

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6236754号
(P6236754)

(45) 発行日 平成29年11月29日(2017.11.29)

(24) 登録日 平成29年11月10日(2017.11.10)

(51) Int.Cl.

F 1

F 16C 33/58 (2006.01)
F 16C 19/18 (2006.01)F 16C 33/58
F 16C 19/18

請求項の数 6 (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願2012-157105 (P2012-157105)
 (22) 出願日 平成24年7月13日 (2012.7.13)
 (65) 公開番号 特開2014-20401 (P2014-20401A)
 (43) 公開日 平成26年2月3日 (2014.2.3)
 審査請求日 平成27年5月27日 (2015.5.27)

(73) 特許権者 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 110000811
 特許業務法人貴和特許事務所
 (72) 発明者 長崎 廣太
 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
 (72) 発明者 田中 孝道
 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

審査官 星名 真幸

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】タンデム型複列アンギュラ玉軸受、デファレンシャル装置、及び、自動車

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

外輪と、内輪と、大径側保持器と、小径側保持器と、大径側玉列を構成する複数個の玉と、小径側玉列を構成する複数個の玉とを備えており、

前記外輪は、内周面の軸方向片側に大径側外輪軌道を、同じく軸方向他側にこの大径側外輪軌道よりも直径が小さい小径側外輪軌道を、それぞれ有し、この大径側外輪軌道の軸方向他側に前記大径側玉列を構成する各玉の外接円の直径寸法よりも小さい内径寸法を有する大径側溝肩部が設けられていて、前記小径側外輪軌道の軸方向他側に、前記小径側玉列を構成する各玉の外接円の直径寸法よりも小さい内径寸法を有する小径側溝肩部が設けられており、

前記内輪は、外周面の軸方向片側に大径側内輪軌道を、同じく軸方向他側にこの大径側内輪軌道よりも直径が小さい小径側内輪軌道を、それぞれ有し、この大径側内輪軌道の軸方向両側部分に、前記大径側玉列を構成する各玉の内接円の直径寸法よりも大きい外径寸法を有する大径側内輪溝肩部が設けられていて、前記小径側内輪軌道の軸方向両側部分に、前記小径側玉列を構成する各玉の内接円の直径寸法よりも大きい外径寸法を有する小径側内輪溝肩部が設けられており、

前記大径側保持器は、円周方向複数箇所にポケットを有する円環状であり、

前記小径側保持器は、円周方向複数箇所にポケットを有する、直径が前記大径側保持器よりも小さい円環状であり、

前記大径側玉列を構成する複数個の玉は、前記大径側保持器の各ポケット内に保持され

た状態で、前記大径側外輪軌道と前記大径側内輪軌道との間に転動自在に設けられており、

前記小径側玉列を構成する複数個の玉は、前記小径側保持器の各ポケット内に保持された状態で、前記小径側外輪軌道と前記小径側内輪軌道との間に転動自在に設けられており、

前記大径側玉列を構成する各玉と前記小径側玉列を構成する各玉とに、互いに同じ向きの接触角が付与されているタンデム型複列アンギュラ玉軸受に於いて、

前記大径側外輪軌道の曲率半径を R_1 とし、前記大径側玉列を構成する各玉の直径寸法を 1 とした場合に、 $0.505 R_1 / 1 < 0.53$ の関係を満たし、

前記小径側外輪軌道の曲率半径を R_2 とし、前記小径側玉列を構成する各玉の直径寸法を 2 とした場合に、 $0.53 < R_2 / 2 < 0.54$ の関係を満たし、

前記大径側内輪軌道の曲率半径を R_3 とした場合に、 $0.505 R_3 / 1 < 0.52$ の関係を満たし、

前記小径側内輪軌道の曲率半径を R_4 とした場合に、 $0.51 R_4 / 2 < 0.52$ の関係を満たす事を特徴とするタンデム型複列アンギュラ玉軸受。

【請求項 2】

前記小径側外輪軌道の曲率半径 R_2 と、前記小径側玉列を構成する各玉の直径寸法 2 とが、 $0.535 < R_2 / 2 < 0.54$ の関係を満たす、請求項 1 に記載したタンデム型複列アンギュラ玉軸受。

【請求項 3】

前記小径側玉列を構成する各玉の直径が、前記大径側玉列を構成する各玉の直径よりも大きい、請求項 1 又は請求項 2 に記載したタンデム型複列アンギュラ玉軸受。

【請求項 4】

自動車用のデファレンシャル装置に組み込まれるものである、請求項 1 ~ 3 のうちの何れか 1 項に記載したタンデム型複列アンギュラ玉軸受。

【請求項 5】

請求項 1 ~ 4 のうちの何れか 1 項に記載したタンデム型複列アンギュラ玉軸受を備えたデファレンシャル装置。

【請求項 6】

請求項 1 ~ 4 のうちの何れか 1 項に記載したタンデム型複列アンギュラ玉軸受を備えた自動車。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、自動車用のデファレンシャル装置、トランスファ装置等の回転機械装置に組み込まれて、ラジアル荷重及びスラスト荷重が加わった状態で回転する回転軸を支承する為のタンデム型複列アンギュラ玉軸受の改良に関する。

【背景技術】

【0002】

運転時に、自動車用のデファレンシャル装置の構成部材である、左右 1 対の駆動軸、或いはピニオン軸等の支持部には、大きなラジアル荷重及びスラスト荷重が同時に加わる。この様な両駆動軸、又はピニオン軸をデファレンシャルケースに対して、回転可能な状態に支持する為には、ラジアル、スラスト両方向の負荷容量が十分に大きな軸受を使用する必要がある。この為、従来は、特許文献 1 等に記載されている様に、接触角の方向が互いに異なる（背面組み合わせ型の）1 対の円すいころ軸受が使用されていた。

【0003】

しかしながら、転がり軸受の技術分野で周知の様に、円すいころ軸受は玉軸受に比べて、負荷容量が大きい代わりに、動トルク（回転抵抗）が大きい。この為、近年に於ける自動車の省燃費化の流れにより、例えば、デファレンシャルケースに対して前記両駆動軸、

10

20

30

40

50

或はピニオン軸を支持する為の1対の転がり軸受のうちの少なくとも一方の転がり軸受として、ラジアル、スラスト両方向の荷重を支承可能な、タンデム型複列アンギュラ玉軸受を使用する事が、前記特許文献1等に記載されている様に、従来から考えられている。タンデム型複列アンギュラ玉軸受は、運転時に円すいころ軸受の場合の様な大きな滑り接触を伴ないので、動トルクを低く抑えられ、デファレンシャルギヤの抵抗を低くできる。

【0004】

図6～8は、この様なタンデム型複列アンギュラ玉軸受の従来構造の1例として、前記特許文献1に記載されたものを示している。この図6～8に示したタンデム型複列アンギュラ玉軸受は、外輪1と、内輪2と、大径側、小径側両保持器3、4と、大径側、小径側両玉列を構成する複数個の玉5a、5bとを備える。このうちの外輪1は、内周面に、互いの内径が異なる、複列アンギュラ型の大径側、小径側両外輪軌道6、7を設けている。10

又、前記内輪2は、外周面に、互いの外径が異なる、複列アンギュラ型の大径側、小径側両内輪軌道8、9を設けている。又、前記大径側、小径側両保持器3、4は、全体を円環状に構成すると共に、円周方向等間隔の複数箇所にポケット10、11を有する。又、前記大径側玉列を構成する各玉5a、5aは、前記大径側保持器3の各ポケット10、10内に保持された状態で、前記大径側外輪軌道6と前記大径側内輪軌道8との間に転動自在に設けられている。又、前記小径側玉列を構成する各玉5b、5bは、前記小径側保持器4の各ポケット11、11内に保持された状態で、前記小径側外輪軌道7と前記小径側内輪軌道9との間に転動自在に設けられている。又、この状態で、前記大径側玉列を構成する各玉5a、5aと前記小径側玉列を構成する各玉5b、5bとに、互いに同じ向きの（並列組み合わせ型の）接触角が付与されている。これら両列の接触角 α_1 、 α_2 の大きさは、同じにする（ $\alpha_1 = \alpha_2$ ）事もできるし、異なる（ $\alpha_1 \neq \alpha_2$ ）事もできる。20

【0005】

又、前記外輪1は、前記大径側、小径側両外輪軌道6、7の軸方向片側（軸方向に関して「片側」とは、図1、6～8の左側を言う。反対に、図1、6～8の右側を、軸方向に関して「他側」と言う。）に溝肩部を設けておらず、前記大径側外輪軌道6の軸方向他側に大径側外輪溝肩部12を、前記小径側外輪軌道7の軸方向他側に小径側外輪溝肩部13を、それぞれ設けている。図6に示す組み立て状態に於いて、前記大径側外輪溝肩部12の内径寸法 $d_{1,2}$ は、大径側玉列を構成する各玉5a、5aの外接円の直径寸法 $D_{5,a}$ よりも小さく（ $d_{1,2} < D_{5,a}$ ）、前記小径側外輪溝肩部13の内径寸法 $d_{1,3}$ は、前記小径側玉列を構成する各玉5b、5bの外接円の直径寸法 $D_{5,b}$ よりも小さい（ $d_{1,3} < D_{5,b}$ ）。一方、前記外輪1の内周面のうちで、前記大径側外輪軌道6よりも軸方向片側は、前記大径側玉列を構成する各玉5a、5aの外接円の直径寸法 $D_{5,a}$ と等しい内径を有する円筒面であり、同じく前記小径側外輪軌道7よりも軸方向片側部分は、前記小径側玉列を構成する各玉5b、5bの外接円の直径寸法 $D_{5,b}$ と等しい内径を有する円筒面である。30

【0006】

これに対して、前記内輪2の外周面には、前記大径側内輪軌道8の軸方向両側に大径側内輪溝肩部14a、14bを、小径側内輪軌道9の軸方向両側に小径側内輪溝肩部15a、15bを、それぞれ設けている。又、前記両大径側内輪溝肩部14a、14bの直径寸法 $D_{1,4,a}$ 、 $D_{1,4,b}$ は、前記大径側玉列を構成する各玉5a、5aの内接円の直径寸法 $d_{5,a}$ よりも大きい（ $D_{1,4,a} > d_{5,a}$ 、 $D_{1,4,b} > d_{5,a}$ ）。又、前記両小径側内輪溝肩部15a、15bの直径寸法 $D_{1,5,a}$ 、 $D_{1,5,b}$ は、前記小径側玉列を構成する各玉5b、5bの内接円の直径寸法 $d_{5,b}$ よりも大きい（ $D_{1,5,a} > d_{5,b}$ 、 $D_{1,5,b} > d_{5,b}$ ）。又、前記大径側、小径側両保持器3、4は、前記各ポケット10、11内に前記各玉5a、5bを保持した状態で、これら各玉5a、5bがこれら各ポケット10、11内から径方向外方に抜け出る事を阻止できる構成（これら各ポケット10、11の形状）を有している。40

【0007】

上述の様に構成するタンデム型複列アンギュラ玉軸受を組み立てる場合には、先ず、図50

7 に実線で示す様な、内輪側組立品 1 6 を組み立てる。この為に、先ず、同図に鎖線で示す様に、前記各玉 5 a、5 b を、前記大径側、小径側両保持器 3、4 の各ポケット 1 0、1 1 内に保持する。尚、この大径側保持器 3 の各ポケット 1 0、1 0 内に保持されている各玉 5 a、5 a を、この大径側保持器 3 を弾性変形させる事なく、この大径側保持器 3 の外径側に最も寄せた状態での、これら各玉 5 a、5 a の内接円の直径寸法は、少なくとも前記大径側内輪軌道 8 の軸方向両側部分に存在する溝肩部 1 4 a、1 4 b の外径寸法 D_{14a} 、 D_{14b} よりも小さい。

【0008】

又、前記小径側保持器 4 の各ポケット 1 1、1 1 内に保持されている各玉 5 b、5 b を、この小径側保持器 4 を弾性変形させる事なく、この小径側保持器 4 の外径側に最も寄せた状態での、これら各玉 5 b、5 b の内接円の直径寸法は、少なくとも前記小径側内輪軌道 9 の軸方向両側に存在する溝肩部 1 5 a、1 5 b の外径寸法 D_{15a} 、 D_{15b} よりも小さい。そして、上述の様に各玉 5 a、5 b を大径側、小径側両保持器 3、4 の各ポケット 1 0、1 1 内に保持したならば、次いで、図 7 に矢印で示す様に、これら大径側、小径側両保持器 3、4 に保持された各玉 5 a、5 b を、前記内輪 2 の外径側に、この内輪 2 の軸方向他側から進入させる。これにより、同図に実線で示す様に、前記大径側、小径側両保持器 3、4 に保持された各玉 5 a、5 b を、前記大径側、小径側両内輪軌道 8、9 の外径側に組み付ける。この際に、前記大径側、小径側両保持器 3、4 に保持された各玉 5 a、5 b は、これら大径側、小径側両保持器 3、4 を弾性変形させて、これら各玉 5 a、5 b の内接円の直径を拡げつつ、前記各溝肩部 1 4 b、1 5 a、1 5 b を通過する。そして、通過後は、前記大径側、小径側両保持器 3、4 の弾性的復元により前記各玉 5 a、5 b の内接円の直径が縮まり、これら各玉 5 a、5 b が前記大径側、小径側両内輪軌道 8、9 の外径側に組み付けられた状態となる。

【0009】

この様にして前記内輪側組立品 1 6 を完成させた状態で、前記大径側、小径側両保持器 3、4 に保持された各玉 5 a、5 b は、これら大径側、小径側両保持器 3、4 の各ポケット 1 0、1 1 内から外径側に抜け出る事を阻止されており、且つ、前記大径側、小径側両内輪軌道 8、9 から軸方向に抜け出る事を、前記各溝肩部 1 4 a、1 4 b、1 5 a、1 5 b によって阻止されている。この為、前記内輪 2 と前記大径側、小径側両保持器 3、4 と前記各玉 5 a、5 b とは、前記内輪側組立品 1 6 として一体的に取り扱う事が可能となる。この様な内輪側組立品 1 6 を組み立てたならば、その後、図 8 に矢印で示す様に、この内輪側組立品 1 6 を前記外輪 1 の内径側に、この外輪 1 の軸方向片側から挿入する。これにより、図 6 に示す様に、前記大径側、小径側両保持器 3、4 に保持された各玉 5 a、5 b を、前記大径側、小径側両外輪軌道 6、7 の内径側に組み付けて、前記タンデム型複列アンギュラ玉軸受の組み立てを完了する。

【0010】

上述した様なタンデム型複列アンギュラ玉軸受により、例えば、デファレンシャル装置を構成するピニオン軸の先端寄り（ピニオンギヤ寄り）部分を、デファレンシャルケースに支持する場合には、前記タンデム型複列アンギュラ玉軸受を構成する外輪 1 を、このデファレンシャルケース内に設けた支持孔に締り嵌めで内嵌すると共に、同じく内輪 2 を、前記ピニオン軸の先端寄り部分に締り嵌めで外嵌する必要がある。この理由は、デファレンシャル装置の運転時に、前記外輪 1 及び前記内輪 2 と相手部材との嵌合部でクリープが発生する事を防止して、これら両嵌合部に、摩耗に基づくがたつきが発生する事を防止する為である。但し、前記タンデム型複列アンギュラ玉軸受の全体を組み立てた状態で、前記外輪 1 を前記支持孔に、前記内輪 2 を前記ピニオン軸の先端寄り部分に、それぞれ締り嵌めで嵌合固定する事はできない。この理由は、この嵌合固定作業に伴い、前記大径側、小径側両外輪軌道 6、7 及び大径側、小径側両内輪軌道 8、9 の一部で、前記各玉 5 a、5 b の転動面が接触している部分に、圧痕が形成され、前記タンデム型複列アンギュラ玉軸受の運転時に、過大な振動や騒音が発生する原因となるだけでなく、耐久性が著しく損なわれる為である。従って、このタンデム型複列アンギュラ玉軸受を、前記支持孔の内周

10

20

30

40

50

面と前記ピニオン軸の外周面との間に組み付ける場合には、前記外輪1を前記支持孔に締り嵌めで内嵌し、前記内輪側組立品16を前記ピニオン軸の先端寄り部分に締り嵌めで外嵌した後、これら外輪1と内輪側組立品16とを組み合わせる必要がある。

【0011】

ところで、前述の様な構造を有するタンデム型複列アンギュラ玉軸受の運転時に於いて、前記各玉5a、5bの転動面と前記大径側、小径側両外輪軌道6、7又は大径側、小径側両内輪軌道8、9との転がり接触部の面圧が過大になると、これら各玉5a、5bの転動面又は大径側、小径側両外輪軌道6、7又は大径側、小径側両内輪軌道8、9の耐久性(疲れ寿命)を確保できなくなる可能性がある。そこで、前記接触部の面圧が過大になる事を防止すべく、前記各玉5a、5bの半径と、前記大径側、小径側両外輪軌道6、7及び大径側、小径側両内輪軌道8、9の曲率半径との関係(曲率比)を適正化する事が考えられる。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0012】

【特許文献1】特開2004-124996号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0013】

本発明は、上述の様な事情に鑑みて、タンデム型複列アンギュラ玉軸受を構成する各玉の転動面と大径側、小径側両外輪軌道、又は大径側、小径側両内輪軌道との転がり接触部分の面圧が過大になる事を防止できる構造を実現すべく発明したものである。

20

【課題を解決するための手段】

【0014】

本発明のうちのタンデム型複列アンギュラ玉軸受に係る発明は、外輪と、内輪と、大径側保持器と、小径側保持器と、大径側玉列を構成する複数個の玉と、小径側玉列を構成する複数個の玉とを備える。

このうちの外輪は、内周面の軸方向片側に大径側外輪軌道を、同じく軸方向他側にこの大径側外輪軌道よりも直径が小さい小径側外輪軌道を、それぞれ有する。又、この大径側外輪軌道の軸方向他側に、前記大径側玉列を構成する各玉の外接円の直径寸法よりも小さい内径寸法を有する大径側溝肩部を設けている。一方、前記小径側外輪軌道の軸方向他側に、前記小径側玉列を構成する各玉の外接円の直径寸法よりも小さい内径寸法を有する小径側溝肩部を設けている。

30

【0015】

又、前記内輪は、外周面の軸方向片側に大径側内輪軌道を、同じく軸方向他側にこの大径側内輪軌道よりも直径が小さい小径側内輪軌道を、それぞれ有する。又、この大径側内輪軌道の軸方向両側部分に、前記大径側玉列を構成する各玉の内接円の直径寸法よりも大きい外径寸法を有する大径側内輪溝肩部を設け、前記小径側内輪軌道の軸方向両側部分に、前記小径側玉列を構成する各玉の内接円の直径寸法よりも大きい外径寸法を有する小径側内輪溝肩部を設けている。

40

又、前記大径側保持器は、円環状であり、円周方向複数箇所にポケットを有する。

又、前記小径側保持器は、前記大径側保持器よりも直径が小さい円環状であり、円周方向複数箇所にポケットを有する。

【0016】

又、前記大径側玉列を構成する複数個の玉は、前記大径側保持器の各ポケット内に保持された状態で、前記大径側外輪軌道と前記大径側内輪軌道との間に転動自在に設けられている。

又、前記小径側玉列を構成する複数個の玉は、前記小径側保持器の各ポケット内に保持された状態で、前記小径側外輪軌道と前記小径側内輪軌道との間に転動自在に設けられている。

50

そして、前記大径側玉列を構成する各玉と前記小径側玉列を構成する各玉とに、互いに同じ向きの接触角を付与している。

【0017】

特に本発明のタンデム型複列アンギュラ玉軸受に於いては、前記大径側外輪軌道の曲率半径を R_1 とし、前記大径側玉列を構成する各玉の直径寸法を r_1 とした場合に、 $0.505 \leq R_1 / r_1 \leq 0.53$ の関係を満たす様に、各部の寸法 R_1 、 r_1 を規制する。

更に、前記小径側外輪軌道の曲率半径を R_2 とし、前記小径側玉列を構成する各玉の直径寸法を r_2 とした場合に、 $0.53 \leq R_2 / r_2 \leq 0.54$ の関係を満たす様に、各部の寸法 R_2 、 r_2 を規制する。

10

【0018】

この様な本発明のタンデム型複列アンギュラ玉軸受を実施する場合に好ましくは、前記大径側内輪軌道の曲率半径を R_3 とした場合に、 $0.505 \leq R_3 / r_1 \leq 0.52$ の関係を満たす様に、各部の寸法 R_3 、 r_1 を規制する。

更に、前記小径側内輪軌道の曲率半径を R_4 とした場合に、 $0.51 \leq R_4 / r_2 \leq 0.52$ の関係を満たす様に、各部の寸法 R_4 、 r_2 を規制する。

上述の様な本発明のタンデム型複列アンギュラ玉軸受を実施する場合には、具体的には、小径側玉列を構成する各玉の直径が、前記大径側玉列を構成する各玉の直径よりも大きい構成を採用できる。

又、上述の様な構成を有する本発明のタンデム型複列アンギュラ玉軸受は、例えば、自動車用のデファレンシャル装置に組み込んで使用する事ができる。

20

又、本発明のうちのデファレンシャル装置又は自動車に係る発明は、上述の様な本発明のタンデム型複列アンギュラ玉軸受を備えている。

【発明の効果】

【0019】

上述の様に構成する本発明のタンデム型複列アンギュラ玉軸受によれば、タンデム型複列アンギュラ玉軸受を構成する各玉の転動面と前記大径側、小径側両外輪軌道及び大径側、小径側両内輪軌道との転がり接触部分の面圧が過大になる事を防止できる。即ち、後述する本発明者が行ったシミュレーションの結果に基づいて、大径側外輪軌道の曲率半径を R_1 とし、前記大径側玉列を構成する各玉の直径寸法を r_1 とした場合に、大径側外輪軌道の曲率比 (R_1 / r_1) を $0.505 \leq R_1 / r_1 \leq 0.53$ の関係を満たすと共に、前記小径側外輪軌道の曲率半径を R_2 とし、前記小径側玉列を構成する各玉の直径寸法を r_2 とした場合に、小径側外輪軌道の曲率比 (R_2 / r_2) を $0.53 \leq R_2 / r_2 \leq 0.54$ の関係を満たす様に、各部の寸法 R_1 、 r_1 、 R_2 、 r_2 を規制している。この為、前記大径側、小径側両外輪軌道と各玉との転がり接触部分の面圧が過大になる事を防止できる。

30

【0020】

又、大径側内輪軌道の曲率半径を R_3 とした場合に、 $0.505 \leq R_3 / r_1 \leq 0.52$ の関係を満たす様に、各部の寸法 R_3 、 r_1 を規制すると共に、小径側内輪軌道の曲率半径を R_4 とした場合に、 $0.51 \leq R_4 / r_2 \leq 0.52$ の関係を満たす様に、各部の寸法を規制すれば、前記各玉の転動面と、前記大径側、小径側両内輪軌道との転がり接触部分の面圧が過大になる事を防止できる事も、後述する本発明者が行ったシミュレーションの結果に基づいて明らかである。

40

【図面の簡単な説明】

【0021】

【図1】本発明の実施の形態の第1例を示す部分断面図。

【図2】本発明の効果を確認する為に行ったシミュレーションの結果を示す、大径側外輪軌道の曲率比のみを変化させた場合に、最大接触面圧が変化する状態を示す図。

【図3】同じく、小径側外輪軌道の曲率比のみを変化させた場合に、最大接触面圧が変化する状態を示す図。

50

【図4】同じく、大径側内輪軌道の曲率比のみを変化させた場合に、最大接触面圧が変化する状態を示す図。

【図5】同じく、小径側内輪軌道の曲率比のみを変化させた場合に、最大接触面圧が変化する状態を示す図。

【図6】従来構造の1例を示す断面図。

【図7】内輪側組立品を組み立てる状況を示す断面図。

【図8】外輪と内輪側組立品とを組み合わせてタンデム型複列アンギュラ玉軸受を完成させる状況を示す断面図。

【発明を実施するための形態】

【0022】

10

図1は、本発明の実施の形態の1例を示している。尚、本発明の特徴は、タンデム型複列アンギュラ玉軸受を構成する外輪1a、及び内輪2aの形状及び寸法を工夫した点にある。その他の部分の構造は図6～8に示した従来構造を含め、従来から知られているタンデム型複列アンギュラ玉軸受の構造とほぼ同様であるから、従来と同様に構成する部分に就いては、図示並びに説明を省略若しくは簡略にし、以下、本例の特徴部分を中心に説明する。

【0023】

20

本例のタンデム型複列アンギュラ玉軸受を構成する外輪1aは、前述した従来構造とほぼ同様の構造を有している。尚、本例のタンデム型複列アンギュラ玉軸受を構成する外輪1aの大径側外輪軌道6aの軸方向他側(図1の右側)部分に設けた、大径側外輪溝肩部12a、及び小径側外輪軌道7aの軸方向他側部分に設けた、小径側外輪溝肩部13bの形状は、前述した従来構造とは異なる。又、内輪2aの大径側内輪軌道8aの軸方向両側部分に設けた、大径側内輪溝肩部21a、21bのうち軸方向他側の大径側溝肩部21b、及び小径側内輪軌道9aの軸方向両側部分に設けた小径側内輪溝肩部22a、22bのうち軸方向片側(図1の左側)の大径側溝肩部22aの形状も、前述した従来構造とは異なる。更に、本例の場合、大径側玉列を構成する各玉5aの直径_{5a}と、小径側玉列を構成する各玉5bの直径_{5b}とを、互いに異ならせている{小径側玉列を構成する各玉5bの直径を大きく(_{5b}>_{5a})している}。但し、この様な相違点は、本発明の要点に直接的に関係する部分ではない。

【0024】

30

特に、本例のタンデム型複列アンギュラ玉軸受の場合、前記大径側玉列を構成する各玉5aの直径寸法を_{5a}(特許請求の範囲の₁に相当)とし、前記大径側外輪軌道6aの曲率半径をR_{6a}(特許請求の範囲のR₁に相当)とした場合に、R_{6a}/_{5a}(大径側外輪軌道の曲率比)が、0.505R_{6a}/_{5a}≤0.53の関係を満たす様に、各部の寸法_{5a}、R_{6a}を規制している。

【0025】

又、前記小径側玉列を構成する各玉5bの直径寸法を_{5b}(特許請求の範囲の₂に相当)とし、前記小径側外輪軌道7aの曲率半径をR_{7a}(特許請求の範囲のR₂に相当)とした場合に、R_{7a}/_{5b}(小径側外輪軌道の曲率比)が、0.53≤R_{7a}/_{5b}0.54の関係を満たす様に、各部の寸法R_{7a}、_{5b}を規制している。

40

又、大径側内輪軌道8aの曲率半径をR_{8a}(特許請求の範囲のR₃に相当)とした場合に、R_{8a}/_{5a}(大径側内輪軌道の曲率比)が、0.505R_{8a}/_{5a}≤0.52の関係を満たす様に、各部の寸法R_{8a}、_{5a}を規制している。

更に、小径側内輪軌道9aの曲率半径をR_{9a}(特許請求の範囲のR₄に相当)とした場合に、R_{9a}/_{5b}(小径側内輪軌道の曲率比)が、0.51R_{9a}/_{5b}≤0.52の関係を満たす様に、各部の寸法R_{9a}、_{5a}を規制している。

【0026】

上述の様に構成する本例のタンデム型複列アンギュラ玉軸受によれば、タンデム型複列アンギュラ玉軸受を構成する各玉5a、5bの転動面と前記大径側、小径側両外輪軌道6a、7a、及び、大径側、小径側両内輪軌道8a、9aとの転がり接触部分の面圧が過大

50

になる事を防止できる。

即ち、後述する本発明者が行ったシミュレーションの結果に基づいて、大径側外輪軌道 6 a の曲率半径を R_{6a} とし、前記大径側玉列を構成する各玉 5 a の直径寸法を $5a$ とした場合に、大径側外輪軌道の曲率比 ($R_{6a} / 5a$) を $0.505 \leq R_{6a} / 5a \leq 0.53$ の関係を満たすと共に、前記小径側外輪軌道 7 a の曲率半径を R_{7a} とし、前記小径側玉列を構成する各玉 5 b の直径寸法を $5b$ とした場合に、小径側外輪軌道の曲率比 ($R_{7a} / 5b$) を $0.53 \leq R_{7a} / 5b \leq 0.54$ の関係を満たす様に、各部の寸法 R_{6a} 、 $5a$ 、 R_{7a} 、 $5b$ を規制している。この為、前記大径側、小径側両外輪軌道 6 a、7 a と各玉 5 a、5 b との転がり接触部分の面圧が過大になる事を防止できる。

10

【0027】

更に、本例の場合、大径側内輪軌道 8 a の曲率半径を R_{8a} とした場合に、 $0.505 \leq R_{8a} / 5a \leq 0.52$ の関係を満たすと共に、小径側内輪軌道 9 a の曲率半径を R_{9a} とした場合に、 $0.51 \leq R_{9a} / 5b \leq 0.52$ の関係を満たす様に、各部の寸法 R_{8a} 、 $5a$ 、 R_{9a} 、 $5b$ を規制している。この様な関係に規制する事により、前記各玉 5 a、5 b の転動面と、前記大径側、小径側両内輪軌道 8 a、9 a との転がり接触部分の面圧が過大になる事の防止を図れる事も、後述する本発明者が行ったシミュレーションの結果から明らかである。

【実施例1】

【0028】

20

本発明の効果を確認する為に行ったシミュレーションの結果に就いて説明する。シミュレーションに用いたタンデム型複列アンギュラ玉軸受の仕様は、以下の通りとした。

外径 : 90 mm

内径 : 50 mm

大径側玉列を構成する玉径 : 8.731 mm

小径側玉列を構成する玉径 : 9.525 mm

大径側玉列のピッチ円直径 : 77 mm

小径側玉列のピッチ円直径 : 69 mm

【0029】

上述の様な条件のタンデム型複列アンギュラ玉軸受に対して、大径側、小径側両外輪軌道 6 a、7 a の曲率比 ($R_{6a} / 5a$ 、 $R_{7a} / 5b$)、大径側、小径側両内輪軌道 8 a、9 a の曲率比 ($R_{8a} / 5a$ 、 $R_{9a} / 5b$) をそれぞれ変化させた場合に、各玉 5 a、5 b の転動面と、大径側、小径側両外輪軌道 6 a、7 a、大径側、小径側両内輪軌道 8 a、9 a との転がり接触部の最大面圧（以下、最大接触面圧）が変化する状況（曲率比が最大接触面圧に及ぼす影響）を知る為に行ったシミュレーションに就いて、図 2～5 を参照しつつ説明する。

30

【0030】

図 2 は、大径側外輪軌道 6 a の曲率比 ($R_{6a} / 5a$) を $0.505 \sim 0.54$ まで変化させた場合に、この大径側外輪軌道 6 a と各玉 5 a の転動面との転がり接触部の最大接触面圧が変化する状態を示す図である。尚、このシミュレーションは、小径側外輪軌道 7 a の曲率比を 0.53 に、大径側、小径側両内輪軌道 8 a、9 a の曲率比を 0.52 に固定して行った。この様な図 2 から明らかな通り、前記曲率比の値が、 $0.505 \sim 0.51$ の範囲では、この曲率比が大きくなる程、最大接触面圧が小さくなり、 $0.51 \sim 0.54$ の範囲では、この曲率比が大きくなる程、最大接触面圧が大きくなっている事が確認できた。尚、前記大径側外輪軌道 6 a の曲率比の値が、 $0.505 \sim 0.51$ の範囲では、一般的な曲率比と最大接触面圧との関係と異なる（一般的に、曲率比が大きくなる程、前記転がり接触部の接触面積が小さくなる為、最大接触面圧は大きくなる傾向になると考えられる）結果を示している。この理由は、タンデム型複列アンギュラ玉軸受は、スラスト荷重、ラジアル荷重、モーメント荷重等の複合荷重を、大径側、小径側各玉列同士が、相互に作用し合って荷重を支承している為、一般的な曲率比と最大接触面圧との関係と

40

50

比べて、複雑な（非線形性が強い）挙動を示したものと考えられる。但し、前記大径側外輪軌道 6 a の曲率比の値が、0.505～0.51 の範囲に於ける最大接触面圧は、後述する閾値（4.2 GPa）との関係では、十分に小さい値を示している。

【0031】

そこで、図 2 に鎖線 で示す、JIS B 1519（転がり軸受の静定格荷重の計算方法）に基づいて決定した閾値（4.2 GPa）との関係を確認してみると、前記曲率比が0.505～0.51 の範囲では、この曲率比が小さくなる程、最大接触面圧が大きくなる傾向にあるものの、前記閾値よりも小さい事が確認できた。一方、前記曲率比が0.51～0.54 の範囲のうち、曲率比が $R_{6a} / R_{5a} < 0.53$ の範囲では、最大接触面圧が、前記閾値よりも小さいのに対して、この曲率比が0.535 では、最大接触面圧がこの閾値よりも大きくなる事が確認できた。 10

この様なシミュレーションの結果から、大径側外輪軌道 6 a の曲率比（ R_{6a} / R_{5a} ）を、0.505（好ましくは0.51） $R_{6a} / R_{5a} \leq 0.53$ の範囲に規制する事とした。

【0032】

又、図 3 は、小径側外輪軌道 7 a の曲率比（ R_{7a} / R_{5b} ）を0.505～0.54 まで変化させた場合に、この小径側外輪軌道 7 a と各玉 5 b の転動面との転がり接触部の最大接触面圧が変化する状態を示す図である。尚、このシミュレーションは、大径側外輪軌道 6 a の曲率比を0.53 に、大径側、小径側両内輪軌道 8 a、9 a の曲率比を0.52 に固定して行った。この様な図 3 から明らかな通り、前記曲率比の値が0.505～0.535 の範囲では、この曲率比が大きくなる程、最大接触面圧が小さくなる事が確認できた。一方、この曲率比が0.535～0.54 の範囲では、この曲率比が大きくなる程、最大接触面圧が大きくなっている事が確認できた。そこで、図 3 に鎖線 で示す、閾値（4.2 GPa）との関係を確認してみると、前記曲率比が0.505～0.525 の範囲では、最大接触面圧が前記閾値よりも大きい事が確認できた。一方、この曲率比が0.535～0.54 の範囲では、この曲率比が大きくなる程、最大接触面圧が大きくなる傾向にはあるものの、前記閾値よりも小さい事が確認できた。尚、前記小径側外輪軌道 7 a の曲率比の値が、0.505～0.535 の範囲では、一般的な曲率比と最大接触面圧との関係と異なる（一般的に、曲率比が大きくなる程、前記転がり接触部の接触面積が小さくなる為、最大接触面圧は大きくなると考えられる）結果を示している。この理由は、前述した大径側外輪軌道 6 a の曲率比が、0.505～0.51 の範囲に於ける最大接触面圧の結果（図 2 参照）に対する考察と同様であると考えられる。 20

この様なシミュレーションの結果から、小径側外輪軌道 7 a の曲率比（ R_{7a} / R_{5b} ）を、0.53 $\leq R_{7a} / R_{5b} \leq 0.54$ の範囲に規制する事とした。

【0033】

又、図 4 は、大径側内輪軌道 8 a の曲率比（ R_{8a} / R_{5a} ）を0.505～0.54 まで変化させた場合に、この大径側内輪軌道 8 a と各玉 5 a の転動面との転がり接触部の最大接触面圧が変化する状態を示す図である。尚、このシミュレーションは、大径側、小径側外輪軌道 6 a、7 a の曲率比を0.53 に、小径側内輪軌道 9 a の曲率比を0.52 に固定して行った。この様な図 4 から明らかな通り、前記曲率比の値が大きくなる程、最大接触面圧が大きくなる事が確認できた。そこで、図 4 に鎖線 で示す、閾値（4.2 GPa）との関係を確認してみると、曲率比が $R_{8a} / R_{5a} < 0.52$ の範囲では、最大接触面圧が前記閾値よりも小さいのに対して、この曲率比が0.53 では、最大接触面圧が前記閾値よりも大きい事が確認できた。 40

この様なシミュレーションの結果から、大径側内輪軌道 8 a の曲率比（ R_{8a} / R_{5a} ）を、0.505 $\leq R_{8a} / R_{5a} \leq 0.52$ の範囲に規制する事とした。尚、下限値（0.505）は、前記各玉 5 a と前記大径側内輪軌道 8 a との転がり接触部の滑り摩擦が過大になる事の防止を図る観点から決定した。

【0034】

又、図 5 は、小径側内輪軌道 9 a の曲率比（ R_{9a} / R_{5b} ）を0.505～0.53 50

まで変化させた場合に、この小径側内輪軌道 9 a と各玉 5 b の転動面との転がり接触部の最大接触面圧が変化する状態を示す図である。尚、このシミュレーションは、大径側、小径側外輪軌道 6 a、7 a の曲率比を 0.53 に、大径側内輪軌道 8 a の曲率比は 0.52 に固定して行った。この様な図 5 から明らかな通り、前記曲率比の値が 0.505 ~ 0.51 の範囲では、この曲率比が大きくなる程、最大接触面圧が小さくなる事が確認できた。又、前記曲率比が 0.51 ~ 0.53 の範囲では、この曲率比が大きくなる程、最大接触面圧が大きくなる事が確認できた。そこで、図 5 に鎖線で示す、閾値 (4.2 GPa) との関係を確認してみると、前記小径側内輪軌道の曲率比が 0.505 では、最大接触面圧が前記閾値よりも大きいのに対して、曲率比が 0.51 $R_{9a} / R_{5b} < 0.52$ の範囲では、最大接触面圧が前記閾値よりも小さい事が確認できた。一方、この曲率比が 0.53 では、最大接触面圧が前記閾値よりも大きい事が確認できた。尚、前記小径側内輪軌道 9 a の曲率比の値が、0.505 ~ 0.51 の範囲では、一般的な曲率比と最大接触面圧との関係と異なる（一般的に、曲率比が大きくなる程、前記転がり接触部の接触面積が小さくなる為、最大接触面圧は大きくなると考えられる）結果を示している。この理由は、前述した大径側外輪軌道 6 a の曲率比が、0.505 ~ 0.51 の範囲に於ける最大接触面圧の結果（図 2 参照）に対する考察と同様であると考えられる。

この様なシミュレーションの結果から、小径側内輪軌道 9 a の曲率比 (R_{9a} / R_{5b}) を、 $0.51 \leq R_{9a} / R_{5b} \leq 0.52$ の範囲に規制する事とした。

【産業上の利用可能性】

【0035】

前述した実施の形態の 1 例のタンデム型複列アンギュラ玉軸受の場合、前記外輪 1 a の大径側、小径側両外輪軌道 6 a、7 a の軸方向片側部分に、それぞれ溝肩部が存在していない。この為、運転時に前記各玉 5 a、5 b が、前記外輪 1 a の大径側、小径側外輪軌道 6 a、7 a に対して軸方向片側に変位してしまう（外輪 1 a が、前記各玉 5 a、5 b に対して軸方向他側に変位してしまう）可能性がある。この様に、前記各玉 5 a、5 b の転動面が、前記外輪 1 a の大径側、小径側外輪軌道 6 a、7 a から軸方向片側に外れる（単なる円筒面であるカウンタボア部 23 a、23 b の内周面と転がり接触する）と、これら各玉 5 a、5 b と相手面との転がり接触部の面圧が過大になり、タンデム型複列アンギュラ玉軸受の耐久性が著しく損なわれる可能性がある。そこで、前記各玉 5 a、5 b の転動面が、前記外輪 1 a の大径側、小径側外輪軌道 6 a、7 a から軸方向片側に外れる事を防止すべく、前記大径側、小径側両外輪軌道 6 a、7 a の曲率比を、前述した規制範囲のうちの、大きい値を採用する事が好ましい。又、この規制範囲のうちの、大きい値を採用すれば、前記両外輪軌道 6 a、7 a と各玉 5 a、5 b の転動面との接触面積が小さくなる為、動トルクの低減を図る観点からも好ましい。

【符号の説明】

【0036】

- 1、1 a 外輪
- 2、2 a 内輪
- 3 大径側保持器
- 4 小径側保持器
- 5 a、5 b 玉
- 6、6 a 大径側外輪軌道
- 7、7 a 小径側外輪軌道
- 8、8 a 大径側内輪軌道
- 9、9 a 小径側内輪軌道
- 10 ポケット
- 11 ポケット
- 12、12 a 大径側外輪溝肩部
- 13、13 b 小径側外輪溝肩部
- 14 a、14 b 大径側内輪溝肩部

10

20

30

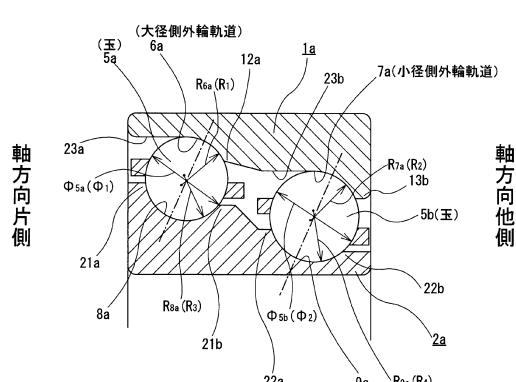
40

50

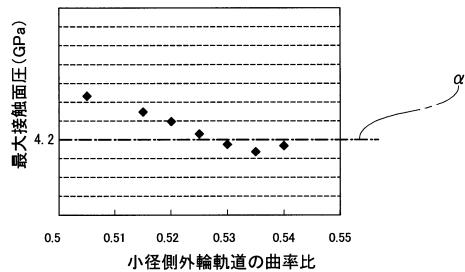
- 15a、15b 小径側内輪溝肩部
 16 内輪側組立品
 17 大径側係り代部
 18 小径側係り代部
 19 連続部
 20 連続部
 21a、21b 大径側内輪溝肩部
 22a、22b 小径側内輪溝肩部
 23a、23b カウンタボア部

10

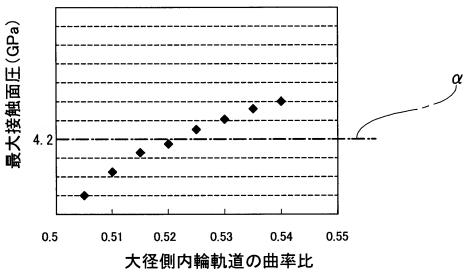
【図1】



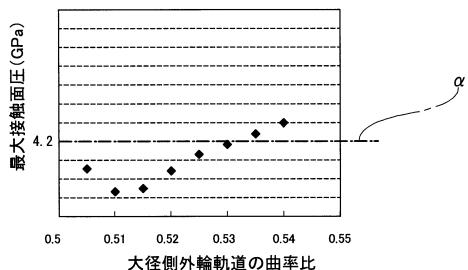
【図3】



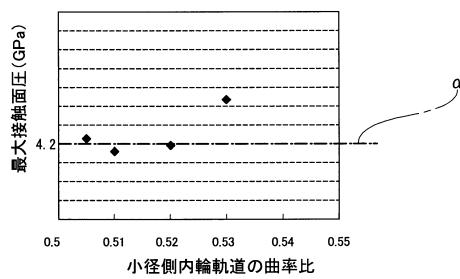
【図4】



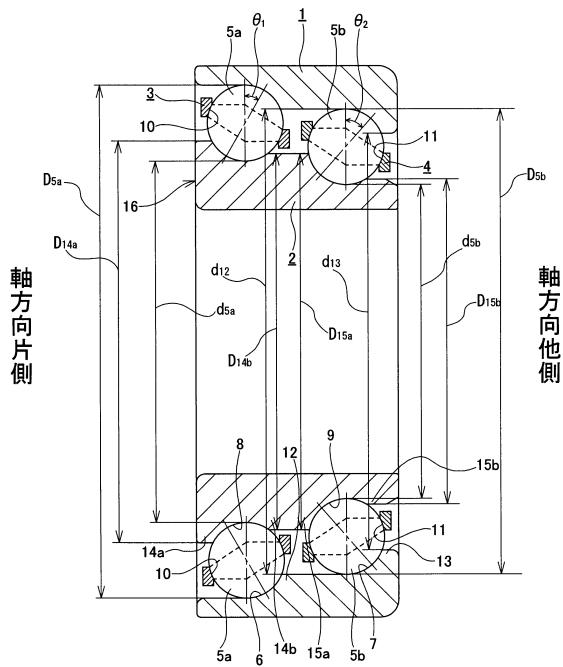
【図2】



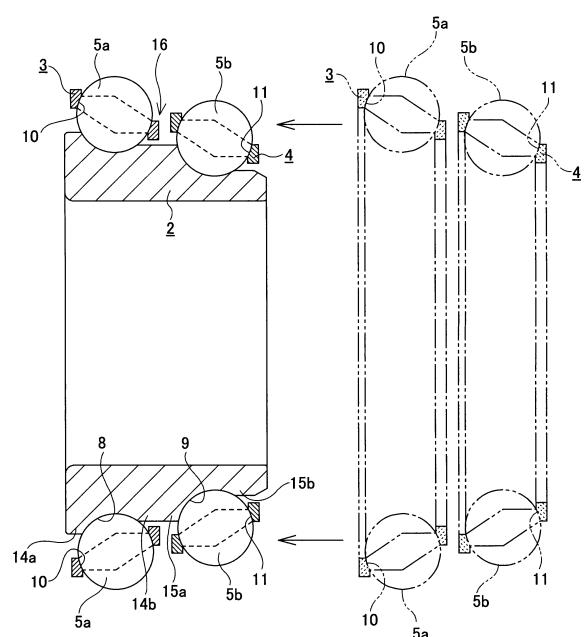
【図5】



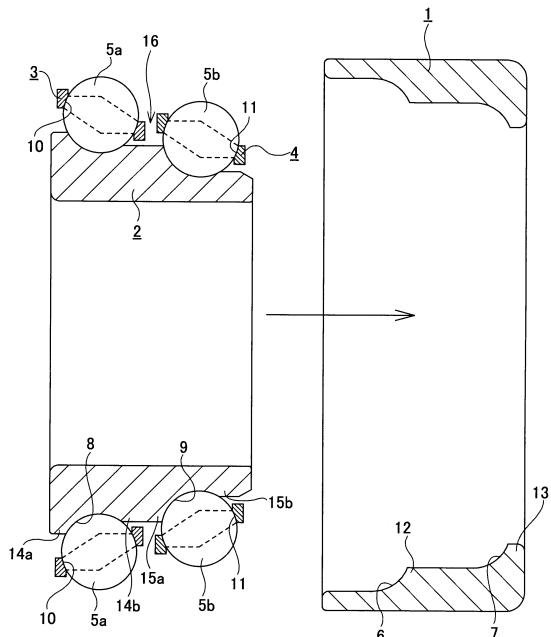
【図6】



【図7】



【図8】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開2004-124996(JP,A)
特開2004-169890(JP,A)
特開2004-345438(JP,A)
特開2009-079680(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 16 C 33 / 58
F 16 C 19 / 18