(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第3638303号
(P3638303)
(45)発行日　平成17年4月13日(2005.4.13)　(24)登録日　平成17年1月21日(2005.1.21)

(51)Int.Cl.[7]	F I
F16C 33/58	F16C 33/58
F16C 19/10	F16C 19/10
F16H 15/38	F16H 15/38

請求項の数 3　(全 10 頁)

(21)出願番号　特願平6-9749
(22)出願日　平成6年1月31日(1994.1.31)
(65)公開番号　特開平7-217661
(43)公開日　平成7年8月15日(1995.8.15)
審査請求日　平成13年1月22日(2001.1.22)
審判番号　不服2002-12838(P2002-12838/J1)
審判請求日　平成14年7月11日(2002.7.11)

(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　100087457
弁理士　小山　武男
(74)代理人　100120190
弁理士　中井　俊
(74)代理人　100056833
弁理士　小山　欽造
(72)発明者　佐藤　高信
神奈川県小田原市久野４７１の２の１０１７
(72)発明者　高田　浩年
神奈川県横浜市栄区東上郷町４９番２０号

最終頁に続く

(54)【発明の名称】ハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
入力側ディスクの内側面と出力側ディスクの内側面との間に挟持したパワーローラをトラニオンの内側面に回転自在に支持する為、これらパワーローラとトラニオンとの間に設けられて、このパワーローラに加わるスラスト荷重の他、このスラスト荷重に比べて小さなラジアル荷重が作用する状態で使用されるハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受であって、上記トラニオンの内側面にスペーサを介して突き当てられた、軸方向に関する厚さ寸法が上記パワーローラの軸方向に関する厚さ寸法よりも小さい外輪と、この外輪の軸方向内側面に形成された、断面形状が円弧状で全体が円環状の外輪軌道と、上記外輪と同心に配置された上記パワーローラの軸方向外側面でこの外輪軌道と対向する部分に形成された、断面形状が円弧状で全体が円環状の内輪軌道と、それぞれの転動面をこれら外輪軌道と内輪軌道とに当接させた複数の玉とを備え、これら外輪軌道と内輪軌道との少なくとも外輪軌道の断面形状の曲率半径を、上記各玉の半径以上の範囲で、当該軌道の幅方向中央部よりも幅方向両側で小さくしたハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受。
【請求項２】
外輪軌道及び内輪軌道の断面形状の曲率半径を、これら各軌道の幅方向中央部よりも幅方向両側で小さくした、請求項１に記載したハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受。
【請求項３】

外輪軌道の断面形状の曲率半径が内輪軌道の断面形状の曲率半径よりも小さい、請求項２に記載したハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【産業上の利用分野】

この発明に係るハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受は、ハーフトロイダル型無段変速機を構成するパワーローラに加わるスラスト荷重を支承するのに利用する。

【０００２】

【従来の技術】

自動車用変速機、或は各種産業機械用の変速機として、図４～５に略示する様なトロイダル型無段変速機を使用する事が研究されている。このトロイダル型無段変速機は、例えば実開昭６２－７１４６５号公報に開示されている様に、入力軸１と同心に入力側ディスク２を支持し、出力軸３の端部に出力側ディスク４を固定している。トロイダル型無段変速機を納めたケーシングの内面、或はこのケーシング内に設けられた支持ブラケットには、前記入力軸１並びに出力軸３に対して捻れの位置にある枢軸５、５を中心として揺動するトラニオン６、６が設けられている。

【０００３】

各トラニオン６、６は、両端部外側面に前記枢軸５、５を設けている。又、各トラニオン６、６の中心部には変位軸７、７の基端部を支持し、上記枢軸５、５を中心として各トラニオン６、６を揺動させる事により、各変位軸７、７の傾斜角度の調節を自在としている。各トラニオン６、６に支持された変位軸７、７の周囲には、それぞれパワーローラ８、８を回転自在に支持している。そして、各パワーローラ８、８を、前記入力側、出力側両ディスク２、４の間に挟持している。

【０００４】

入力側、出力側両ディスク２、４の互いに対向する内側面２ａ、４ａは、それぞれ断面形状が、ほぼ上記枢軸５を中心とする円弧形の凹面をなしている。そして、球面状の凸面に形成された各パワーローラ８、８の周面８ａ、８ａは、前記内側面２ａ、４ａに当接させている。

【０００５】

前記入力軸１と入力側ディスク２との間には、ローディングカム式の押圧装置９を設け、この押圧装置９によって、前記入力側ディスク２を出力側ディスク４に向け、弾性的に押圧している。この押圧装置９は、入力軸１と共に回転するカム板１０と、保持器１１により保持された複数個（例えば４個）のローラ１２、１２とから構成されている。前記カム板１０の片側面（図４～５の左側面）には、円周方向に関する凹凸面であるカム面１３を形成し、又、前記入力側ディスク２の外側面（図４～５の右側面）にも、同様のカム面１４を形成している。そして、前記複数個のローラ１２、１２を、前記入力軸１の中心に対して放射状に配置している。

【０００６】

上述の様に構成されるトロイダル型無段変速機の使用時、入力軸１の回転に伴ってカム板１０が回転すると、カム面１３によって複数個のローラ１２、１２が、入力側ディスク２の外側面に形成したカム面１４に押圧される。この結果、前記入力側ディスク２が前記複数のパワーローラ８、８に押圧されると同時に、前記１対のカム面１３、１４と複数個のローラ１２、１２との噛合に基づいて、前記入力側ディスク２が回転する。そして、この入力側ディスク２の回転が、前記複数のパワーローラ８、８を介して出力側ディスク４に伝達され、この出力側ディスク４に固定の出力軸３が回転する。

【０００７】

入力軸１と出力軸３との回転速度を変える場合で、先ず入力軸１と出力軸３との間で減速を行なう場合には、枢軸５、５を中心として各トラニオン６、６を揺動させ、各パワーローラ８、８の周面８ａ、８ａが図４に示す様に、入力側ディスク２の内側面２ａの中心寄り部分と出力側ディスク４の内側面４ａの外周寄り部分とにそれぞれ当接する様に、各変

位軸７、７を傾斜させる。

【０００８】

反対に、増速を行なう場合には、各パワーローラ８、８の周面８ａ、８ａが図５に示す様に、入力側ディスク２の内側面２ａの外周寄り部分と出力側ディスク４の内側面４ａの中心寄り部分とに、それぞれ当接する様に、各変位軸７、７を傾斜させる。各変位軸７、７の傾斜角度を、図４と図５との中間にすれば、入力軸１と出力軸３との間で、中間の変速比を得る事ができる。

【０００９】

図４～５には、トロイダル型無段変速機の基本構造のみを示しているが、自動車用変速機等としてより具体化した構造も、例えば実願昭６１－８７５２３号（実開昭６２－１９９５５７号）のマイクロフィルムに記載されている様に、従来から種々知られている。

【００１０】

ところで、上述の様なトロイダル型無段変速機の運転時に上記各パワーローラ８、８は、入力側ディスク２及び出力側ディスク４からのスラスト荷重を受けつつ、高速で回転する。この為、これら各パワーローラ８、８と前記各トラニオン６、６との間には、図６に示す様にスラスト玉軸受１５を設けている。

【００１１】

上記スラスト玉軸受１５は、第二の軌道輪である内輪としての機能を兼ね備える上記パワーローラ８と、複数の玉１６、１６と、これら複数の玉１６、１６を転動自在に保持する為の保持器２０と、上記パワーローラ８と同じ中心軸αを有する、第一の軌道輪である外輪１７とから構成されている。尚、上記パワーローラ８、玉１６、１６、外輪１７は、それぞれ軸受鋼、浸炭鋼等の軸受用鋼、或はセラミックにより形成されている。又、上記パワーローラ８の軸方向片面（図６の上面）には第二の軌道である内輪軌道１８を、上記外輪１７の軸方向片面（図６の下面）で上記内輪軌道１８と対向する部分には第一の軌道である外輪軌道１９を、それぞれ形成している。これら各軌道１８、１９は、それぞれ断面形状が円弧形で全体が円環状とされている。上記各玉１６、１６の転動面は、これら内輪軌道１８と外輪軌道１９とに転がり接触する。

【００１２】

又、前記保持器２０は、金属或は合成樹脂により円輪状に造られた主体２１を有する。この主体２１の直径方向中間部で円周方向等間隔位置には、円形のポケット２２、２２を形成し、これら各ポケット２２、２２に上記玉１６、１６を、１個ずつ、転動自在に保持している。更に、外輪１７は、やはり円輪状に形成されたスペーサ２３を介して、前記各トラニオン６の内側面に突き当てられている。トロイダル型無段変速機の運転時に、この様なスラスト玉軸受１５は、前記各パワーローラ８、８に加わるスラスト荷重を支承しつつ、高速で回転する。尚、２４は、スラスト玉軸受１５に潤滑油を供給する給油孔である。

【００１３】

ところで、上述の様なトロイダル型無段変速機に組み込まれるスラスト玉軸受１５には、次の▲１▼▲２▼の様な機能を要求される。

▲１▼　入力側ディスク２と出力側ディスク４との間での動力伝達のロスを小さくすべく（伝達効率を向上させる）、回転トルクが小さい事。

▲２▼　十分な耐久性を確保すべく、各玉１６、１６の転動面、並びに内輪軌道１８、外輪軌道１９の寿命を長くする事。

【００１４】

スラスト玉軸受の場合、上記▲１▼の条件を満たす為には、上記内輪軌道１８及び外輪軌道１９の断面形状の曲率半径を大きくして、上記玉の転動面と内輪軌道１８及び外輪軌道１９との接触幅を狭くし、玉１６、１６の転がり抵抗を小さくする必要がある。これに対して、上記▲２▼の条件を満たす為には、上記内輪軌道１８及び外輪軌道１９の断面形状の曲率半径（玉１６、１６の半径より大きい）を小さくして、上記転動面と内輪軌道１８及び外輪軌道１９との接触幅を広くし、上記転動面と内輪軌道１８及び外輪軌道１９との接触面圧を低くする必要がある。

【００１５】
この様に、スラスト玉軸受１５には、相反する要求がある。この為従来は、実用上満足できる程度の耐久性を確保しつつ、やはり実用上満足できる程度の伝達効率を確保できる程度に、上記内輪軌道１８及び外輪軌道１９の断面形状の曲率半径を規制していた。より具体的には、例えば図７に示す様に、パワーローラ８の軸方向片面に形成した内輪軌道１８の断面形状の曲率半径r_{18}と、上記外輪１７の軸方向片面に形成した外輪軌道１９の断面形状の曲率半径r_{19}とを互いに等しい適当な単一曲面（途中で曲率が変化しない曲面）としていた。
【００１６】
【発明が解決しようとする課題】
ところが、実際にトロイダル型無段変速機に組み込まれてパワーローラ８を支承するスラスト玉軸受の場合には、内輪軌道１８及び外輪軌道１９を単一曲面とした場合には、必ずしも十分な（設計値通りの）耐久性を得られない可能性がある事が実験により確認され、この原因の主要因は上記パワーローラ８に加わるラジアル荷重による事が解った。
【００１７】
即ち、トロイダル型無段変速機、特に入力側、出力側両ディスク２、４の内側面２ａ、４ａの断面形状が四分の一円弧形である所謂ハーフトロイダル型無段変速機の場合、運転時に上記パワーローラ８には、スラスト荷重だけでなくラジアル荷重が加わった複雑な力（荷重）が作用する。この様なラジアル荷重は、ディスク２、４とパワーローラ８との接触部に加わるトラクション力や、パワーローラ８を支持しているトラニオン６が変速比変更に伴って傾斜したり、或は構成各部材の組み立て精度、或は自重に基づく偏荷重により発生する。しかも、この様なラジアル荷重に結び付く偏荷重が発生する方向や発生した場合の大きさは、変速比や回転速度等によりまちまちである。
【００１８】
この様な偏荷重に基づくラジアル荷重は、スラスト荷重に比べて遥かに小さい（１／１０以下）が、スラスト玉軸受１５を構成するパワーローラ８と外輪１７とを直径方向に互って相対変位させてしまう。即ち、従来のハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受は、（ラジアル荷重を含まない）純粋なスラスト荷重を支承する事を前提に考えられていた為、比較的小さなラジアル荷重を受けただけで、上記パワーローラ８と外輪１７とが、無視できない程相対変位する。この様にパワーローラ８と外輪１７とが相対変位した状態のまま、上記パワーローラ８が大きなスラスト荷重を支承しつつ回転すると、玉１６、１６がスラスト玉軸受本来の運動とは異なる複雑な運動をする。この場合には、各玉１６、１６の転動面と上記内輪軌道１８及び外輪軌道１９との間の摩擦状態に、転がり摩擦だけでなく滑り摩擦も加わる。
【００１９】
この結果、内輪軌道１８と外輪軌道１９との一部、即ちラジアル荷重を受けた状態で上記各玉１６、１６の転動面が接触する部分（各軌道の幅方向中央部から直径方向にずれた部分）に、フレーキング等の損傷が生じ易くなり、スラスト玉軸受１５の耐久性が損なわれる。特に上記外輪１７は、ハーフトロイダル型無段変速機の小型軽量化を図る為、パワーローラ８に比べて薄肉に形成されており、必ずしも十分な剛性を確保できない為、耐久性が不足しがちとなる。
【００２０】
上述の様な理由に基づいてスラスト玉軸受の寿命が低下する事を防止する為には、上記各曲率半径r_{18}、r_{19}を小さくして玉１６、１６の半径（D_{16}／２）に近づける事が考えられる。この様に各曲率半径r_{18}、r_{19}を小さくすると、各玉１６、１６の転動面と上記各軌道１８、１９との接触面積が広くなり、接触面圧が小さくなる。同時に、パワーローラ８がラジアル荷重を受けた場合に、このパワーローラ８と外輪１７とが直径方向に相対変位する事を防止（変位量を少なく）して、軸受寿命を延長する（耐久性を向上させる）事ができる。
【００２１】

ところが、単に内輪軌道１８の断面形状の曲率半径r_{18}と外輪軌道１９の断面形状の曲率半径r_{19}とを小さくした場合、これら両軌道１８、１９と玉１６、１６との転がり抵抗が増大して、スラスト玉軸受の回転トルクが増大する。この結果、前記パワーローラ８の回転に要する力が増大し、スラスト玉軸受を組み込んだハーフトロイダル型無段変速機の性能を低下させる原因となる為、好ましくない。本発明のハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受は、この様な事情に鑑みて発明したものである。

【００２２】

【課題を解決する為の手段】

本発明のハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受は、入力側ディスクの内側面と出力側ディスクの内側面との間に挟持したパワーローラをトラニオンの内側面に回転自在に支持する為、これらパワーローラとトラニオンとの間に設けられて、このパワーローラに加わるスラスト荷重の他、このスラスト荷重に比べて小さなラジアル荷重が作用する状態で使用される。

【００２３】

この様な状態で使用される本発明のハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受は、上記トラニオンの内側面にスペーサを介して突き当てられた、軸方向に関する厚さ寸法が上記パワーローラの軸方向に関する厚さ寸法よりも小さい外輪と、この外輪の軸方向内側面に形成された、断面形状が円弧状で全体が円環状の外輪軌道と、上記外輪と同心に配置された上記パワーローラの軸方向外側面でこの外輪軌道と対向する部分に形成された、断面形状が円弧状で全体が円環状の内輪軌道と、それぞれの転動面をこれら外輪軌道と内輪軌道とに当接させた複数の玉とを備える。そして、これら外輪軌道と内輪軌道との少なくとも外輪軌道の断面形状の曲率半径を、上記各玉の半径以上の範囲で、当該軌道の幅方向中央部よりも幅方向両側で小さくしている。

【００２４】

【作用】

上述の様に構成される本発明のハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受の場合には、回転トルクの増大を抑えつつ、耐久性の向上を図る事ができる。

【００２５】

即ち、ラジアル荷重を受けず（又はラジアル荷重が無視できる程度に小さく）、外輪とパワーローラとの間で直径方向に亙る相対変位が生じていない場合には、複数の玉の転動面は、外輪軌道と内輪軌道との幅方向中央部に当接する。各軌道の幅方向中央部の断面形状の曲率半径は比較的大きいので、上記転動面と各軌道との接触幅は狭く、玉の転がり抵抗が小さくなって、ハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受の回転トルクが小さくなる。

【００２６】

又、ラジアル荷重が加わり外輪とパワーローラとが直径方向に相対変位すると、複数個の玉の転動面が上記各軌道に、当該軌道の幅方向片側に寄った部分で当接する。少なくとも外輪軌道に関しては、この部分の断面形状の曲率半径は小さいので、上記転動面とこの外輪軌道との接触幅が広くなり、上記転動面とこの外輪軌道との接触面圧が低くなる。この結果、ラジアル荷重を受けた状態でも、この外輪軌道に加わる応力が過大とはならず、この外輪軌道を含めたハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受の耐久性向上を図れる。

【００２７】

【実施例】

図１～２は、請求項１～３に対応する、本発明の第一実施例を示している。尚、本実施例のハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受の特徴は、回転トルクの増大を抑えつつパワーローラ８Ａ及び外輪１７ａの寿命延長を図るべく、内輪軌道１８ａ及び外輪軌道１９ａの断面形状を工夫した点にあり、その他の構成及び作用は、例えば前述したトロイダル型無段変速機に組み込まれている様な、従来から知られたハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受と同様である。よって、重複する説明を省略し、本発明の特徴部分

を中心に説明する。

【００２８】

外輪軌道１９ａ及び内輪軌道１８ａは何れも、単一曲面ではなく、曲率半径の異なる複数の曲面を滑らかに連続させる事で構成されている。即ち、上記両軌道１９ａ、１８ａの断面形状は、幅方向中央部分の曲率半径R_{19a}、R_{18a}を大きく、幅方向両側部分の曲率半径r_{19a}、r_{18a}を小さく（R_{19a}＞r_{19a}、R_{18a}＞r_{18a}）している。

【００２９】

即ち、曲率半径R_{19a}、r_{19a}、R_{18a}、r_{18a}のうち、上記各軌道１９ａ、１８ａの幅方向中央部分の曲率半径R_{19a}、R_{18a}は、従来のハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受の場合と同様の値、或はその値よりも大きくしているのに対して、上記各軌道１９ａ、１８ａの断面形状の幅方向両側部分の曲率半径r_{19a}、r_{18a}は、上記R_{19a}、R_{18a}より玉１６の外径D_{16}の二分の一（半径）に近づけている。

【００３０】

上記外輪軌道１９ａの断面形状と内輪軌道１８ａの断面形状とは同じ（該当部分の曲率半径を同じとする）でも良いが、異ならせる事もできる。異ならせる場合には、外輪軌道１９ａの断面形状の曲率半径を内輪軌道１８ａの断面形状の曲率半径よりも小さくする事が好ましい。この理由は、外輪１７ａの厚さ寸法がパワーローラ８Ａの厚さ寸法よりも小さく、外輪１７ａの剛性を必ずしも十分に確保できず、上記外輪軌道１９ａの寿命が内輪軌道１８ａの寿命よりも短くなる傾向がある為である。

【００３１】

尚、これら各寸法の関係は、例えば次の様に規制する事が適当である。

$R_{19a}-r_{19a}=(0.01\sim0.2)D_{16}$

$R_{18a}-r_{18a}=(0.01\sim0.2)D_{16}$

【００３２】

上述の様に構成される本発明のハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受の場合には、回転トルクの増大を抑えつつ、耐久性の向上を図る事ができる。

【００３３】

即ち、ラジアル荷重を受けず（又はラジアル荷重が無視できる程度に小さく）、パワーローラ８Ａと外輪１７ａとの間で直径方向に関する相対変位が生じていない場合に複数の玉１６、１６の転動面は、図１に示す様に、外輪軌道１９ａ及び内輪軌道１８ａの幅方向中央部に当接する。上述の様に、各軌道１９ａ、１８ａの幅方向中央部の断面形状の曲率半径R_{19a}、R_{18a}は比較的大きいので、上記転動面と各軌道１９ａ、１８ａとの接触幅ｌは狭くなる。

【００３４】

従って、玉１６、１６の転がり抵抗が小さくなって、スラスト玉軸受１５の回転トルクが小さくなる。この結果、このスラスト玉軸受１５を組み込んだトロイダル型無段変速機の伝達効率が十分に高くなる。この際、上記転動面と各軌道１９ａ、１８ａとの接触面圧の最大値P_{max}が大きくなるが、これら転動面と各軌道１９ａ、１８ａとの接触状態は、純転がり接触に近い状態となり、滑り摩擦は殆ど生じない。従って、上記最大値P_{max}が大きくなっても、上記転動面並びに各軌道１９ａ、１８ａの耐久性が実用上問題となる程低下する事はない。

【００３５】

又、ラジアル荷重が加わって上記パワーローラ８Ａと外輪１７ａとが直径方向に相対変位すると、図２に示す様に上記複数個の玉１６、１６の転動面が、上記各軌道１９ａ、１８ａに、これら各軌道１９ａ、１８ａの幅方向片側に寄った部分で当接する。この部分の断面形状の曲率半径r_{19a}、r_{18a}は小さいので、上記転動面とこれら両軌道１９ａ、１８ａとの接触幅Ｌが広くなり、上記転動面と各軌道１９ａ、１８ａとの接触面圧の最大値P'_{max}が低くなる（＜P_{max}）。この結果、ラジアル荷重を受けた状態でも、上記転動面及び各軌道１９ａ、１８ａに加わる応力が過大とはならず、これら転動面及び各軌道１９ａ、１８ａを含めたハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受の耐久性向上を図れ

る。

【００３６】

即ち、上述の様にパワーローラ８Ａと外輪１７ａとが直径方向に相対変位した場合には、上記転動面とこれら両軌道１９ａ、１８ａとの接触部分に転がり摩擦だけでなく滑り摩擦が作用するが、本発明のハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受の場合には、接触面圧の最大値が小さくなる分だけ、外輪軌道１９ａ及び内輪軌道１８ａの弾性変形量が少なくなる。この結果、ハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受の使用に伴って上記外輪軌道１９ａ及び内輪軌道１８ａに繰り返し加わる応力歪が小さくなり、これら外輪軌道１９ａ及び内輪軌道１８ａを含むパワーローラ８Ａ及び外輪１７ａの寿命延長を図れる。

【００３７】

又、外輪軌道１９ａ及び内輪軌道１８ａの断面形状の曲率半径が幅方向両側で小さくなっている分、これら各軌道１９ａ、１８ａに対して玉１６、１６がラジアル方向に変位しにくくなる。この結果上記外輪軌道１９ａ及び内輪軌道１８ａに、玉１６、１６の変位に基づく偏荷重が加わりにくくなって、やはり上記パワーローラ８Ａ及び外輪１７の寿命延長を図れる。

【００３８】

即ち、上記パワーローラ８Ａと外輪１７ａとがラジアル方向に相対変位した場合には、変位量に応じた大きさの偏荷重が上記各玉１６、１６の転動面と上記内輪軌道１８ａ及び外輪軌道１９ａとの当接部に加わり易くなる。これに対して本発明のハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受の場合には、上記変位量を少なく抑えられる為、上記偏荷重を小さくして、ハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受の寿命延長を図れる。

【００３９】

次に、図３は、請求項１にのみ対応する、本発明の第二実施例を示している。本実施例の場合には、外輪軌道１９ａのみを、単一曲面ではなく、曲率の異なる曲面を滑らかに連続させる事で構成している。即ち、上記外輪軌道１９ａの断面形状を、幅方向中央部分の曲率半径R_{19a}より幅方向両側部分の曲率半径r_{19a}が小さい、複合曲面としている。一方、パワーローラ８Ａに形成した内輪軌道１８は、断面形状の曲率半径R_{18}が比較的大きな（R_{18}　R_{19a}）単一曲面としている。

【００４０】

本実施例の場合には、剛性が低く、振動によりパワーローラ８に比べて耐久性に関して悪影響を受け易い外輪１７ａの外輪軌道１９ａの断面形状を工夫する事により、この外輪１７ａの耐久性向上を図ったものである。本実施例の場合、前述した第一実施例の場合に比べて、耐久性向上効果が少し劣るが、従来のハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受に比べた場合には、十分に耐久性向上を図れる。しかも、内輪軌道１８の加工が容易になる為、製作費を余り高くする事なく、実用上十分な性能を発揮するハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受を得られる。

【００４１】

尚、上述の各実施例の場合には、各軌道１９ａ、１８ａの幅方向両側部分を曲率半径r_{19a}、r_{18a}を有する単一の曲面としたが、この両側部分を２種類以上の曲率半径を有する円弧を連続させた複合曲面とする事もできる。この場合には、幅方向端縁に向かう程曲率半径が小さくなる様にするのが好ましい。尚、軌道１９ａ、１８ａの断面形状は、幅方向中央部と幅方向両側との少なくとも一方が、いくつかの円弧の連続から成る円弧状でも良い。又、外輪軌道１９ａ及び内輪軌道１８ａの少なくとも一方は断面形状がいくつかの円弧の連続から成る円弧状でも良い。

【００４２】

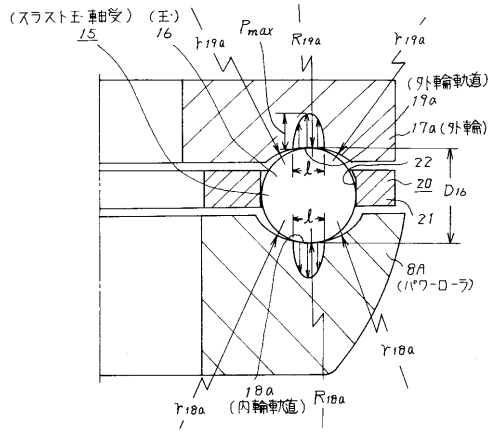
【発明の効果】

本発明のハーフトロイダル型無段変速機用スラスト玉軸受は、以上に述べた通り構成され作用する為、回転トルクの増大を防止し、耐久性並びに信頼性の向上を図れる。

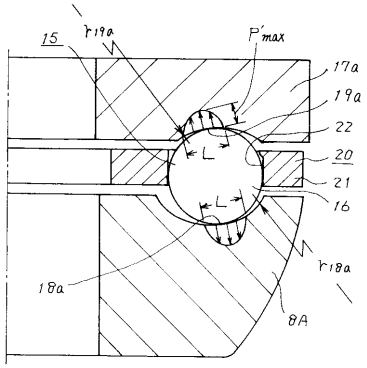
【図面の簡単な説明】

【図１】本発明の第一実施例を、スラスト荷重のみを受けている状態で示す半部断面図。
【図２】パワーローラにラジアル荷重が加わった状態を示す、図１と同様の断面図。
【図３】本発明の第二実施例を示す、図１と同様の図。
【図４】スラスト玉軸受を組み込んだハーフトロイダル型無段変速機の基本的構成を、最大減速時の状態で示す側面図。
【図５】同じく最大増速時の状態で示す側面図。
【図６】スラスト玉軸受並びにその潤滑装置部分の断面図。
【図７】スラスト玉軸受のみを取り出して示す断面図。
【符号の説明】
１　　入力軸
２　　入力側ディスク
２ａ　内側面
３　　出力軸
４　　出力側ディスク
４ａ　内側面
５　　枢軸
６　　トラニオン
７　　変位軸
８、８Ａ　　パワーローラ
８ａ　周面
９　　押圧装置
１０　　カム板
１１　　保持器
１２　　ローラ
１３、１４　カム面
１５　　スラスト玉軸受
１６　　玉
１７、１７ａ　外輪
１８、１８ａ　　内輪軌道
１９、１９ａ　　外輪軌道
２０　　保持器
２１　　主体
２２　　ポケット
２３　　スペーサ
２４　　給油孔

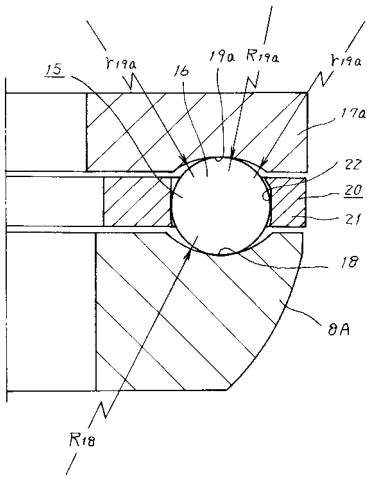
【図１】



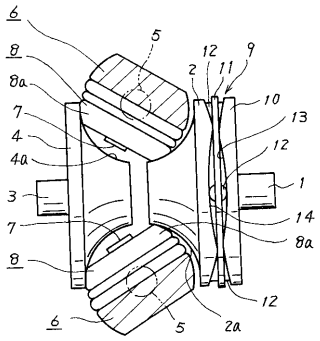
【図２】



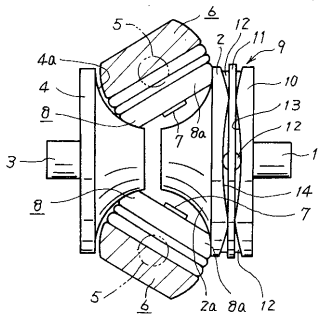
【図３】



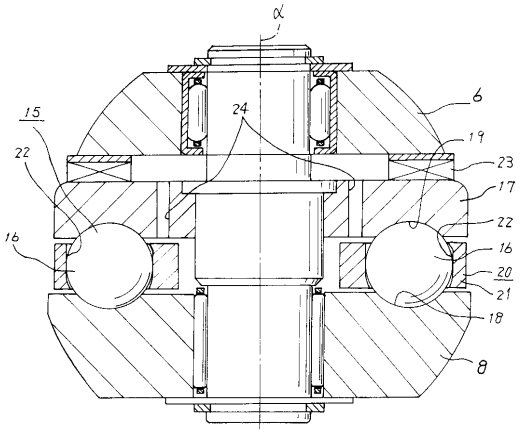
【図４】



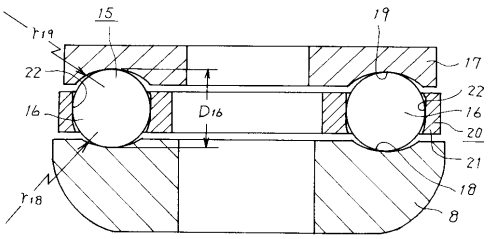
【図５】



【図６】



【図７】



フロントページの続き

(72)発明者　五位野　良
神奈川県横浜市旭区市沢町５１２－１７

合議体
審判長　前田　幸雄
審判官　常盤　務
審判官　村本　佳史

(56)参考文献　特開平１－２９９３５８（ＪＰ，Ａ）
特開昭５３－１３９０４７（ＪＰ，Ａ）
特開昭５３－５２８４７（ＪＰ，Ａ）
特開昭５６－３１５２４（ＪＰ，Ａ）
特公昭４０－７６０８（ＪＰ，Ｂ１）
実公昭３４－１７５２１（ＪＰ，Ｙ１）

(58)調査した分野(Int.Cl.[7]，ＤＢ名)
F16C 33/58
F16C 19/10
F16H 15/38