

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4131099号
(P4131099)

(45) 発行日 平成20年8月13日(2008.8.13)

(24) 登録日 平成20年6月6日(2008.6.6)

(51) Int.Cl. F I
F 1 6 C 33/58 (2006.01) F 1 6 C 33/58
F 1 6 C 19/18 (2006.01) F 1 6 C 19/18

請求項の数 1 (全 10 頁)

(21) 出願番号	特願2001-327293 (P2001-327293)	(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
(22) 出願日	平成13年10月25日(2001.10.25)	(74) 代理人	100087457 弁理士 小山 武男
(65) 公開番号	特開2003-130060 (P2003-130060A)	(74) 代理人	100056833 弁理士 小山 欽造
(43) 公開日	平成15年5月8日(2003.5.8)	(72) 発明者	佐原 淳太郎 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内
審査請求日	平成16年7月9日(2004.7.9)	(72) 発明者	荒牧 宏敏 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内
		審査官	谿花 正由輝

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 複列ラジアル玉軸受

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内周面にアンギュラ型の外輪軌道を複列に形成した外輪と、それぞれの外周面にアンギュラ型の内輪軌道を形成した1対の内輪と、上記各外輪軌道とこれら各内輪軌道との間にそれぞれ転動自在に設けられた複数個の玉とを備え、上記外輪が使用時にも回転しない固定輪であり、上記両内輪が使用時に回転する回転輪である複列ラジアル玉軸受に於いて、この複列ラジアル玉軸受が、自動車の車輪を懸架装置に対して回転自在に支持するものであり、上記複列に配置された上記各玉には背面組み合わせ型の接触角が付与されており、上記各外輪軌道の曲率半径を r_o とし、上記各内輪軌道の曲率半径を r_i とし、上記各玉の直径を D とし、これら各玉の転動面と上記外輪、内輪各軌道との接触角を θ とし、上記各外輪軌道の幅方向側方に設けられた肩部の、当該軌道の溝底からの径方向高さを H_o とし、上記各内輪軌道の幅方向側方に設けられた肩部の、当該軌道の溝底からの径方向高さを H_i とした場合に、

(1) 上記各外輪軌道の曲率半径 r_o 及び上記各内輪軌道の曲率半径 r_i と上記各玉の直径 D との比 (r_o / D) 、 (r_i / D) が、それぞれ $(r_o / D) = 0.51 \sim 0.54$ 、及び、 $(r_i / D) = 0.51 \sim 0.54$ の範囲内にあり、且つ、 $(r_o / D) > (r_i / D)$ の関係を満たし、

(2) H_o が、 H_i よりも小さく、且つ、式「 $H_o = (1.07 \sim 1.15) \times r_o \cdot (1 - \cos(\theta + \sin^{-1}(r_i \cdot \sin(\cos^{-1}(1 - H_i / r_i)) - \theta))) \times (-7.215(r_o / r_i) + 8.187) / r_o$ 」を満たす範囲内にある、事の特徴とする複列

10

20

ラジアル玉軸受。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、自動車の車輪を懸架装置に対して回転自在に支持する為の複列ラジアル玉軸受の改良に関する。特に、本発明の複列ラジアル玉軸受は、運転中に、荷重や軸の傾斜、振動が加わる様な条件で使用する場合でも、十分な耐久性確保を図るものである。

【0002】

【従来の技術】

自動車の車輪を懸架装置に対して回転自在に支持する為に、例えば、図1に示す様な複列ラジアル玉軸受1を使用する。この複列ラジアル玉軸受1は、内周面にアンギュラ型の外輪軌道2、2を複列に形成した外輪3と、それぞれが外周面にアンギュラ型の内輪軌道4を形成した1対の内輪5、5と、上記各外輪軌道2、2とこれら各内輪軌道4、4との間にそれぞれ複数個ずつ、保持器9、9により保持した状態で転動自在に設けられた玉6、6とを備える。そして、図示の様に、上記各内輪5、5の軸方向端面同士を互いに突き合わせた状態で、上記各玉6、6に、図1に鎖線で示す方向の接触角を付与している。この様に構成する複列ラジアル玉軸受1により、自動車の車輪を懸架装置に対して回転自在に支持する場合には、例えば、上記外輪3を懸架装置を構成するナックルに内嵌固定すると共に、上記各内輪5、5を車輪と共に回転するハブに外嵌固定する。尚、この場合、上記外輪3が使用時にも回転しない固定輪となり、上記各内輪5、5が使用時に回転する回転輪となる。

【0003】

ところで、自動車の運転時に上述の様な複列ラジアル玉軸受1には、ラジアル荷重の他、大きなスラスト荷重やモーメント荷重が負荷される場合がある。一方、この様な場合に、上記複列ラジアル玉軸受1の各構成部材が弾性変形する等により、上記各玉6、6の転動面が上記各軌道2、4の幅方向端縁（これら各軌道2、4の幅方向片側に存在する肩部7、8側の端縁）に乗り上げる可能性がある。そして、この様な乗り上げが生じると、上記各玉6、6の転動面とこれら各軌道2、4との接触部に存在する接触楕円の一部分が当該軌道2、4から外れ、エッジロードに基づき、上記各玉6、6の転動面と上記各軌道2、4との接触部の面圧が上昇する。尚、これら各玉6、6の転動面とこれら各軌道2、4との接触部が当該軌道2、4の幅方向端縁にまで達すると、接触部分の形状は楕円ではなくなる（楕円の一部分が欠けた形状になる）。但し、本明細書では、説明の便宜上、接触楕円の一部分が軌道から外れた場合でも「接触楕円」の語を用いる。

【0004】

又、上述した様なエッジロードに基づく面圧上昇は、上記接触楕円の一部分が当該軌道2、4から外れる割合（＝当該一部の面積／当該一部を含む接触楕円全体の面積。以下、「玉の乗り上げ率」と言う。）が大きくなる程、大きくなる。この様な面圧上昇は、上記複列ラジアル玉軸受1の転がり疲れ寿命を低下させる原因となる為、実際の設計を行なう場合には、運転時の負荷荷重条件を考慮して、運転時に上記外輪3と上記各内輪5、5とに就いての上記各玉6、6の乗り上げ率がそれぞれ大きくなり過ぎない様に（例えば数％程度に抑えられる様に）している。又、上記外輪3と上記各内輪5、5とで、運転時の上記各玉6、6の乗り上げ率が互いにほぼ等しくなる様にしている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】

上述した様な複列ラジアル玉軸受1の場合、例えば自動車のタイヤが縁石等に勢い良く乗り上げた際に、上記各玉6、6の乗り上げ率が、設計上予定していた値よりも大きくなる可能性がある。そして、この事が原因となって、固定輪である外輪3の内周面に形成した外輪軌道2に早期に剥離が生じ、上記複列ラジアル玉軸受1の寿命が計算値よりも短くなると言った不都合を生じる場合がある。この為、この様な不都合を防止する技術の提供が望まれている。

10

20

30

40

50

【0006】

図2は、ラジアル玉軸受の転がり疲れ寿命（回転輪又は固定輪の寿命）と、運転時の玉の乗り上げ率との関係を探る為に行なった実験の結果を示している。実験では、試料となるラジアル玉軸受として、外輪と内輪とで運転時の玉の乗り上げ率（計算値）が互いにほぼ等しく、且つ、玉の乗り上げが生じない前提での転がり疲れ寿命（計算値）が内輪に比べて外輪の方が長い、アンギュラ型のラジアル玉軸受を使用した。そして、この様なラジアル玉軸受を、外輪固定・内輪回転で、且つ、外輪と内輪とにそれぞれ玉の乗り上げが生じる状態で運転した。尚、この為には運転中、上記ラジアル玉軸受に、ラジアル荷重やモーメント荷重等の不等分布荷重を付した。尚、運転時の玉の乗り上げ率は、試料となる39個のラジアル玉軸受毎に少しずつ変えた。そして、これら各ラジアル玉軸受が寿命に達する（即ち、外輪と内輪とのうちの何れか一方の軌道輪の軌道面に剥離が生じる事に基づき、当該ラジアル玉軸受の振動又は温度が著しく上昇する）までの時間を測定すると共に、外輪と内輪とのうちの何れの軌道輪の軌道面に剥離が生じたかを調べた。

10

【0007】

実験の結果、図2に示す様に、玉の乗り上げが生じない前提での寿命の計算値が内輪に比べて外輪の方が長いにも拘らず、試料として用いた39個のラジアル玉軸受のうち、大半（30個）のラジアル玉軸受が、回転輪である内輪の軌道面（内輪軌道）よりも先に固定輪である外輪の軌道面（外輪軌道）に剥離を生じた。尚、一般的に、運転時にラジアル荷重やモーメント荷重等の不等分布荷重を受けるラジアル玉軸受の場合、回転輪よりも固定輪の方が軌道面に剥離を生じやすい。この理由は、回転輪の場合には、運転時に負荷圏が軌道面の円周方向に移動するのに対し、固定輪の場合には、運転時に負荷圏が軌道面の円周方向に移動せず、軌道面の同一個所で常に大きな繰り返し応力を受ける為である。

20

【0008】

又、図2に示した実験結果から明らかな通り、運転時の玉の乗り上げ率が大きくなる程、回転輪である内輪の軌道面よりも先に固定輪である外輪の軌道面に剥離が生じ易くなり、且つ、ラジアル玉軸受の相対寿命比（特定の試料の寿命を1としてそれに対する比率で表した、寿命を表す値）が小さくなる事が分かる。そこで、この様な実験結果を分析すると、固定輪である外輪に就いて運転時の玉の乗り上げ率が小さくなる様にすれば、この外輪の軌道面に剥離を生じにくくでき、ラジアル玉軸受全体としての寿命の延長を図れる事が分かる。

30

【0009】

尚、上述の様に運転時の玉の乗り上げ率を小さくする方法、即ち、軌道の幅方向端縁に玉の転動面が乗り上がりにくくする方法としては、当該軌道の曲率半径を大きくして、当該軌道と上記玉の転動面との接触部に存在する接触楕円の面積を小さくする方法と、当該軌道の幅方向側方に存在する肩部の高さを高くする方法とがある。このうち、軌道の曲率半径を大きくする方法は、この軌道の曲率半径を大きくする事に伴って接触部の面圧が上昇する為、転がり疲れ寿命を確保する観点から採用するのが難しい場合がある。又、肩部の高さを高くする方法は、この肩部と保持器9（図1参照）等の他の部材との干渉防止を図る為、制限を受ける場合がある。従って、軌道の幅方向端縁に玉の転動面を乗り上がりにくくさせる設計は、当該軌道の曲率半径と上記肩部の高さとの双方の値を調整しつつ、行なう必要がある。一方、上述の様な場合に、固定輪である外輪と同じ分だけ、回転輪である内輪に就いても運転時の玉の乗り上げ率を小さくすれば、この内輪の寿命も延長する可能性がある。但し、現状のまま十分な寿命を有する、回転輪である内輪の寿命を更に延長すべく、玉の乗り上げ率を小さくしても、この回転輪が過剰品質となるだけでなく、接触部の面圧が上昇して、かえって別の面から寿命を短くしたり（内輪軌道の曲率半径を大きくした場合）、肩部と保持器とが干渉する（肩部の高さを大きくした場合）等の問題が生じる為、好ましくない。

40

本発明は、上述の様な事情に鑑みて、玉の転動面と各軌道との接触部の面圧上昇を抑えたり、肩部と、保持器等他の部材との干渉を防止しながら、固定輪である外輪と回転輪である内輪との軌道面の曲率半径及び肩部の高さを調節する事により、これら外輪と内輪と

50

の寿命のバランスを取りつつ、複列ラジアル玉軸受全体としての寿命の延長を図るべく発明したものである。

【0010】

【課題を解決するための手段】

本発明の複列ラジアル玉軸受は、前述の図1に示した複列ラジアル玉軸受1と同様、内周面にアンギュラ型の外輪軌道を複列に形成した外輪と、それぞれの外周面にアンギュラ型の内輪軌道を形成した1対の内輪と、上記各外輪軌道とこれら各内輪軌道との間にそれぞれ転動自在に設けられた複数個の玉とを備える。そして、上記外輪が使用時にも回転しない固定輪であり、上記両内輪が使用時に回転する回転輪である。

特に、本発明の複列ラジアル玉軸受に於いては、自動車の車輪を懸架装置に対して回転自在に支持する為に使用し、上記複列に配置された上記各玉に背面組み合わせ型の接触角を付与している。そして、上記各外輪軌道の曲率半径を r_o とし、上記各内輪軌道の曲率半径を r_i とし、上記各玉の直径を D とし、これら各玉の転動面と上記外輪、内輪各軌道との接触角を θ とし、上記各外輪軌道の幅方向側方に設けられた肩部の、当該軌道の溝底からの径方向高さを H_o とし、上記各内輪軌道の幅方向側方に設けられた肩部の、当該軌道の溝底からの径方向高さを H_i とした場合に、次の(1)、(2)の条件を満たす。

(1) 上記各外輪軌道の曲率半径 r_o 及び上記各内輪軌道の曲率半径 r_i と上記各玉の直径 D との比 (r_o/D) 、 (r_i/D) が、それぞれ $(r_o/D) = 0.51 \sim 0.54$ 、及び、 $(r_i/D) = 0.51 \sim 0.54$ の範囲内にあり、且つ、 $(r_o/D) > (r_i/D)$ の関係を満たす。

(2) H_o が、 H_i よりも小さく、且つ、式「 $H_o = (1.07 \sim 1.15) \times r_o \cdot (1 - \cos(\theta + \sin^{-1}(r_i \cdot \sin(\cos^{-1}(1 - H_i/r_i) - \theta))) \times (-7.215 \cdot (r_o/r_i) + 8.187) / r_o)$ 」を満たす範囲内にある。

【0012】

【作用】

上述の様に構成する本発明の複列ラジアル玉軸受によれば、運転時の玉の乗り上げ率が回転輪である内輪に比べて固定輪である外輪の方で小さくなり、外輪軌道に早期に剥離が生じる事を防止できる。この結果、外輪と内輪との寿命のバランスを取りつつ、複列ラジアル玉軸受全体としての寿命の延長を図れる。

【0013】

尚、複列ラジアル玉軸受を構成する外輪軌道と内輪軌道とのうちの内輪軌道は、円周方向に関して凸に湾曲している為、この内輪軌道と玉の転動面との接触部に存在する接触楕円の面積が(円周方向に存在する短径が短くなる為)小さくなり易い。この為、接触部の面圧上昇を抑えるべく、上記内輪軌道の曲率半径を玉の転動面の曲率半径に近付けて小さくし、上記接触楕円の面積を十分に確保する必要がある。ところが、この様に内輪軌道の曲率半径を小さくすると、上記接触楕円の(円周方向に対し直角方向に存在する)長径(この内輪軌道の幅方向に関する幅)が大きくなる為、この内輪軌道の幅方向端縁に上記玉の転動面が乗り上げ易くなる。

【0014】

これに対して、上記外輪軌道は、円周方向に関して凹に湾曲している為、この外輪軌道と玉の転動面との接触部に存在する接触楕円の(円周方向に存在する短径が長くなる為)面積を確保し易い。この為、この外輪軌道の曲率半径を多少大きくしても、接触部の面圧上昇を抑える事ができる。この様に外輪軌道の場合には、その曲率半径を上記内輪軌道の曲率半径に比べて大きくできる為、上記接触楕円の長半径(上記外輪軌道の幅方向に関する幅)が小さくなり、この外輪軌道の幅方向端縁に玉の転動面が乗り上がりにくくなる。

【0015】

外輪固定・内輪回転で使用される複列ラジアル玉軸受の場合には、内輪軌道の幅方向端縁よりも、外輪軌道の幅方向端縁に玉の転動面が乗り上がりやすくする。そして、この為に、外輪軌道の幅方向側方に設けられた肩部の高さを高くするが、上述した様に外輪軌道の幅方向端縁には、玉の転動面が乗り上がりにくくなっている。この為、上記内輪軌道の

10

20

30

40

50

幅方向端縁よりも、上記外輪軌道の幅方向端縁に玉の転動面が乗り上がりやすくする場合には、上記肩部の高さを少しだけ高くすれば良い。従って、この肩部と保持器等の他の部材との干渉防止を考慮する必要がある場合でも、この肩部の高さを所望通りに高くし易い。

【0016】

【実施例】

以下、本発明の実施例に就いて説明する。本実施例では、前述の図1に示した複列ラジアル玉軸受1に本発明を適用し、各玉6、6と各軌道2、4との接触部の面圧上昇を抑えながら、内輪軌道の幅方向片側に設けた肩部の高さと、外輪軌道の幅方向片側に設けた肩部の高さを調節する。これにより、運転時に上記各玉6、6が、上記内輪軌道の幅方向片側の端縁よりも上記外輪軌道の幅方向片側の端縁に乗り上がりにくい構造とする。そして、固定輪である外輪と回転輪である内輪との寿命を互いにほぼ等しくしつつ、上記複列ラジアル玉軸受1全体としての寿命の延長を図る。以下の実施例は、上述の図1に加えて、図3～8を参照しつつ説明する。

10

【0017】

本例は、上記図1に示した複列ラジアル玉軸受1を構成する各内輪5、5が使用時に回転する回転輪であり、外輪3が使用時にも回転しない固定輪である場合の実施例である。

本例では、上記玉6の直径D(図5)が9.5～12.7mmの範囲にあり、玉列のピッチ円直径が44～64.5mmの範囲にあり、外輪、内輪各軌道2、4と上記玉6の転動面との接触角(図5)が40度であり、上記外輪軌道2の曲率半径 r_o (図3、6)及び上記内輪軌道4の曲率半径 r_i (図4、6)と上記玉6の直径Dとの比が、それぞれ $(r_o/D) = 0.51 \sim 0.54$ 、 $(r_i/D) = 0.51 \sim 0.54$ の範囲にある複列ラジアル玉軸受1を対象とする。

20

【0018】

この様な複列ラジアル玉軸受1の場合、上記外輪軌道2と上記玉6の転動面との接触部に存在する接触楕円(以下「外輪側の接触楕円」と言う。)の長軸方向の半径(以下「長半径」と言う。)を a_o (図5)とし、上記内輪軌道4と上記玉6の転動面との接触部に存在する接触楕円(以下「内輪側の接触楕円」と言う。)の長半径を a_i (図5)とした場合に、これら各長半径 a_o 、 a_i 同士の比 (a_o/a_i) と、上記外輪、内輪各軌道2、4の曲率半径 r_o 、 r_i 同士の比 (r_o/r_i) との間には、図7に示す様な直線関係(比例関係)、即ち、次の(1)式で表される関係が成立する。

30

$$(a_o/a_i) = -7.215(r_o/r_i) + 8.187$$

- - - - - (1)

尚、上記各長半径 a_o 、 a_i の具体的数値は、玉軸受の技術分野で周知である、ヘルツの接触理論により求める事ができる。

【0019】

一方、内輪側の肩部8の高さ(上記内輪軌道4の溝底から、荷重を負荷可能な部分の端である、この肩部8の端縁までの径方向高さ)を H_i (図4、6)とすると、上記内輪軌道4の曲率中心 O_4 を中心とする、この内輪軌道4の溝底と上記肩部8の端縁との間の角度 H_i (図6)は、

40

$$H_i = \cos^{-1}(1 - H_i/r_i) \quad - - - - - (2)$$

となる。

又、上記外輪、内輪各軌道2、4と上記玉6の転動面との接触角はであるから、上記内輪側の接触楕円の許容長半径(=上記玉6の転動面が内輪側の肩部8の端縁に乗り上げない範囲での、当該接触楕円の長半径 a_i の最大値) $a_{i,lim}$ は、

$$a_{i,lim} = r_i \cdot \sin(H_i) \quad - - - - - (3)$$

となる。

【0020】

一方、上記内輪側の接触楕円の長半径 a_i が上記許容長半径 $a_{i,lim}$ である場合の、前記外輪側の接触楕円の長半径 a_o (この場合の a_o を $a_{o,lim}$ とする)は、前記(1)

50

) 式より、

$$a_{o, ilim} = a_{i, lim} \{ - 7.215 (r_o / r_i) + 8.187 \} \quad \text{--- (4)}$$

となる。

【 0 0 2 1 】

そして、この (4) 式で表される長半径 $a_{o, ilim}$ が、上記外輪側の接触楕円の許容長半径 (= 上記玉 6 の転動面が外輪側の肩部 7 の端縁に乗り上げない範囲での、当該接触楕円の長半径 a_o の最大値) となる場合の、外輪側の肩部 7 の高さ (上記外輪軌道 2 の溝底からこの肩部 7 の端縁までの径方向高さ) H_o (図 3、6。尚、この場合の H_o を必要最低高さ $H_{o, min}$ とする) は、

$$H_{o, min} = r_o (1 - \cos H_o) \quad \text{--- (5)}$$

となる。尚、この (5) 式の右辺中の H_o は、図 6 に示す様に、上記外輪軌道 2 の曲率中心 O_2 を中心とする、この外輪軌道 2 の溝底と上記肩部 7 の端縁との間の角度であり、

$$H_o = \sin^{-1} (a_{o, ilim} / r_o) \quad \text{--- (6)}$$

で表される。

【 0 0 2 2 】

ここで、上記 (5) 式に、上記 (2) ~ (4) 及び (6) 式を代入すると、上記外輪側の肩部 7 の必要最低高さ $H_{o, min}$ は、

$$H_{o, min} = r_o (1 - \cos (\sin^{-1} (r_i \cdot \sin (\cos^{-1} (1 - H_i / r_i)) \times (- 7.215 (r_o / r_i) + 8.187) / r_o))) \quad \text{--- (7)}$$

と表されるが、この (7) 式を、 $(r_o / D) = 0.51 \sim 0.54$ 、 $(r_i / D) = 0.51 \sim 0.54$ の範囲にある、諸元の異なる幾つかの複列ラジアル玉軸受 1 に就いて計算すると、図 8 に示す様な結果が得られ、この結果に示す直線関係 (比例関係) から、次の近似式が得られる。

$$H_{o, min} = H_i \{ - 6.131 (r_o / r_i) + 7.105 \} \quad \text{--- (8)}$$

【 0 0 2 3 】

そこで、本実施例では、回転輪である内輪 5 の肩部 8 の高さを H_i とした場合に、固定輪である外輪 3 の肩部 7 の高さ H_o を上記必要最低高さ $H_{o, min}$ よりも大きくする ($H_o > H_{o, min}$) 事により、運転時に複数個の玉 6、6 が、上記回転輪である内輪 5 の肩部 8 の端縁よりも上記固定輪である外輪 3 の肩部 7 の端縁に乗り上げにくい構造として、上記複列ラジアル玉軸受 1 の長寿命化を図る。例えば、 $H_o = (1.07 \sim 1.15) \times H_{o, min}$ とすれば、上記複列ラジアル玉軸受 1 の長寿命化を図れると共に、上記外輪軌道 2 と上記内輪軌道 4 との実際の転がり疲れ寿命を互いにほぼ等しくできる (バランスの良い設計を行なえる) 。

【 0 0 2 4 】

上述の計算に基づいて設計を行なった複列ラジアル玉軸受 1 の 6 例 (軸受 a ~ f) を、以下の表 1 に示す。

【 表 1 】

10

20

30

40

	玉6の直径 (mm)	玉列の ピッチ円直径 (mm)	内輪側の肩部8 の高さ H_i (mm)	外輪側の肩部7 の高さ H_o (mm)
軸受a	12.7	53	5.334	4.805
軸受b	12.7	49	5.334	4.805
軸受c	11.112	58	4.667	4.204
軸受d	10.319	64.5	4.333	3.904
軸受e	10.319	55	4.333	3.904
軸受f	9.525	44.5	4.005	3.603

10

尚、これら各軸受 a ~ f と、外輪、内輪各軌道 2、4 の曲率半径 r_o 、 r_i と玉 6 の直径 D との比を、 $(r_o / D) = 0.53$ 、 $(r_i / D) = 0.5175$ とし、接触角を (前述した通り) 40 度とした。尚、上記内輪軌道 4 は、円周方向に関して凸に湾曲している為、この内輪軌道 4 と上記玉 6 の転動面との接触部に存在する接触楕円の面積が小さくなり易い。この為、当該接触部の面圧上昇を抑えるべく、上述の様に内輪側の比 (r_i / D) を、外輪側の比 (r_o / D) に比べて小さくした。一方、この様に比 (r_i / D) を小さくした分、上記接触楕円の長径 (この内輪軌道 4 の幅方向に関する幅) が長くなり、この接触楕円の一部が上記内輪軌道 4 から外れ易くなる為、これを有効に防止すべく、回転輪である内輪 5 の肩部 8 の高さ H_i は、上記玉 6 の直径 D の 4.2% ($H_i = 0.42 \times D$) とした。又、固定輪である外輪 3 の肩部 7 の高さ H_o は、 $H_o = 1.1 \times H_{o, \min}$ とした。

20

この結果、上述した各軸受 a ~ f と、本発明による肩部の寸法規制を行なう前に比べて、軸受全体の転がり疲れ寿命を 1.5 ~ 3 倍程度伸ばす事ができた。

【0025】

【発明の効果】

本発明の複列ラジアル玉軸受は、以上に述べた通り構成され作用するので、固定輪である外輪と回転輪である内輪との寿命のバランスを取りつつ、複列ラジアル玉軸受全体としての寿命の延長を図れる。

30

【図面の簡単な説明】

【図 1】 複列ラジアル玉軸受の 1 例である、アンギュラ型の複列ラジアル玉軸受の半部断面図。

【図 2】 運転時の玉の乗り上げ率が回転輪と固定輪とで等しいラジアル玉軸受の耐久試験の結果を示す図。

【図 3】 アンギュラ型の複列ラジアル玉軸受を構成する外輪の半部断面図。

【図 4】 同じく、1 対の内輪の半部側面図。

【図 5】 接触角 α と、接触楕円の長半径 a_i 、 a_o とを表した図。

【図 6】 軌道の曲率半径 r_i 、 r_o と、肩部の高さ H_i 、 H_o と、軌道の溝底と肩部の端縁との間の角度 θ_i 、 θ_o とを表した図。

40

【図 7】 外輪、内輪両軌道の曲率半径同士の比 (r_o / r_i) と外輪側、内輪側両接触楕円の長半径同士の比 (a_o / a_i) との関係を示すグラフ。

【図 8】 外輪、内輪両軌道の曲率半径同士の比 (r_o / r_i) と、外輪側の肩部の必要最低高さ $H_{o, \min}$ と内輪側の肩部の高さとの比 $(H_{o, \min} / H_i)$ との関係を示すグラフ。

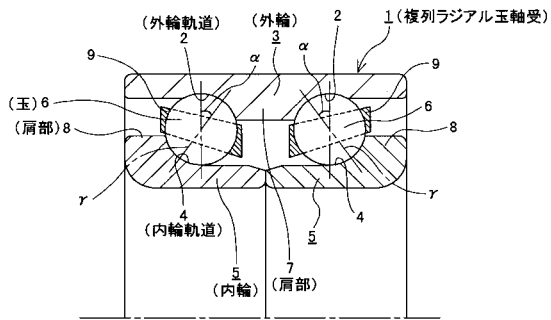
【符号の説明】

- 1 複列ラジアル玉軸受
- 2 外輪軌道
- 3 外輪
- 4 内輪軌道
- 5 内輪

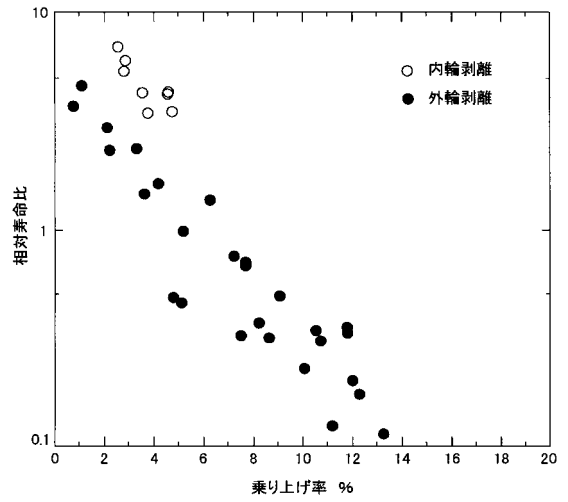
50

- 6 玉
- 7 肩部
- 8 肩部
- 9 保持器

【図1】



【図2】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開昭62-242125(JP,A)
特開昭62-188816(JP,A)
実開昭56-010516(JP,U)
実開昭62-100333(JP,U)
実開平02-101123(JP,U)
特開平11-325059(JP,A)
特開昭63-072917(JP,A)
特開平07-167138(JP,A)
特開平08-270644(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16C 19/00 - 19/56

F16C 33/30 - 33/66