸受けリングの少なくとも片方にそのサイドの正面の範囲内においてぐるりと一周する 1 本の環状溝が取り付けられており、これがプーラーの作動面の噛み込みに適しており、その際、その環状溝が、第一の角度で半径方向に伸びている第一の円錐面を持っており、更にその際、その第一の角度は 1 0 度乃至 4 5 度に相当するという特徴によって本目的は解決される。

【 発明の効果 】

【 0 0 0 7 】

この提案の形態によれば、軸受けリングを軸方向へ引き抜く (Axiale Abziehen) ためのプーラーの使用が特別簡単になるだけではない。更に溝の形態が幾何学的に固有な形態であることから、特別好都合に潤滑油を流すことができ、その結果、三点・軸受け乃至四点・軸受け自体のみならず、特にこれに接しているシリンダ・玉軸受けにも適正に潤滑油を供給可能となることが明らかにされた。

【 発明を実施するための最良の形態 】

【 0 0 0 8 】

ここに提案のころがり軸受けは、その内輪が 2 つの部分に分かれており、またその外輪がシングルパーツからなる時、その使用が特に好都合となる。

【 0 0 0 9 】

溝のラジアルな延長は軸受けリングの外径の 8 % 乃至 1 5 % となるように企図されると好都合である。というのは、それらの溝の軸の幅 (die axiale Breite) は特に好都合なことに、内輪乃至外輪の幅の 1 0 % 乃至 2 5 % に相当するからである。

【 0 0 1 0 】

第一の平らな面の一方端に第二の円錐面が続いており、その際、これに第二の角度、即ち、軸線方向へ 1 5 度乃至 4 0 度に相当する角度で配置されていることにより、一方では潤滑剤の流れ状況、他方ではプーラーの進入 (Einfaedeln) もさらに改善可能とされる。この第一の円錐面と第二の円錐面は円形の移行部を介して連結されることができ、これと同時に、特に好都合とされる 1 実施例によれば、この移行部の半径は 0 . 0 5 mm 乃至 4 mm である。

【 0 0 1 1 】

第二の円錐面が軸受けリングの外径もしくは内径まで鋭角で移行するように企図されている場合、特に好都合であることが判明している。こうすることにより、この箇所での潤滑剤の流れが途切れることになり、これが注油すべき軸受け範囲の潤滑剤供給に特別好都合な影響を及ぼすことになる。

【 0 0 1 2 】

第一の平らな面のもう一方端では、先ず、凹状に丸みを付けた移行部が、そしてこの移行部にまたもや、凸状に丸みを付けた移行部を接続することができる。これらの移行部の半径は 0 . 5 mm 乃至 2 mm であると特に好都合である。

【 0 0 1 3 】

凸状に丸みの付けられた移行部には更に第三の円錐面をつなげることもできる。好都合なことにこの第三の円錐面は鋭角にサイドの正面へ移行する。

10

【 0 0 1 4 】

ころがり軸受けのその他の形態 (Fortbildung) として企図することのできるのは、溝ところがり体の走行面間に位置する軸受けリングの範囲が円錐状に形作られているものである。この範囲の円錐角として 0 . 0 5 度乃至 1 5 度の数値が企図されていると好都合である。このような形態にすることにより軸受けユニットへの潤滑剤の供給を更に改善することができる。

【 0 0 1 5 】

ここで提案された軸受けは特に好都合なことに三点・軸受け又は四点・軸受けもしくは溝付き・玉軸受けとして形成されている。しかし本発明によれば、何れの任意のころがり軸受けも形成可能である。

20

【 0 0 1 6 】

本発明の提案によれば、1本の軸から軸受けリングを軸方向へ引き抜くための特別簡単な構造のプーラーを提供することが出来、その際、その引抜き過程自体は問題もなく、しかも、簡単な方法により遂行可能である。さらに、軸受けリングの軸の端部分中にぐるりと一周するように作られている環状溝の固有な形態により、その軸受けへ潤滑剤を適正に供給でき、これがその耐用年数を高めることになることが明らかにされた。

【 実施例 】

【 0 0 1 7 】

添付図面中に本発明の 1 実施例を図示する。

30

図 1 は、四点・軸受け及びこの軸受けに接しているシリンダ・玉軸受けから構成されている一つの軸受けユニットをそのラジアルに切断した図である。

図 2 は、図 1 に図示されている通りの四点・軸受けの左側の内輪を半径方向へ切断した断面図の拡大図である。

【 0 0 1 8 】

図 1 には、詳細には図示されていない 1 本の軸 1 5 を半径方向へも、軸方向へも軸受けしている軸受け装置が見られる。この軸 1 5 を軸に固定するために用意されているのは、四点・軸受け形式のころがり軸受け 1 である。このころがり軸受け 1 に軸 1 5 の半径方向の軸受けに使われる一個のシリンダ・玉軸受け 1 6 が接している。この四点・軸受け 1 は並置されている 2 個の内輪 2 a と 2 b 並びにシングルピースの外輪 3 を一個持っている。内輪 2 a と 2 b と外輪 3 の間には玉状のころがり体 4 が配置されている。このころがり軸受け 1 のサイドの正面 5 はシリンダ・玉軸受け 1 6 のしかるべき正面のための接触面 (Anlageflaeche) となっている。

40

【 0 0 1 9 】

軸 1 5 から必要に応じて軸方向 A へ内輪 2 a を簡単に引き抜くことが出来るようにするため、内輪 2 a 及びしかるべき対称の内輪 2 b にも同じくサイドの正面部分 5 において一つの溝 6 が付けてある。この溝 6 はリング溝として形成されている、即ち、溝がその全周にわたり同じ形状に取り巻いている。

【 0 0 2 0 】

両図面中に図示されている通り、環状溝 6 は詳細に図示されてはいないが、この種のも

50

のは昔から公知となっているプーラー 8 の作動面 7 がこの中へ噛み込むように形成されている。これに加えて、プーラー 8 の軸線方向 A への作動面 7 は、環状溝 6 の軸の高さで内輪 2 a、2 b と外輪 3 の間に位置するリングの隙間を通して押し付けられ、続いて内側へラジアルに押し付けられるので、その作動面 7 は環状溝 6 中へ噛み込むことになる。更にこの環状溝 6 には、第一の角度 α_1 で半径方向 R に正しく合わせられている第一の円錐面 9 が付いている。この角度 α_1 はプーラー 8 の作動面 7 の接触面が伸びている角度に匹敵する。この角度 α_1 は 10 度乃至 20 度であると特に好都合であるが、10 度乃至 45 度である。

【0021】

特に、図 2 から明らかになる通り、第一の平らな面 9 の上端に第二の円錐面 10、即ち、内輪 2 a の軸の端部分において 1 つの円錐部を呈している面が接している。その平らな面 10 が軸線方向 A へその角度で方向付けられているその第二の角度 α_2 は 15 度乃至 40 度であると特に好都合である。

【0022】

両方の平らな面 9 と 10、即ち、円錐面は両方とも円形の移行部 11 により連結されており、 R_1 と銘打たれているその半径は 0.5 乃至 4 mm である。これに反して第二の平らな面 10 の、内輪 2 a の外径 D_s へのスタート部分では、ここに鋭角の縁 17 が形成されるように企図されている。その結果ここでは潤滑油の流れが途切れることになり、このことが軸受けユニットの潤滑剤供給へプラスの影響を及ぼすことになった。

【0023】

第一の円錐面 9 には最初、下へ向かって先ず凹状に丸みの付けられた移行部 12 と、この移行部にまたもや凸状に丸みの付けられた移行部 13 がつなげられており、これは第三の円錐面 14 へと移行する。移行部 12 乃至 13 の半径 R_2 と R_3 は 0.5 mm 乃至 2 mm である。それによって第三の円錐面 14 が半径方向 R へ正しく向けられている第三の角度 α_3 は 15 度乃至 45 度になる。

【0024】

環状溝 6 のサイズについては、ラジアルな伸び h を即ち、ラジアル方向 R への環状溝 6 の高さに見なして、軸受けリング 2 a の外径 D_s の 8 % 乃至 15 % に相当するように企図されている。その環状溝 6 の軸の延長、即ち、その幅 B_N は、軸受けリング 2 a の幅 B の 10 乃至 25 % に相当する。溝・基部の直径 D_N は、図 2 中に図示されている通り、高さ h の二倍を引いた外径 D_s として明示される。

【0025】

図 2 には破線で軸受けリング 2 a の代案としての形態が図示されている。これによれば、鋭角の縁 17 から、内輪 2 a のラジアルに外側にある周囲から、ころがり体 4 の走行路 19 まで円錐面として形作られるように企図されている。この円錐角度は α_4 (第四の角度) として表示されている。この角度については、0.5 度乃至 15 度であると好都合である。

【0026】

溝 6 の形態を幾何学的に固有な形態にすることにより、軸受けリング 2 a を軸 15 から引き抜くため、プーラー 8 をしかるべき作動面 7 と共にごく簡単な方法で固定することが可能になるばかりではない。さらにその他に、特にそのシリンダ・玉軸受け 16 と連動させて、両方の軸受けのための潤滑油の給油を最適に行うことから、軸受けユニットの耐用年数を高める結果にもなることが明らかにされている。

【0027】

この軸受けリング 2 a を簡単に引抜き可能であることは、図 1 に図示されているような軸受け装置が企図される場合には、好都合であることが明らかである。また、四点・軸受け 1 が直接軸面 (Wellenabsatz) に配置されており、そこから内輪 2 a を引き抜くのが難しい時にも同様である。

【0028】

本発明に記載されている通りの形態のその他の利点は下記のとおりである、即ち、非対

10

20

30

40

50

称の軸受けリングに対してその真横の正面上で軸方向へ荷重が掛けられる場合、内輪のはめ合わせ（Innenringpassung）が軸へ向かって膨張することになり、これが摩損の問題を引き起こすことになり得る。ここに企図されている溝を利用すると、これに関する改善が達成される。一方では、ころがり体の走行路、また他方では、溝の幾何学的外形をしかるべく形成すると、軸の力（Axiale Kraft）による衝撃が掛かる際にころがり体の走行路を全体的にわずかに変形させることが可能になる。軸受けリングのサイド接触面を減らすと、その結果、比較的わずかな程度でも軸方向へ力が掛けられると軸受けリングの幾何学的外形が変化することになる。特になるべく正確に阻止することが重要とされるその走行面の幾何学的外形が、軸の力の衝撃により最小限に変化させられることにより達成可能となる。例えば四点・軸受けの場合には、これにより、玉の望ましくない三点・接触を引き起こす危険性を減らすことができる。

10

【 0 0 2 9 】

玉 4 の内輪・走行路を一緒に形成している二個の軸受けリング 2 a と 2 b が図 1 に図示されている通りにペアになっている場合、溝のサイズが上記の通りしかるべきサイズになっていると、上記の通り、それらの軸受けリングに軸の力を掛けると、走行路 1 9 を実際に取るに足らない程度幾何学的に変化させることになり、更に、続いて玉 4 をその走行路 1 9 において最適にリードさせることが保証可能となる。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 3 0 】

【図 1】図 1 は、四点・軸受け及びこの軸受けに接しているシリンダ・玉軸受けから構成されている一つの軸受けユニットをそのラジアルで切断した断面図である。

20

【図 2】図 2 は、図 1 に図示されている通りの四点・軸受けの左側の内輪を半径方向へ切断した拡大断面図である。

【符号の説明】

【 0 0 3 1 】

- 1 ころがり軸受け
- 2 a、2 b 内輪
- 3 外輪
- 4 ころがり体
- 5 サイドの正面
- 6 環状溝
- 7 プーラーの作動面
- 8 プーラー
- 9 第一の円錐面
- 1 0 第二の円錐面
- 1 1 円形の移行部
- 1 2 凹状に丸みを付けられた移行部
- 1 3 凸状に丸みを付けられた移行部
- 1 4 第三の円錐面
- 1 5 軸
- 1 6 シリンダ・玉軸受け
- 1 7 鋭角の縁
- 1 8 軸受けリングの範囲
- 1 9 走行路
- R 半径方向
- A 軸線方向
- h ラジアルな伸び
- D_s 外径
- D_N 溝の直径
- B 軸受けリング 2 a、2 b、3 の幅

30

40

50

フロントページの続き

- (72)発明者 ヨハン ベルクマイヤー
オーストリア シュタイアー アシャーシェ 4 4 2 1 ハウス - ナンバー 6 7
- (72)発明者 イーリ ゲルカ
オーストリア ベーハムベルク 4 4 4 ペンツェ 1 3 6
- (72)発明者 フェルディナンド シュバイツァー
オーストリア セイント ペーテル / アーウー フォラルテンヴェグ 1 0

合議体

審判長 山岸 利治

審判官 大山 健

審判官 川本 真裕

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

- (58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)
F16C33/58