

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第6331754号
(P6331754)

(45) 発行日 平成30年5月30日 (2018. 5. 30)

(24) 登録日 平成30年5月11日 (2018. 5. 11)

(51) Int. Cl.

F 1

F 1 6 C 33/78 (2006. 01)

F 1 6 C 33/78 D

F 1 6 C 19/06 (2006. 01)

F 1 6 C 19/06

F 1 6 C 33/42 (2006. 01)

F 1 6 C 33/42 A

F 1 6 J 15/3204 (2016. 01)

F 1 6 J 15/3204 2 O 1

請求項の数 4 (全 18 頁)

(21) 出願番号 特願2014-129533 (P2014-129533)
 (22) 出願日 平成26年6月24日 (2014. 6. 24)
 (65) 公開番号 特開2015-34632 (P2015-34632A)
 (43) 公開日 平成27年2月19日 (2015. 2. 19)
 審査請求日 平成29年5月12日 (2017. 5. 12)
 (31) 優先権主張番号 特願2013-143444 (P2013-143444)
 (32) 優先日 平成25年7月9日 (2013. 7. 9)
 (33) 優先権主張国 日本国 (JP)

(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 中井 貴美子
 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 西藤 直人

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 シールリング付玉軸受

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

自動車用変速機の回転支持部に組み込まれるシールリング付玉軸受であって、

内周面に外輪軌道を有し、使用時にも回転しない外輪と、外周面に内輪軌道を有し、使用時に回転する内輪と、これら外輪軌道と内輪軌道との間に転動自在に設けられた複数個の玉と、これら各玉を転動自在に保持する為の保持器と、前記外輪の軸方向端部内周面に係止された状態で、この外輪の内周面と前記内輪の外周面との間に存在する、前記各玉を設置した環状の内部空間の軸方向端部開口を塞ぐシールリングとを備えており、

前記回転支持部に組み込んだ状態で、軸方向に隣接して配置される部材に、前記内輪の軸方向端面に設けた荷重支承面を当接させて、この部材から作用する軸方向荷重を支承するものであり、

前記シールリングは、芯金と弾性材とを備え、このうちの芯金は円輪状に形成されたものであり、この弾性材はこの芯金により補強されたものであって、内周縁部を全周に亘りこの芯金よりも径方向内方に突出させて、少なくとも径方向に弾性変形可能なシールリップとしたものであり、このシールリップは、前記芯金の内周縁から離れるに従って径方向内方に且つ前記シールリング付玉軸受の軸方向中央側に向かう方向に傾斜した外径側傾斜部と、この外径側傾斜部から離れるに従って径方向内方に且つ前記シールリング付玉軸受の軸方向外側に向かう方向に傾斜した内径側傾斜部と、これら外径側傾斜部の小径側端部と内径側傾斜部の大径側端部とを連続する連続部とを備えたものであって、これら外径側傾斜部の内周面と内径側傾斜部の外周面とこの連続部の軸方向側面とにより囲まれた部分

10

20

を、断面形状が楔形である溝部とし、この連続部のうちで、軸方向に関してこの溝部と反対側の面を内側連続面としたものであり、前記連続部よりも前記シールリング付玉軸受の軸方向外側に位置する前記シールリップの先端縁である前記内径側傾斜部の内周縁部を、前記内輪の軸方向端部外周面に全周に互って摺接させており、前記シールリングの中心軸を含む仮想平面に関する断面形状に関して、この中心軸と前記内側連続面の延長線とが為す角度を104度以上150度以下としており、前記連続部のうち、厚さ寸法が200～400 μ mの範囲で一定である定厚部分の長さ寸法を、この定厚部分の厚さ寸法の1～2倍の範囲に規制しており、前記シールリップの締め代の大きさを、前記定厚部分の厚さ寸法の3倍以下としている、シールリング付玉軸受。

【請求項2】

10

前記仮想平面に関する断面形状に関して、前記溝部の内面の二等分線と前記中心軸とが、前記シールリング付玉軸受の内部空間側で交差する、請求項1に記載したシールリング付玉軸受。

【請求項3】

前記軸方向に隣接して配置される部材が、変速用歯車である、請求項1～2のうちの何れか1項に記載したシールリング付玉軸受。

【請求項4】

前記保持器が、それぞれが円輪状の金属板をプレス加工により曲げ形成し円周方向に関して波型とした1対の保持器素子同士をリベットにより結合固定して成り、前記各玉を保持するポケットに対応する部分の外面を部分球面状の凸面とした波型保持器である、請求項1～3のうちの何れか1項に記載したシールリング付玉軸受。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、自動車用変速機の回転支持部を構成するシールリング付玉軸受の改良に関する。具体的には、軸方向に隣接して配置される変速用歯車との接触面積を十分に確保できると共に、シールリングによる摺動抵抗を低く抑えられる構造を実現するものである。尚、自動車用変速機には、手動変速機(MT)やデュアルクラッチトランスミッション(DCT)、遊星歯車式変速機、ベルト式変速機、トロイダル式変速機等の各種構造の自動変速機を含む。

30

【背景技術】

【0002】

自動車用変速機の回転支持部を構成する玉軸受として、変速用歯車の噛合部等で発生した金属の摩耗粉がこの玉軸受の転がり接触部に入り込む事で、軌道輪の軌道面や転動体の転動面が損傷するのを防止すべく、接触式のシールリングを備えた玉軸受を使用する事が従来から考えられている(例えば特許文献1～4参照)。図13は、従来構造のシールリング付玉軸受1により、自動車用変速機を構成する図示しないケーシング内に、回転軸2を回転自在に支持する構造を示している。

【0003】

前記回転軸2の軸方向中間部を、前記ケーシングに対して回転自在に支持する前記シールリング付玉軸受1は、玉軸受3と、1対のシールリング4、4とから構成されている。このうちの玉軸受3は、内周面の軸方向中間部に深溝型の外輪軌道5を有し、前記ケーシングに内嵌固定されて使用時にも回転しない外輪6と、外周面の軸方向中間部に深溝型の内輪軌道7を有し、前記回転軸2に外嵌固定されて使用時にこの回転軸2と共に回転する内輪8と、前記外輪軌道5と前記内輪軌道7との間に転動自在に設けられた、それぞれが転動体である複数個の玉9と、これら各玉9を転動自在に保持する為の保持器10とを備える。

40

【0004】

前記各シールリング4、4は、前記外輪6の軸方向両端部内周面と前記内輪8の軸方向両端部外周面との間に設けられて、これら外輪6の内周面と内輪8の外周面との間に存在

50

する、前記各玉 9 を設置した環状の内部空間の軸方向両端開口部を塞いでいる。前記各シールリング 4 は、それぞれ鋼板等の金属板を円輪状に形成して成る芯金 11 により、ゴムの如きエラストマー等の弾性材 12 を補強する事で、全体を円輪状に形成して成る。この弾性材 12 の外周縁部は、前記芯金 11 の外周縁よりも少しだけ径方向（図 13 の上下方向）外方に突出させており、当該部分を前記外輪 6 の軸方向両端部内周面に形成した係止溝 13、13 に係止している。一方、前記弾性材 12 の内周縁部は、前記芯金 11 の内周縁よりも径方向内方に十分に突出させて、当該部分によりシールリップ 14 を構成している。そして、このシールリップ 14 の先端部を、前記内輪 8 の軸方向両端部外周面に形成したシール溝 15、15 の内側に進入させて、このシールリップ 14 の先端部側面を、これら各シール溝 15、15 の軸方向側面に摺接させている。

10

【0005】

又、図示の構造の場合、前記回転軸 2 の軸方向中間部の周囲に、外周面に歯部（例えばはすば歯車）を有する変速用歯車 16 を、ラジアルニードル軸受 17 を介して相対回転自在に支持している。又、前記シールリング付玉軸受 1 と前記変速用歯車 16 との間に、円輪状の間座 18 を設けている。そして、この変速用歯車 16 の内径寄り部分に設けられた、前記ラジアルニードル軸受 17 の外輪として機能する円筒状のボス部 19 の軸方向片端面（図 13 の左端面）を、前記間座 18 を介して、前記シールリング付玉軸受 1 を構成する内輪 8 の軸方向片端面（図 13 の右端面）に設けられた平坦面状の荷重支承面 35 に突き当てている。これにより、このシールリング付玉軸受 1 を利用して、前記変速用歯車 16 に作用するギャ反力を支承し、この変速用歯車 16 の軸方向に関する位置決めを図っている。尚、前記間座 18 の外径寸法は、前記ボス部 19 の外径寸法とほぼ同じであり、前記内輪 8 の荷重支承面 35 の外径寸法 D_{35} よりも大きい。

20

【0006】

上述した様な従来構造の場合、前記内輪 8 の軸方向両端部外周面に、軸方向端面に開口する凹溝状のシール溝 15、15 を設けている為、この様なシール溝 15、15 を設けない場合に比べて、前記内輪 8 の荷重支承面 35 の外径寸法 D_{35} が小さくなる。この為、この様な荷重支承面 35 に、前記ボス部 19 の軸方向片端面をそのまま当接させると、当接面積が小さくなる事に起因して、接触面圧が高くなり、接触面の摩耗量が増大し易くなるといった不都合を生じる可能性がある。従来構造の場合には、この様な不都合が生じる事を防止する為に、上述した様に間座 18 を設ける構造を採用しているが、この様に間座 18 を設ける事で、自動車用変速機の部品点数や組立工数が増加すると共に、大型化や重量増大といった、別の問題を生じてしまう。

30

【0007】

そこで、図 14 に示した様に、内輪 8 の外径寸法を大きくする事で、荷重支承面 35 の外径寸法を大きく確保して、間座を省略する事が考えられる。但し、この様な構造を採用した場合には、外輪 6 の外径寸法が大きくなり、シールリング付玉軸受 1 が大型化するといった問題を生じてしまう。これに対し、従来構造で採用されていたシール溝を省略する事で、シールリップの先端縁を、シール溝の軸方向側面に軸方向に摺接させる構造（溝シール構造）に代えて、内輪の軸方向端部外周面に径方向に摺接させる構造（軸シール構造）を採用する事も考えられる。但し、この様な構造を採用する場合には、新たに次の様な課題を生じる。即ち、従来構造の様に、シール溝を設ける場合には、このシール溝の内側にシールリップの先端部を進入させられる為、保持器との干渉防止を図れる設計空間（設計領域）を広く確保できて、シールリングの設計の自由度を高くできるが、シール溝を省略した場合、同じ軸受サイズでは、設計空間が狭くなり、シールリングの設計の自由度が低くなる。又、シールリップの先端縁をシール溝の軸方向側面に摺接させる場合には、外輪と内輪とがラジアル方向に相対変位した場合にも、この様な変位を摺接部を径方向に移動させて吸収できる為、摺接部の面圧（緊迫力）が高くなる事を防止できるのに対し、シールリップの先端縁を内輪の軸方向端部外周面に摺接させた場合には、上述の様な変位をシールリップの弾性変形により吸収する必要がある為、摺接部の面圧が高くなり易くなる。従って、近年の省燃費化の要求に応えるべく、シールリング付玉軸受の回転抵抗（動ト

40

50

ルク)を低く抑える為に、シールリップとシール摺接面との摺接部の面圧を低く抑えようとした場合にも、必要とされるシール性能を確保しつつ、この面圧を低く抑える事が難しくなる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0008】

【特許文献1】特開2011-80497号公報

【特許文献2】特開2011-80527号公報

【特許文献3】特開2002-115724号公報

【特許文献4】特開2001-140907号公報

10

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0009】

本発明は、上述の様な事情に鑑みて、荷重支承面の外径寸法を大きく確保して、この荷重支承面と軸方向に隣接して配置される部材との接触面積を大きく確保できると共に、動トルクの低減を図れる、シールリング付玉軸受の構造を実現すべく発明したものである。

【課題を解決するための手段】

【0010】

本発明のシールリング付玉軸受は、自動車用変速機の回転支持部に組み込まれて使用される。

20

又、前記シールリング付玉軸受は、内輪と、外輪と、複数個の玉と、保持器と、シールリングとを備えている。

このうちの外輪は、内周面に外輪軌道を有し、使用時にも回転しない。

又、前記内輪は、外周面に内輪軌道を有し、使用時に回転する。

又、前記各玉は、これら外輪軌道と内輪軌道との間に転動自在に設けられている。

又、前記保持器は、金属製又は合成樹脂製で、前記各玉を転動自在に保持する為のものである。

更に、前記シールリングは、前記外輪の軸方向端部内周面に係止された状態で、この外輪の内周面と前記内輪の外周面との間に存在する、前記各玉を設置した環状の内部空間の軸方向端部開口を塞いでいる。

30

そして、この様な本発明のシールリング付玉軸受は、前記回転支持部に組み込まれた状態で、軸方向に隣接して配置される部材(請求項3に記載した発明にあっては変速用歯車)に、前記内輪の軸方向端面に設けた荷重支承面を当接させて、この部材から作用する軸方向荷重を支承する。

【0011】

特に本発明のシールリング付玉軸受の場合には、前記シールリングは、芯金と弾性材とを備えている。

このうちの芯金は、炭素鋼板等の金属板により円輪状に形成されている。

又、前記弾性材は、例えば水素化ニトリルゴム製で、前記芯金により補強されたものであって、内周縁部を全周に亘りこの芯金よりも径方向内方に突出させて、少なくとも径方向に弾性変形可能なシールリップとしている。

40

又、このシールリップは、前記芯金の内周縁から離れるに従って径方向内方に且つ前記シールリング付玉軸受の軸方向中央側(内部空間側)に向かう方向に傾斜した外径側傾斜部と、この外径側傾斜部から離れるに従って径方向内方に且つ前記シールリング付玉軸受の軸方向外側(外部空間側)に向かう方向に傾斜した内径側傾斜部と、これら外径側傾斜部の小径側端部と内径側傾斜部の大径側端部とを連続する連続部とを備える。

そして、これら外径側傾斜部の内周面と内径側傾斜部の外周面と連続部の軸方向側面とにより囲まれた部分を、断面形状が楔形で、前記シールリング付玉軸受の外部空間側に対向する溝部としている。

又、前記連続部のうちで、軸方向に関して前記溝部と反対側の面を、前記シールリング

50

付玉軸受の内部空間側に対向する内側連続面としている。

そして、前記連続部よりも前記シールリング付玉軸受の軸方向外側に位置する、前記シールリップの先端縁である前記内径側傾斜部の内周縁部を、母線形状が直線状の円筒面或いは部分円すい凸面である、前記内輪の軸方向端部外周面に、全周に互って径方向（ラジアル方向）に摺接させている。

又、前記シールリングの中心軸を含む仮想平面に関する断面形状に関して、この中心軸と前記内側連続面の延長線とが為す角度を、前記シールリップの自由状態で、104度以上150度以下としている。

又、本発明では、前記連続部のうち、厚さ寸法Hが200～400μmの範囲で一定である定厚部分の長さ寸法Lを、この定厚部分の厚さ寸法Hの1～2倍の範囲に規制している。

10

更に、前記シールリップの締め代Sの大きさを、前記定厚部分の厚さ寸法Hの3倍以下としている。

【0012】

本発明を実施する場合に好ましくは、例えば請求項2に記載した発明の様に、前記仮想平面に関する断面形状に関して、前記溝部の内面（外径側傾斜部の内周面と内径側傾斜部の外周面との両面が為す角度）の二等分線と前記中心軸とを、前記シールリング付玉軸受の内部空間側で交差させる。この交差角度は、前記シールリップが弾性変形していない自由状態で、0度を超えて30度以下の範囲で設定できるが、好ましくは5～10度とする。

20

尚、以上に述べた各部の傾斜角度の値は、何れも前記シールリップの自由状態での値であるが、この点は、特許請求の範囲に関しても同じである。

【0013】

又、本発明を実施する場合には、例えば、前記シールリップの一部に、このシールリップとは別の副シールリップ（補助リップ）を設ける。この副シールリップは、例えば、その先端縁を内輪の軸方向端部外周面に近接対向させる様に設ける事もできるし、或いは、前記溝部の開口部の一部を塞ぐ様に設ける事もできる。

又、例えば請求項4に記載した発明の様に、前記保持器として、それぞれが円輪状の金属板をプレス加工により曲げ形成し円周方向に関して波型とした1対の保持器素子同士をリベットにより結合固定して成り、前記各玉を保持するポケットに対応する部分の外面を

30

【発明の効果】

【0014】

上述の様に構成する本発明のシールリング付玉軸受によれば、荷重支承面の外径寸法を大きくする事ができて、この荷重支承面と軸方向に隣接して配置される部材との接触面積を大きく確保できると共に、動トルクの低減を図れる。

即ち、本発明の場合には、シールリップの先端縁である内径側傾斜部の内周縁部を、内輪の軸方向端部外周面に摺接させるシール構造を採用している為、この内輪の軸方向端部外周面にシール溝を設けずに済む。この為、シールリング付玉軸受を大型化しなくても、この内輪の軸方向端面に設ける荷重支承面の外径寸法を大きく確保できて、この内輪の荷重支承面と軸方向に隣接して配置される部材の軸方向端面とを直接、大きな接触面積を確保しつつ接触させる事ができる。この結果、本発明のシールリング付玉軸受を自動車用変速機に組み込んだ場合に、従来構造で必要とされていた間座を省略する事が可能になり、自動車用変速機の部品点数並びに組立工数の低減を図れると共に、小型・軽量化を図れる。

40

又、本発明の場合には、シールリップの断面形状を、略横V字形（コ字形）とすると共に、振れ回りに基づく保持器の移動軌跡（領域）に沿って、内側連続面の傾斜角度を規制している（シールリングの中心軸と内側連続面の延長線とが為す角度を104度以上としている）為、前記保持器との干渉を有効に回避しつつ、前記シールリップの連続部の少なくとも一部を、この保持器の径方向内方に入り込ませる事ができる。従って、前記シール

50

リップの内径側傾斜部の全長を長く確保できる。この結果、前記シールリップの先端縁と前記内輪の軸方向端部外周面との摺接部の面圧を低く抑える事ができて、前記シールリング付玉軸受の動トルクの低減を図れる。

【0015】

又、本発明では、前記連続部の定厚部分の長さ寸法を、この定厚部分の厚さ寸法の1～2倍の範囲に規制している為、シールリップの緊迫力を低減できると共に、保持器との干渉を有効に防止できる。

【図面の簡単な説明】

【0016】

【図1】本発明に関する参考例の第1例のシールリング付玉軸受を自動車用変速機に組み込んだ状態を示す部分断面図。

10

【図2】本発明に関する参考例の第1例(A)と比較構造(B)とで、シールリップの形状を比較して示す、図1のX部に相当する部分の拡大断面図。

【図3】図1のX部拡大断面図。

【図4】保持器の振れに伴う、この保持器とシールリップとの位置関係の変化を説明する為の、シールリング付玉軸受の部分断面図。

【図5】本発明の効果を顕著に得られる形状を説明する為の、ポケット内に玉を保持した保持器の部分断面図。

【図6】本発明に関する参考例の第2～4例を示す、図2と同様の断面図。

【図7】本発明に関する参考例の第5～6例を示す、シールリング付玉軸受の部分断面図

20

。

【図8】本発明に関する参考例の第7～8例を示す、シールリング付玉軸受の部分断面図

。

【図9】本発明の実施の形態の第1例を示す、図2と同様の断面図。

【図10】同じく締め代と定厚部分の厚さ寸法との関係を示す、図2と同様の断面図。

【図11】同じく定厚部分の厚さ寸法と長さ寸法との関係が、シールリップの緊迫力に与える影響を確認する為に行った実験結果を示す線図。

【図12】本発明の対象となる別の2例を示す、図2と同様の断面図。

【図13】従来構造の第1例のシールリング付玉軸受を自動車用変速機に組み込んだ状態を示す部分断面図。

30

【図14】従来構造の第2例を示す、図13と同様の図。

【発明を実施するための形態】

【0017】

[参考例の第1例]

本発明に関する参考例の第1例に就いて、図1～5により説明する。自動車用変速機を構成する回転軸2の軸方向中間部を、図示しないケーシングに対して回転自在に支持する本参考例のシールリング付玉軸受1aは、玉軸受3aと、1対のシールリング4a、4aとから構成されている。このうちの玉軸受3aは、外輪6aと、内輪8aと、複数の玉9と、保持器10aとを備える。この外輪6aは、内周面の軸方向中間部に深溝型の外輪軌道5を有し、前記ケーシングに内嵌固定されて使用時にも回転しない。前記内輪8aは、外周面の軸方向中間部に深溝型の内輪軌道7を有し、前記回転軸2に外嵌固定されて、使用時にこの回転軸2と共に回転する。前記各玉9は、前記外輪軌道5と前記内輪軌道7との間に転動自在に設けられている。

40

【0018】

前記保持器10aは、前記各玉9を転動自在に保持する為のもので、本参考例の場合には、それぞれが円輪状の金属板をプレス加工により曲げ形成し、円周方向に関して波型とした、1対の保持器素子同士をリベットにより結合固定して成る、波型保持器(プレス保持器)を使用している。この為、前記保持器10aは、前記各玉9を保持するポケット20の内周面が部分球面状の凹面であり、これら各ポケット20に対応する部分の外面が、部分球面状の凸面である。従って、前記シールリング付玉軸受1aの中心軸及び前記各玉

50

9（のうちの何れかの玉9）の中心軸を含む仮想平面に関する、前記保持器10aの外面の断面形状は、径方向に関して中間部が両端部よりも軸方向に突出した、部分円弧状である。

【0019】

前記各シールリング4aは、芯金11aと弾性材12aとを組み合わせで成る。このうちの芯金11aは、鋼板等の金属板を円輪状に形成して成るもので、平板状の円輪部21と、この円輪部21の外周縁から、前記シールリング付玉軸受1aの軸方向中央側に向けて折れ曲がった円筒部22と、この円筒部22の先端縁から径方向外方に向けて折れ曲がった折れ曲がり部23とを備える。

【0020】

又、前記弾性材12aは、例えば水素化ニトリルゴム、アクリルゴム、或いは、アクリルニトリルブタジエンゴム（ニトリルゴム）等のゴム材料製で、前記芯金11aを包み込む様にして設けられ、この芯金11aにより補強されている。前記弾性材12aの内外両周縁部は、この芯金11aの内外両周縁部よりも径方向に突出している。このうちの内周縁部側の突出部分は、薄肉で、前記シールリング付玉軸受1aの軸方向外方に向いて開口した、略横V字形の断面形状を有する、シールリップ14aとしている。これに対して、外周縁部側の突出部分は、環状係止部24としている。この様なシールリング4aは、この環状係止部24を、前記外輪6aの軸方向両端部内周面に形成した係止溝13a、13aに係止した状態で、この外輪6aの内周面と前記内輪8aの外周面との間に存在する、前記各玉9を設置した環状の内部空間の軸方向両端開口部を塞いでいる。尚、本参考例の場合には、後述する様に、前記シールリップ14aの先端縁を前記内輪8aの軸方向端部外周面に摺接させるシール構造（軸シール構造）を採用した事で、前記シールリップ14aの径方向寸法が小さくなり、クリープが発生し易くなる事から、このシールリップ14aを構成する弾性材料として、引張り強度の高い水素化ニトリルゴムを使用する事が好ましい。

【0021】

上述した様に、略横V字形の断面形状を有する前記シールリップ14aは、外径側傾斜部25と内径側傾斜部26とを連続部27により連続させて成る。このうちの外径側傾斜部25は、前記芯金11aの内周縁から離れる（先端縁に向かう）に従って、径方向内方に且つ前記シールリング付玉軸受1aの軸方向中央側に向かう方向に傾斜している。又、前記内径側傾斜部26は、前記外径側傾斜部25から離れる（先端縁に向かう）に従って、径方向内方に且つ前記シールリング付玉軸受1aの軸方向外側に向かう方向に傾斜している。更に、前記連続部27は、前記外径側傾斜部25の小径側端部と、前記内径側傾斜部26の大径側端部とを連続させている。これら外径側傾斜部25の内周面と内径側傾斜部26の外周面と連続部27の軸方向側面（軸方向外側面）とにより三方を囲まれた部分は、断面形状が楔形で、前記シールリング付玉軸受1aの外部空間側に対向する溝部28としている。又、前記連続部27のうちで、軸方向に関してこの溝部28と反対側の面を、前記シールリング付玉軸受1aの内部空間側に対向する内側連続面29としている。この内側連続面29の断面形状は、前記シールリップ14aの自由状態で、実質的に（製造誤差等に基づく微小な歪みを除き）直線状である。

【0022】

そして、本参考例の場合には、上述の様な形状を有するシールリップ14aの先端縁である、前記内径側傾斜部26の内周縁部を、前記内輪8aの軸方向両端部外周面にそれぞれ全周に亘って摺接させている。本参考例の場合、この内輪8aの軸方向両端部外周面を、それぞれ母線形状が直線状である円筒面30、30としており、この内輪8aの軸方向両端部外周面に、前述した従来構造の場合の様なシール溝15、15（図13参照）は設けていない。この為、前記内輪8aの軸方向片端面（図1の右端面）に設けられた平坦面状の（シールリング付玉軸受1aの中心軸に直交する仮想平面上に存在する円輪状の）荷重支承面35aの外径寸法 D_{35a} は、従来構造の内輪8の荷重支承面35（図13参照）の外径寸法 D_{35} よりも、シール溝15を設けない分だけ大きくなっている（ $D_{35a} > D_{35}$ ）

10

20

30

40

50

）。

【 0 0 2 3 】

これに伴って、前記回転軸 2 の軸方向中間部の周囲で、前記シールリング付玉軸受 1 a と軸方向に隣接する部分に、外周面に歯部（例えばはすば歯車）を有する変速用歯車 1 6 を、ラジアルニードル軸受 1 7 を介して相対回転自在に支持している。そして、この変速用歯車 1 6 の内径寄り部分に設けられた円筒状のボス部 1 9 の軸方向片端面（図 1 の左端面）を、前記内輪 8 a の荷重支承面 3 5 a に、間座 1 8（図 1 3 参照）を介さずに、直接当接させている。これにより、前記シールリング付玉軸受 1 a を利用して、前記変速用歯車 1 6 に作用するギヤ反力を支承し、この変速用歯車 1 6 の軸方向に関する位置決めを図

10

【 0 0 2 4 】

又、本参考例の場合、各図に表れた、前記シールリング 4 a の中心軸を含む仮想平面に関する断面形状に関して、この中心軸と前記内側連続面 2 9 の延長線とが為す角度 θ_1 を、104 度以上（ θ_1 104 度）としている。即ち、図 2 の（B）に示した、比較構造のシールリング 4 b の場合には、シールリップ 1 4 b を構成する内側連続面 2 9 a に関する角度 θ_{1a} を、90 度程度（ θ_{1a} 90 度）としているが、本参考例の構造の場合には、前記内側連続面 2 9 を、径方向内方に向かう程、前記シールリング付玉軸受 1 a の軸方向中央側に向かう方向に傾斜させている。本参考例の構造の場合、前記角度 θ_1 の下限値を或る程度確保する事により、前記内径側傾斜部 2 6 の基端部（図 2 の右端部）を、比較構造の内径側傾斜部 2 6 a の基端部よりも、前記シールリング付玉軸受 1 a の軸方向中

20

【 0 0 2 5 】

前記角度 θ_1 の下限値を 104 度とした理由に就いて、図 5 を参照しつつ説明する。本参考例のシールリング付玉軸受 1 a に組み込んで使用する波型の保持器 1 0 a の場合、ポケット 2 0 に対応する部分の外周面を、部分球面状の凸面としている。又、一般的に、前記保持器 1 0 a の径方向に関する幅寸法 W_{10} は、前記各ポケット 2 0 内に保持された各玉 9 の直径 D_a の 0.4 ~ 0.5 倍 { $W_{10} = (0.4 \sim 0.5) D_a$ } 程度である。更に、前記各部分球面状の凸面の直径 D_{10} は、前記各玉 9 の直径 D_a の 1.6 ~ 1.63 倍 { $D_{10} = (1.6 \sim 1.63) D_a$ } 程度である。このような条件で、前記ポケット 2 0 に対応する部分の外周面の内径側端部（内周縁部）に於ける、この外周面に対する接線イと、前記中心軸に対し平行な直線口との為す角度 θ_0 を求める { $\theta_0 = 90 \text{ 度} + \sin^{-1} (W_{10} / D_{10})$ } と、凡そ 104 度となる。そして、前記内側連続面 2 9 に関する角度 θ_1 を、前記外面の内周縁部の接線イに関する角度 θ_0 以上（ θ_1 θ_0 ）にすれば（前記連続部 2 7 と前記内径側傾斜部 2 6 との接続部を或る程度以上尖らせれば）、前記各ポケット 2 0 の内面と前記各玉 9 の転動面との間に存在するポケット隙間に基づく、図 4 に示す様な保持器 1 0 a の振れ回りに拘らず、この保持器 1 0 a との干渉を有効に回避しつつ、図 3 に示す様に、前記内側連続面 2 9 部分を、この保持器 1 0 a の凸面の内径側部分に進入させた状態のままにする事ができる。

30

【 0 0 2 6 】

そして、この様に進入させられる分、前記内径側傾斜部 2 6 の全長 L_{26} を長くして、この内径側傾斜部 2 6 の剛性を低くし、この内径側傾斜部 2 6 の内周縁部と内輪 8 a の軸方向端部外周面との摺動部の摩擦抵抗を低くできる。尚、前記角度 θ_1 の上限値は、前記シールリップ 1 4 a の軸方向寸法が徒に長くなる事を防止する面から規制する。前記角度 θ_1 を、前記外径側傾斜部 2 5 の外周面の傾斜角度を越えて大きくする事は無意味であるし、この外周面の傾斜角度は、前記外径側傾斜部 2 5 に必要最小限の剛性を確保する面から或る程度必要である。これらの事を考慮すると、前記角度 θ_1 の上限値は、150 度程度とする事が好ましい。

40

【 0 0 2 7 】

又、本参考例の構造の場合には、前記溝部 2 8 の開口部を、少しだけ径方向外向きに傾けている。即ち、この溝部 2 8 は、軸方向外側（開口部）に向かう程径方向に関する幅寸

50

法が広くなる断面楔形であるが、この溝部 28 の径方向に関する内外両側面の二等分線 8 を、前記シールリング付玉軸受 1 a の軸方向外側に向かう程（図 2 の左側程）、径方向外方に向かう方向に傾斜させている。言い換えれば、前記シールリング 4 a の中心軸を含む仮想平面に関する断面形状に関して、前記二等分線 8 とこの中心軸に対し平行な直線口とを、前記溝部 28 の開口部とは軸方向に関して反対側で交差する様にしている。前記二等分線 8 と直線口との交差角度 θ は、0 度よりも大きく、30 度以下の値（ $0 < \theta \leq 30$ 度）であるが、好ましくは 5 度以上とし、上限値を含めて、次述する、前記内径側傾斜部 26 の内周面の傾斜角度 α との関係で規制する。具体的には、この内周面の傾斜角度 α を適正範囲に規制する為に、前記交差角度 θ を、5 ~ 10 度の範囲に規制する。尚、図 2 の（B）に示した比較構造の場合、溝部 28 a に関する二等分線 8 と、中心軸に対し平行な直線口との交差角度 θ_a は、凡そ 0 度（ $\theta_a \approx 0$ 度）としている。この為、内径側傾斜部 26 a の全長 L_{26a} を、本発明及び本参考例の構造程は長くできない。本発明及び本参考例の構造の場合、前記内側連続面 29 に関する角度 ϕ_1 を 104 度以上とし、前記交差角度 θ を上述した範囲に規制する事で、前記内径側傾斜部 26 の全長 L_{26} を、比較構造の場合に比べて 20 % 程度長く（ $L_{26} = 1.2 L_{26a}$ ）できる。尚、この値は、一般的な自動車用変速機のシールリング付玉軸受で、保持器 10 a とシールリング 4 a との間の隙間を、可能な限り（保持器 10 a とシールリング 4 a との干渉を確実に防止できる範囲で）小さくした場合での値である。又、前記内側連続面 29 に関する角度 ϕ_1 は、前記外径側傾斜部 25 の外周面に関する傾斜角度 β_2 よりも小さく（ $\phi_1 < \beta_2$ ）なる。言い換えれば、中心軸に対し平行な直線に対する前記内側連続面 29 の（鋭角側の）傾斜角度は、この直線に対する前記外径側傾斜部 25 の外周面の傾斜角度よりも大きくなる。又、この外径側傾斜部 25 と前記内径側傾斜部 26 とを連続させる連続部 27 の厚さは、径方向に互り必ずしも一定とはならないが、前記内側連続面 29 に関する角度 ϕ_1 は、飽くまでも、軸方向内側の面である、この内側連続面 29 の角度として規制する。

【0028】

又、前記仮想平面に関する断面形状に関して、前記内径側傾斜部 26 の内周面の傾斜角度 α 、即ち、この内径側傾斜部 26 の内周面と前記中心軸に平行な直線口との交差角度 θ を、15 ~ 25 度とする。この内径側傾斜部 26 の内周面の傾斜角度 α が 25 度を超えると、この内径側傾斜部 26 のラジアル方向に関する剛性が高くなる。この結果、前記芯金 11 a の内周縁と前記内輪 8 a の外周面との距離が変化した場合に、この変化に対する追従性が悪化し、前記内径側傾斜部 26 に発生する歪みが大きくなる。これに対して、前記傾斜角度 α が 15 度未満になると、前記内径側傾斜部 26 のラジアル剛性が低くなり過ぎて、前記芯金 11 a の内周縁と前記内輪 8 a の外周面とが近づいた場合に、この外周面と前記内径側傾斜部 26 の内周面が過度に広い面積で当接する、所謂ベタ当りが発生し、これら両周面同士の摺接部に作用する摩擦抵抗が増大する。これに対して、前記傾斜角度を 15 ~ 25 度の範囲に規制すれば、前記シールリップ 14 a の締め代を、一般的な値である、このシールリップ 14 a の内径の 0 ~ 1 % の範囲に収める状態で使用する限り、前記内径側傾斜部 26 の歪み並びに摩擦抵抗を低く抑えられる。尚、締め代が 0 % とは、前記内輪 8 a の外径と、前記シールリップ 14 a の自由状態での内径とが丁度同じである状態を言う。又、シールリング付玉軸受 1 a の幅寸法が小さい（シールリング 4 a の幅寸法を小さくする必要がある）場合には、前記内径側傾斜部 26 の内周面と前記中心軸に平行な直線口との公差角度 θ を 15 ~ 45 度として、この内径側傾斜部 26 のラジアル方向に関する剛性のある程度確保しても良い。

【0029】

以上の様な構成を有する本参考例のシールリング付玉軸受 1 a によれば、荷重支承面 35 a の外径寸法を大きくできて、この荷重支承面 35 a と変速用歯車 16 の軸方向片端面との接触面積を大きく確保できると共に、動トルクの低減を図れる。

即ち、本参考例の場合には、前記シールリップ 14 a の先端縁である内径側傾斜部 26 の内周縁部を、前記内輪 8 a の軸方向端部外周面である円筒面 30 に摺接させるシール構造（軸シール構造）を採用している為、この内輪 8 a の軸方向端部外周面に、前述した従

10

20

30

40

50

来構造の場合の様なシール溝 15、15（図 13 参照）を設けずに済む。この為、前記図 14 に示した従来構造の第 2 例の場合の様に、シールリング付玉軸受 1a を大型化しなくても、前記内輪 8a の軸方向片端面に設けた平坦面状の荷重支承面 35a の外径寸法を大きく確保できる。従って、本参考例のシールリング付玉軸受 1a と前記変速用歯車 16 との間には、間座 18（図 13 参照）を設けずに、この変速用歯車 16 を構成するボス部 19 の軸方向片端面と前記内輪 8a の荷重支承面 35a とを直接、大きな接触面積を確保しつつ接触させる事ができる。この結果、シールリング付玉軸受 1a を大型化せずに、従来構造で必要とされていた前記間座 18 を省略する事が可能になり、自動車用変速機の部品点数並びに組立工数の低減を図れると共に、小型・軽量化を図れる。

【0030】

又、本参考例の場合には、前記シールリップ 14a の断面形状を、略横 V 字形（コ字形）とすると共に、振れ回りに基づく保持器 10a の移動軌跡（領域）に沿って、前記内側連続面 29 の傾斜角度 θ_1 を 104 度以上としている。この為、前記保持器 10a との干渉を有効に回避しつつ、前記シールリップ 14a の連続部 27 を、この保持器 10a の径方向内方に入り込ませる事ができる。従って、前記シールリップ 14a を構成する内径側傾斜部 26 の全長を長く確保できる。この結果、このシールリップ 14a の先端縁と前記内輪 8a の軸方向端部外周面（円筒面 30）との摺接部の面圧を低く抑える事ができて、前記シールリング付玉軸受 1a の動トルクの低減を図れる。本参考例の場合、前述した様に、比較構造の場合に比べて、前記内径側傾斜部 26 の全長 L_{26} を 20% 程度長くできるので、前記動トルクを 30% 程度低減できる。

その他の構成及び作用効果に就いては、前述した従来構造の場合と同様である。

【0031】

[参考例の第 2 ～ 4 例]

図 6 は、本発明に関する参考例の第 2 ～ 4 例を示している。これら各例の場合には、シールリップ 14c ～ 14e の全長を確保できる範囲で、これら各シールリップ 14c ～ 14e の一部に、副シールリップ 31a ～ 31c を、全周に互って設けている。これら各副シールリップ 31a ～ 31c の形状、寸法、設置位置は、各シールリップ 14c ～ 14e のシール性能を向上させる面から適切に規制する。図 6 の（A）（B）に示した副シールリップ 31a、31b は、連続部 27 を径方向内方に延出した如き形状をしており、その先端縁を内輪 8a の軸方向端部外周面（円筒面 30）に近接対向させて、当該部分にラビリンスシールを構成している。又、図 6 の（C）に示した副シールリップ 31c は、芯金 11a の内周縁部の内側に位置する部分から径方向内方に向けて突出しており、溝部 28a の開口部の一部を塞いでいる。

その他の部分の構成及び作用は、上述した参考例の第 1 例と同様であるから、重複する図示並びに説明は省略する。

【0032】

[参考例の第 5 ～ 6 例]

図 7 は、本発明に関する参考例の第 5 ～ 6 例を示している。これら両例の場合には、内輪 8a の軸方向端部外周面で、シールリップ 14a の先端縁を摺接させる部分の形状を、前述した参考例の第 1 例とは異ならせている。先ず、図 7 の（A）に示した第 5 例の構造の場合には、内輪 8a の軸方向端部外周面に部分円すい凸面状の傾斜面 32 を形成し、この傾斜面 32 に、前記シールリップ 14a の先端縁（内径側傾斜部 26 の内周縁部）を、全周に互り摺接させている。この様な構造の場合、前述の図 2 の（A）で説明した角度及び θ_1 は、前記傾斜面 32 の母線と、内径側傾斜部 26 の内周面、又は、溝部 28 の二等分線との為す角度である。又、図 7 の（B）に示した第 6 例の構造は、内輪 8a の軸方向端部外周面に小径段部 33 を形成し、この小径段部 33 の外周面である円筒面 30a に、前記シールリップ 14a の先端縁を、全周に互り摺接させている。この様な両例の場合には、前述した参考例の第 1 例の場合に比べて、内輪 8a の荷重支承面の外径寸法が小さくなるが、前述した従来構造の場合に比べれば十分に大きくできる。

その他の部分の構成及び作用は、上述した参考例の第 1 例と同様であるから、重複する

図示並びに説明は省略する。

【 0 0 3 3 】

[参考例の第 7 ~ 8 例]

図 8 は、本発明に関する参考例の第 7 ~ 8 例を示している。これら両例の場合には、外輪 6 a の軸方向端部内周面に対するシールリング 4 a の係止構造を工夫している。具体的には、図 8 の (A) に示した構造の場合には、外輪 6 a の軸方向端部内周面を、単なる円筒面としており、係止溝は設けていない。そして、この様な外輪 6 a の軸方向端部内周面に、芯金 1 1 a を構成する円輪部 2 1 の外周縁部から、シールリング付玉軸受 1 a の軸方向中央側 (図 8 の右側) にほぼ直角に折れ曲がった嵌合円筒部 3 4 を、弾性材 1 2 a を介して内嵌固定している。又、図 8 の (B) に示した構造の場合にも、外輪 6 a の軸方向端部内周面を、単なる円筒面としており、係止溝は設けていない。そして、この様な外輪 6 a の軸方向端部内周面に、芯金 1 1 a を構成する円輪部 2 1 a の外周縁部から、シールリング付玉軸受 1 a の軸方向中央側 (図 8 の右側) にほぼ直角に折れ曲がった嵌合円筒部 3 4 a を直接内嵌固定している。この様な両例の構造を実施する場合には、外輪 6 a の軸方向端部内周面に係止溝を形成する必要がない為、加工コストの低減を図れる。

その他の部分の構成及び作用は、上述した参考例の第 1 例と同様であるから、重複する図示並びに説明は省略する。

【 0 0 3 4 】

[実施の形態の第 1 例]

図 9 ~ 1 2 は、本発明の実施の形態の第 1 例を示している。本例の場合には、シールリング 4 a の内周縁部に設けられたシールリップ 1 4 f の緊迫力を小さく抑える為に、このシールリップ 1 4 f を構成する連続部 2 7 a の厚さ寸法と長さ寸法との関係を規制している。即ち、本例の場合には、この連続部 2 7 a のうち、厚さ寸法が一定である定厚部分 3 6 の長さ寸法 L_{36} を、この定厚部分 3 6 の厚さ寸法 H_{36} の 1 ~ 2 倍の範囲 (図示の例では 1 . 6 倍) に規制している ($1 H_{36} \leq L_{36} \leq 2 H_{36}$) 。

【 0 0 3 5 】

前記定厚部分 3 6 の長さ寸法 L_{36} が厚さ寸法 H_{36} 未満である ($L_{36} < H_{36}$) 場合には、この定厚部分 3 6 が屈曲しにくくなる為、内輪 8 a の円筒面 3 0 に対するシールリップ 1 4 f の内周縁部の緊迫力が高くなる。この為、自動車用変速機に組み込まれるシールリング付玉軸受のシールリップに通常付与される程度に、締め代 (S) を大きく設定すると、前記シールリップ 1 4 f の挙動が安定せず、十分な密封性能を確保する事が難しくなる。ここで、自動車用変速機のシールリング付玉軸受のシールリップに通常付与される程度の締め代の大きさは、シールリップ 1 4 f の内径寸法の公差、内輪 8 a の円筒面 3 0 の外径寸法の公差、並びに、荷重負荷及びラジアル隙間によるラジアル方向に関する内外輪間の相対変位を考慮した場合に必要な締め代の大きさである。

【 0 0 3 6 】

又、本例のシールリング付玉軸受 1 a の場合には、前記各要素に基づき締め代 S を大きく設定するが、この締め代 S の上限値は、図 1 0 に示す様に、前記定厚部分 3 6 の厚さ寸法 H_{36} との関係で、3 倍以下 ($S \leq 3 H_{36}$) に設定する事が好ましい。締め代 S の値が、定厚部分 3 6 の厚さ寸法 H_{36} の 3 倍よりも大きくなると、内径側傾斜部 2 6 の変形のみで、ラジアル方向の変位を吸収する事が難しくなる。この結果、前記内輪 8 a の円筒面 3 0 に対する内径側傾斜部 2 6 の内周面のベタ当たりや、緊迫力の増大、保持器 1 0 a との干渉等といった問題が起こり易くなる。定厚部分 3 6 の厚さ寸法 H_{36} の大きさは、普通乗用車に組み込まれる自動車用変速機に使用される軸受サイズを考慮すると、2 0 0 ~ 4 0 0 μm の範囲に収まる。2 0 0 μm よりも小さい場合には、定厚部分 3 6 が薄肉になり過ぎて、シールリング 4 a の製造時に破れ等の欠陥を生じ易くなるのに対し、4 0 0 μm よりも厚い場合には、軸受サイズに対してシールリップの厚さが過大になり、トルク性能が低くなる。

【 0 0 3 7 】

これに対し、前記定厚部分 3 6 の長さ寸法 L_{36} が厚さ寸法 H_{36} の 2 倍よりも大きい ($L_{36} > 2 H_{36}$)

$_{36} > 2 H_{36}$) 場合には、シールリップ 1 4 f (特に内径側傾斜部 2 6) の軸方向変位が大きくなる。この為、このシールリップ 1 4 f の内周縁部から内輪 8 a の軸方向端面までの距離が短かったり、このシールリップ 1 4 f と保持器 1 0 a (図 1 参照) とが近接している等、シールリップ 1 4 f の設計領域が限られている様な場合には、シールリップ 1 4 f の内周縁部 (摺接部分) が円筒面 3 0 から軸方向に外れたり、このシールリップ 1 4 f の一部が保持器 1 0 a に干渉したりする可能性が高くなる。

【 0 0 3 8 】

図 1 1 には、締め代 (S) の大きさを大中小とそれぞれ異ならせた 3 種類のシールリングに関して、定厚部分 3 6 の長さ寸法 L_{36} と厚さ寸法 H_{36} との関係 (L_{36} / H_{36}) が、シールリップの緊迫力に与える影響を調べた実験結果を示している。この実験結果から明らかな通り、締め代 (S) の大きさを、「小 ($S = H_{36} \times 0.2$) 」又は「中 ($S = H_{36} \times 1$) 」に設定した場合には、定厚部分の長さ寸法 L_{36} と厚さ寸法 H_{36} との関係を変化させた場合にも、緊迫力の大きさはそれ程大きく変化しない事が確認された。これに対し、締め代の大きさを、「大 ($S = H_{36} \times 2$) 」に設定した場合には、定厚部分の長さ寸法 L_{36} と厚さ寸法 H_{36} との関係が、 $1 H_{36} < L_{36} < 2 H_{36}$ を満たす範囲で緊迫力の値が小さくなると共に、この範囲から外れる (大小それぞれに外れる) 程、緊迫力の値が大きくなる事が確認された。従って、自動車用変速機の回転支持部を構成する本例のシールリング付玉軸受 1 a の場合には、定厚部分 3 6 の長さ寸法 L_{36} と厚さ寸法 H_{36} との関係を、 $1 H_{36} < L_{36} < 2 H_{36}$ を満たす様に規制する事で、シールリップ 1 4 f の緊迫力を低く抑えられる事が確認できた。

【 0 0 3 9 】

以上の様に、本例のシールリング付玉軸受 1 a の場合には、自動車用変速機を組み付け対象として、締め代 S の大きさを定厚部分 3 6 の厚さ寸法 H_{36} との関係で大きく ($1 H_{36} < S_{36} < 3 H_{36}$) 設定する必要がある為、この定厚部分 3 6 の長さ寸法 L_{36} を厚さ寸法 H_{36} の 1 ~ 2 倍の範囲に規制する事で、前記シールリップ 1 4 f の緊迫力を小さく抑える事ができる。又、本例の場合には、このシールリップ 1 4 f の一部が、前記保持器 1 0 a と干渉したり、摺接部である内周縁部が円筒面 3 0 から軸方向に脱落する事を防止できる。

【 0 0 4 0 】

尚、緊迫力の低下の為に、定厚部分 3 6 の長さ寸法 L_{36} と厚さ寸法 H_{36} との関係を規制する対象となる構造は、前記図 9 に示した様に、この定厚部分 3 6 を含んで構成される連続部 2 7 a (内側連続面 2 9) 全体を直線状とした構造に限らない。シールリング 4 a を金型成形により造る場合、外径側傾斜部 2 5 の外周面と内側連続面 2 9 との連続部、及び、内径側傾斜部 2 6 の内周面とこの内側連続面 2 9 との連続部が、直線的な角部となる事は少なく、例えば図 1 2 の (A) に示した様に、外径側傾斜部 2 5 の外周面と内側連続面 2 9 a との連続部、及び、内径側傾斜部 2 6 の内周面とこの内側連続面 2 9 a との連続部には、曲率半径が 0.1 mm 程度の円弧部 3 7 a、3 7 b が形成される場合が多い。この様な構造の場合、これら両円弧部 3 7 a、3 7 b を除いた直線部 3 8 の全長を、定厚部分 3 6 の長さ寸法 L_{36} として、厚さ寸法 H_{36} との関係を規制する。又、図 1 2 の (B) に示した様に、連続部 2 7 b 全体が円弧状に湾曲した構造の場合には、この円弧部の長さ寸法 (定厚部分 3 6 の両端部間の距離) を、定厚部分 3 6 の長さ寸法 L_{36} として、厚さ寸法 H_{36} との関係を規制する。尚、図 1 2 の (B) に示した構造の場合、内側連続面 2 9 b のうち、定厚部分 3 6 に対応する部分の少なくとも一部を通る接線とシールリング 4 a の中心軸とが為す角度が 104 度以上であれば、本発明の角度条件を満たす。又、図示は省略するが、連続部を、円弧状の定厚部分と円弧状の肉厚変化部分とから構成する構造の場合にも、内側連続面のうち、定厚部分に対応する部分の少なくとも一部を通る接線とシールリングの中心軸とが為す角度が 104 度以上となる場合に、本発明の角度条件を満たしているとする。

その他の構成及び作用効果に就いては、前述した参考例の第 1 例の場合と同様である。

【 産業上の利用可能性 】

【 0 0 4 1 】

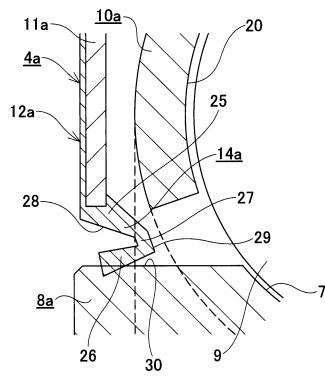
本発明のシールリング付玉軸受を組み込む自動車用変速機は、図示の構造のものに限定されず、従来から知られている各種構造の自動車用変速機を採用できる。例えばシールリング付玉軸受と軸方向に隣接して配置される変速用歯車は、回転軸に対して、ラジアルニードル軸受を介して回転自在に支持される構造に限定されず、相対回転不能に支持される構造も採用できる。又、本発明のシールリング付玉軸受と軸方向に隣接して配置される部材は、変速用歯車に限定されず、各種部材を採用できる。又、本発明のシールリング付玉軸受に組み込む保持器は、前述した実施の形態及び参考例の各例で説明した様な金属製の波型保持器に限定されず、合成樹脂製の保持器を使用する事もできる。この合成樹脂製の保持器としては、例えばポリアミドやポリフェニレンサルファイド（PPS）、ポリイミド、ポリエーテル・エーテルケトン（PEEK）等にガラス繊維や炭素繊維、アラミド繊維等の繊維状補強剤を混合した樹脂組成物を所定の形状（例えば円環状の基部の複数の柱部とから成る冠型）に成形したものをを用いる事ができる。又、合成樹脂製の冠型保持器を使用する場合には、シールリップを構成する連続部の径方向外方に位置する部分（基部の内周縁部）に、切り欠きを形成する事もできるし、各玉の設置位置（及び外輪軌道、内輪軌道の形成位置）を軸方向にオフセットさせて、シールリング付玉軸受の軸方向寸法（幅寸法）を小さくする事もできる。更に、前述した実施の形態及び参考例の各例の構造は、適宜組み合わせる事で実施する事ができる。

【符号の説明】

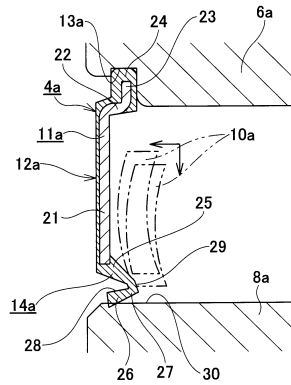
【0042】

- | | | |
|----------------|------------|----|
| 1、1 a | シールリング付玉軸受 | 20 |
| 2 | 回転軸 | |
| 3、3 a | 玉軸受 | |
| 4、4 a、4 b | シールリング | |
| 5 | 外輪軌道 | |
| 6、6 a | 外輪 | |
| 7 | 内輪軌道 | |
| 8、8 a | 内輪 | |
| 9 | 玉 | |
| 10、10 a | 保持器 | |
| 11、11 a | 芯金 | 30 |
| 12、12 a | 弾性材 | |
| 13、13 a | 係止溝 | |
| 14、14 a ~ 14 f | シールリップ | |
| 15 | シール溝 | |
| 16 | 変速用歯車 | |
| 17 | ラジアルニードル軸受 | |
| 18 | 間座 | |
| 19 | ボス部 | |
| 20 | ポケット | |
| 21 | 円輪部 | 40 |
| 22 | 円筒部 | |
| 23 | 折れ曲がり部 | |
| 24 | 環状係止部 | |
| 25 | 外径側傾斜部 | |
| 26、26 a | 内径側傾斜部 | |
| 27 | 連続部 | |
| 28、28 a | 溝部 | |
| 29、29 a、29 b | 内側連続面 | |
| 30、30 a | 円筒面 | |
| 31 a ~ 31 c | 副シールリップ | 50 |

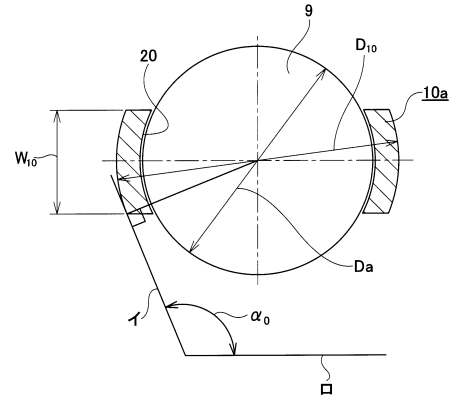
【図 3】



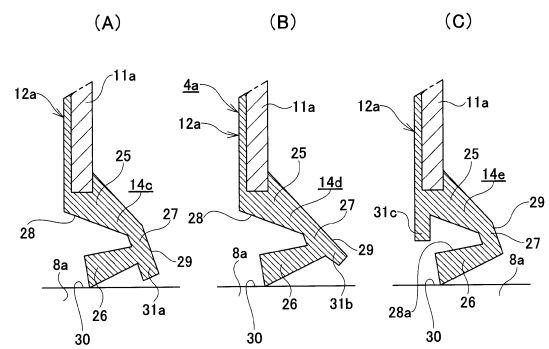
【図 4】



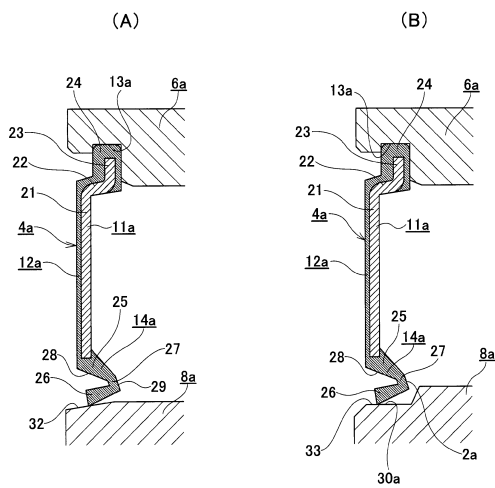
【図 5】



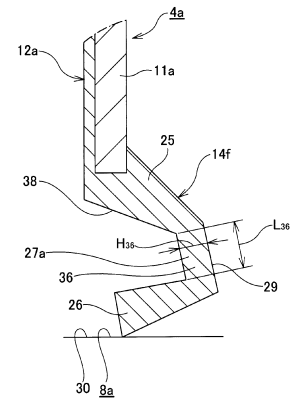
【図 6】



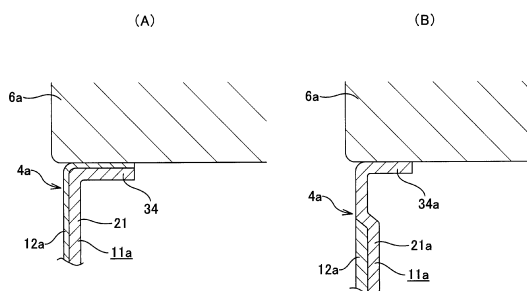
【図 7】



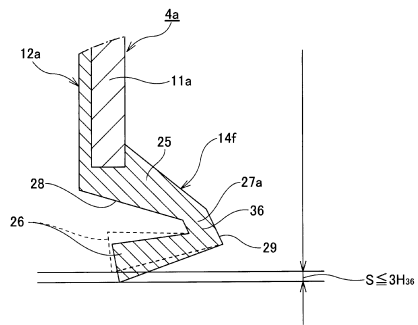
【図 9】



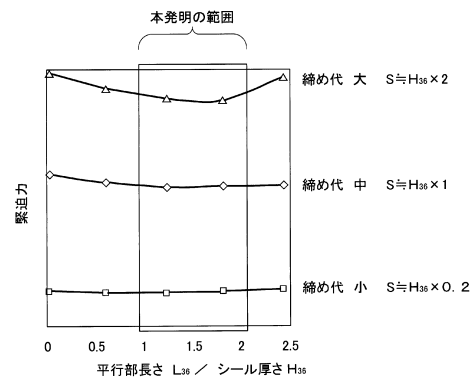
【図 8】



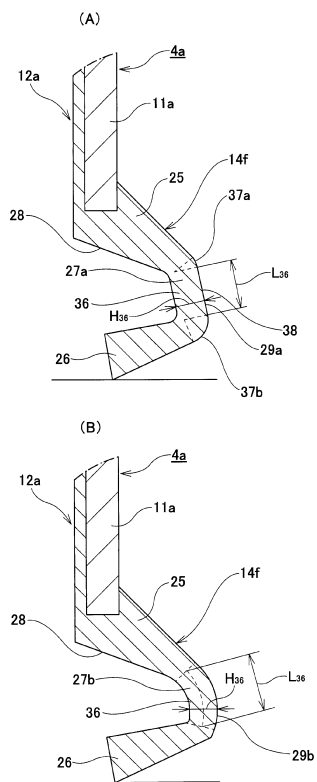
【 図 1 0 】



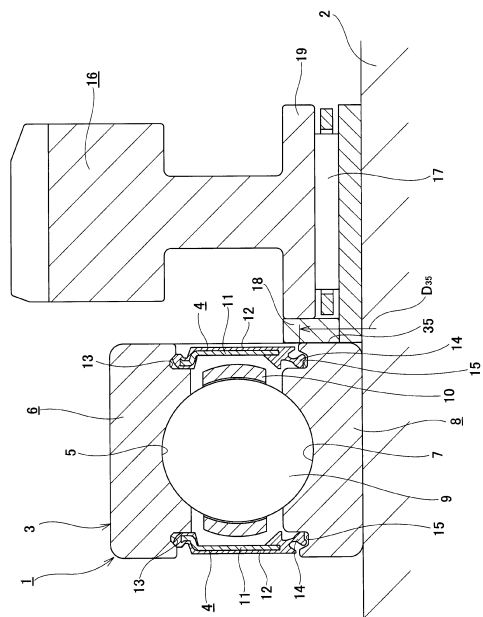
【 図 1 1 】



【 圖 1 2 】



【 図 1 3 】



フロントページの続き

特許法第30条第2項適用 1. 記者会見による発表 会見日 平成25年6月13日 会見 場所 日精ビル
17階会議室(東京都品川区大崎1丁目6番3号) 公開者 中井貴美子、後藤伸夫 2. 自社ウェブサイトへ
の掲載 掲載年月日 平成25年6月18日 掲載アドレス [http://www.jp.nsk.com/
company/presslounge/news/2013/press0618a.html](http://www.jp.nsk.com/company/presslounge/news/2013/press0618a.html)

(56)参考文献 特開2013-036493(JP, A)
実開平02-093520(JP, U)
独国特許出願公開第102010008947(DE, A1)
特開平08-296658(JP, A)
特開2008-281196(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16C 33/78
F16C 19/06
F16C 33/42
F16J 15/3204