

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第3718973号
(P3718973)

(45) 発行日 平成17年11月24日(2005.11.24)

(24) 登録日 平成17年9月16日(2005.9.16)

(51) Int.CI.⁷

F 1

F 1 6 H 15/38

F 1 6 H 15/38

請求項の数 2 (全 14 頁)

(21) 出願番号 特願平9-313464
 (22) 出願日 平成9年11月14日(1997.11.14)
 (65) 公開番号 特開平11-148542
 (43) 公開日 平成11年6月2日(1999.6.2)
 審査請求日 平成16年8月27日(2004.8.27)

(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 100087457
 弁理士 小山 武男
 (74) 代理人 100056833
 弁理士 小山 欽造
 (72) 発明者 今西 尚
 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 後藤 伸夫
 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

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】トロイダル型無段変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

回転自在に支持された入力軸と、この入力軸と共に回転自在な入力側ディスクと、この入力側ディスクと同心に配置され、且つこの入力側ディスクに対する回転自在に支持された出力側ディスクと、これら入力側、出力側両ディスクの軸方向に関してこれら両ディスクの中間部に、これら両ディスクの軸方向に対し直角方向で且つこれら両ディスクの中心軸に対し捻れの位置に配置されて当該位置で揺動する複数のトラニオンと、これら各トラニオンに支持された変位軸に回転自在に支持され、入力側、出力側両ディスクの間に挟持された複数個のパワーローラと、これら各パワーローラの外側面と上記各トラニオンの内側面との間に設けたスラスト転がり軸受とから構成され、入力側、出力側両ディスクの互いに対向する内側面を、それぞれ断面が円弧形の凹面とし、上記各パワーローラの周面を球面状の凸面として、この周面と上記内側面とを当接させたトロイダル型無段変速機に於いて、上記スラスト転がり軸受の外輪を上記各トラニオンの内側面に添設しており、上記各パワーローラの周面及びこれら各パワーローラの外側面に形成した内輪軌道部分に、硬度がHv 550以上である硬化層を、これら各面の表面から2~4mmの範囲まで形成しており、上記外輪の内側面に形成した外輪軌道部分に同様の硬化層を、表面から0.7~1.5mmの範囲まで形成している事を特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項2】

各パワーローラの表面に熱処理による硬化層を形成しており、これら各パワーローラの内周面と外側面との連続部には、これら各パワーローラの軸方向に亘る寸法が、これら各

パワーローラ全体の軸方向寸法の15%以下の面取り部が、上記硬化層を形成した後に形成されており、上記硬化層のうちの熱処理異常層はこの面取り部で除去されている、請求項1に記載したトロイダル型無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明に係るトロイダル型無段変速機は、例えば自動車用の自動変速機として利用する。特に本発明は、この様なトロイダル型無段変速機を構成するパワーローラ部分の耐久性向上を図るものである。

【0002】

10

【従来の技術】

自動車用変速機として、図5～6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、この入力軸1と同心に配置された出力軸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収めたケーシングの内側には、枢軸5、5を中心として揺動する複数個（通常2～3個）のトラニオン6、6を設けている。尚、これら各枢軸5、5は、上記入力側、出力側両ディスク2、4の軸方向（図5～6の左右方向）に関してこれら両ディスク2、4の中間部に、これら両ディスク2、4の軸方向に対し直角方向で且つこれら両ディスク2、4の中心軸に対し捻れの位置に配置している

20

【0003】

即ち、これら各トラニオン6、6は、それぞれの両端部外側面に上記各枢軸5、5を設けている。又、これら各トラニオン6、6の中間部には変位軸7、7の基端部を支持し、上記各枢軸5、5を中心として上記各トラニオン6、6を揺動させる事により、上記各変位軸7、7の傾斜角度の調節を自在としている。上記各トラニオン6、6に支持した変位軸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、これら各パワーローラ8、8を、上記入力側、出力側両ディスク2、4の間に挟持している。これら入力側、出力側両ディスク2、4の互いに対向する内側面2a、4aは、それぞれ断面が、上記枢軸5上の点を中心とする円弧を、上記入力軸1及び出力軸3を中心に回転させた場合に得られる凹面をなしている。そして、球状凸面に形成された各パワーローラ8、8の周面8a、8aを、上記内側面2a、4aに当接させている。

30

【0004】

上記入力軸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、上記入力側ディスク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とから構成している。上記カム板10の片側面（図5～6の左側面）には、円周方向に亘る凹凸面であるカム面13を形成し、上記入力側ディスク2の外側面（図5～6の右側面）にも、同様のカム面14を形成している。そして、上記複数個のローラ12、12を、上記入力軸1の中心に対して放射方向の軸を中心とする回転自在に支持している。

40

【0005】

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が複数個のローラ12、12を、入力側ディスク2外側面のカム面14に押圧する。この結果、上記入力側ディスク2が、上記各パワーローラ8、8に押圧されると同時に、上記1対のカム面13、14と複数個のローラ12、12との押し付け合いに基づいて、上記入力側ディスク2が回転する。そして、この入力側ディスク2の回転が、上記各パワーローラ8、8を介して出力側ディスク4に伝わり、この出力側ディスク4に固定の出力軸3を回転させる。

【0006】

入力軸1と出力軸3との回転速度比（変速比）を変える場合で、先ず入力軸1と出力軸3

50

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 8 a、8 a が図 5 に示す様に、入力側ディスク 2 の内側面 2 a の中心寄り部分と出力側ディスク 4 の内側面 4 a 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。反対に、增速を行なう場合には、上記枢軸 5、5 を中心として上記各トラニオン 6、6 を揺動させ、各パワーローラ 8、8 の周面 8 a、8 a が図 6 に示す様に、入力側ディスク 2 の内側面 2 a の外周寄り部分と出力側ディスク 4 の内側面 4 a 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 5 と図 6 との中間にすれば、入力軸 1 と出力軸 3との間で、中間の变速比を得られる。

【0007】

10

更に、図 7～8 は、実願昭 63-69293 号（実開平 1-173552 号）のマイクロフィルムに記載された、より具体化されたトロイダル型無段变速機を示している。入力側ディスク 2 と出力側ディスク 4 とは入力軸 15 の周囲に、それぞれニードル軸受 16、16 を介して回転自在に支持している。又、カム板 10 は上記入力軸 15 の端部（図 7 の左端部）外周面にスプライン係合し、鍔部 17 により、上記入力側ディスク 2 から離れる方向への移動を阻止している。そして、このカム板 10 とローラ 12、12 とにより、上記入力軸 15 の回転に基づいて上記入力側ディスク 2 を、出力側ディスク 4 に向け押圧しつつ回転させる、ローディングカム式の押圧装置 9 を構成している。上記出力側ディスク 4 には出力歯車 18 を、キー 19、19 により結合し、これら出力側ディスク 4 と出力歯車 18 とが同期して回転する様にしている。この出力歯車 18、並びにこの出力歯車 18 と噛合した図示しない歯車等が、出力ディスクの回転を取り出す為の動力取り出し手段を構成する。

20

【0008】

1 対のトラニオン 6、6 の両端部に設けた枢軸 5、5 は 1 対の支持ポスト 20、20 に、揺動並びに軸方向（図 7 の表裏方向、図 8 の左右方向）に亘る変位自在に支持している。上記 1 対の支持ポスト 20、20 は、十分な剛性を有する金属板状で、中央部に形成した円孔 21 を、ケーシング 22 の内面若しくはこのケーシング 22 内に設けたシリンドケース 23 の側面に固設した支持ピン 24 a、24 b に外嵌する事により、上記ケーシング 22 の内側に、揺動並びに上記各枢軸 5、5 の軸方向に亘る変位自在に支持している。又、上記各支持ポスト 20、20 の両端部には、それぞれ円形の支持孔 25、25 を形成しており、これら各支持孔 25、25 に、それぞれ上記各枢軸 5、5 を、それぞれが外輪 26、26 を備えたラジアルニードル軸受 27、27 により、支持している。これらの構成に基づいて上記各トラニオン 6、6 を、上記各枢軸 5、5 を中心とする揺動並びにこれら各枢軸 5、5 の軸方向に亘る変位を自在として、上記ケーシング 22 内に支持している。

30

【0009】

上述の様にして上記ケーシング 22 内に支持した、上記各トラニオン 6、6 の中間部に形成した円孔 40、40 部分に、変位軸 7、7 を支持している。これら各変位軸 7、7 は、互いに平行で且つ偏心した支持軸部 28、28 と枢支軸部 29、29 とを、それぞれ有する。このうちの各支持軸部 28、28 を上記各円孔 40、40 の内側に、ラジアルニードル軸受 30、30 を介して、揺動自在に支持している。又、上記各枢支軸部 29、29 の周囲にパワーローラ 8、8 を、ラジアルニードル軸受 31、31 を介して、回転自在に支持している。

40

【0010】

尚、上記 1 対の変位軸 7、7 は、前記入力軸 15 を中心として、180 度反対側位置に設けている。又、これら各変位軸 7、7 の各枢支軸部 29、29 が各支持軸部 28、28 に対し偏心している方向は、上記入力側、出力側両ディスク 2、4 の回転方向に関し同方向（図 8 で左右逆方向）としている。又、偏心方向は、上記入力軸 15 の配設方向（図 7 の左右方向、図 8 の表裏方向）に対しほぼ直交する方向としている。従って上記各パワーローラ 8、8 は、上記入力軸 15 の配設方向に亘る若干の変位自在に支持される。この結果、構成各部品の寸法精度のばらつき、或は動力伝達時の弾性変形等に起因して、上記各パ

50

ワーローラ 8、8 が上記入力軸 15 の軸方向（図 7 の左右方向、図 8 の表裏方向）に変位する傾向となった場合でも、構成各部品に無理な力を加える事なく、この変位を吸収できる。

【0011】

又、上記各パワーローラ 8、8 の外側面と上記各トラニオン 6、6 の中間部内側面との間には、パワーローラ 8、8 の外側面の側から順に、スラスト玉軸受 32、32 等のスラスト転がり軸受と、次述する外輪 33、33 に加わるスラスト荷重を支承するスラストニードル軸受 34、34 等のスラスト軸受とを設けている。このうちのスラスト玉軸受 32、32 は、請求項 1 に記載したスラスト転がり軸受に相当するもので、上記各パワーローラ 8、8 に加わるスラスト方向の荷重を支承しつつ、これら各パワーローラ 8、8 の回転を許容する。又、上記各スラストニードル軸受 34、34 は、上記各パワーローラ 8、8 から上記各スラスト玉軸受 32、32 の外輪 33、33 に加わるスラスト荷重を支承しつつ、上記枢支軸部 29、29 及び上記外輪 33、33 が上記支持軸部 28、28 を中心に揺動する事を許容する。
10

【0012】

又、上記各トラニオン 6、6 の一端部（図 8 の左端部）には、それぞれ駆動ロッド 35、35 を結合し、これら各駆動ロッド 35、35 の中間部外周面に駆動ピストン 36、36 を固設している。そして、これら各駆動ピストン 36、36 をそれぞれ、前記シリンダケース 23 内に設けた駆動シリンダ 37、37 内に油密に嵌装している。更に、前記ケーシング 22 内に設けた支持壁 38 と前記入力軸 15 との間には 1 対の転がり軸受 39、39 を設けて、上記入力軸 15 を上記ケーシング 22 内に回転自在に支持している。
20

【0013】

上述の様に構成するトロイダル型無段变速機の場合には、入力軸 15 の回転を押圧装置 9 を介して入力側ディスク 2 に伝える。そして、この入力側ディスク 2 の回転を、1 対のパワーローラ 8、8 を介して出力側ディスク 4 に伝達し、更にこの出力側ディスク 4 の回転を、前記出力歯車 18 より取り出す。上記入力軸 15 と出力歯車 18 との間の回転速度比を変える場合には、前記 1 対の駆動ピストン 36、36 を互いに逆方向に変位させる。これら各駆動ピストン 36、36 の変位に伴って上記 1 対のトラニオン 6、6 が、それぞれ逆方向に変位し、例えば図 8 の下側のパワーローラ 8 が同図の右側に、同図の上側のパワーローラ 8 が同図の左側に、それぞれ変位する。この結果、これら各パワーローラ 8、8 の周面 8a、8a と上記入力側ディスク 2 及び出力側ディスク 4 の内側面 2a、4a との当接部に作用する、接線方向の力の向きが変化する。そして、この力の向きの変化に伴って上記各トラニオン 6、6 が、支持ポスト 20、20 に枢支された枢軸 5、5 を中心として、図 7 で互いに逆方向に揺動する。この結果、前述の図 5～6 に示した様に、上記各パワーローラ 8、8 の周面 8a、8a と上記各内側面 2a、4a との当接位置が変化し、上記入力軸 15 と出力歯車 18 との間の回転速度比が変化する。
30

【0014】

尚、動力伝達時に構成各部品が弾性変形する結果、上記各パワーローラ 8、8 が上記入力軸 15 の軸方向に変位すると、これら各パワーローラ 8、8 を枢支している上記各変位軸 7、7 が、前記各支持軸部 28、28 を中心として僅かに揺動する。この揺動の結果、前記各スラスト玉軸受 32、32 の外輪 33、33 の外側面と上記各トラニオン 6、6 の内側面とが相対変位する。これら外側面と内側面との間には、前記各スラストニードル軸受 34、34 が存在する為、この相対変位に要する力は小さい。従って、上述の様に各変位軸 7、7 の傾斜角度を変化させる為の力が小さくて済む。
40

【0015】

【発明が解決しようとする課題】

上述の様に構成され作用するトロイダル型無段变速機に組み込む各パワーローラ 8、8 及びスラスト玉軸受 32、32 の基本構成自体は、これら各パワーローラ 8、8 を内輪とし、これら各パワーローラ 8、8 と外輪 33、33 との間に加わるスラスト荷重を玉 41、41 により支承するスラスト玉軸受と考える事ができる。ところが、トロイダル型無段变
50

速機に組み込む上記各パワーローラ 8、8 及びスラスト玉軸受 32、32 は、使用形態の特殊性から、一般的なスラスト玉軸受に比べて、耐久性確保が難しい。この理由は、次の（1）～（3）の通りである。

【 0 0 1 6 】

(1) 上記各パワーローラ 8、8 及び外輪 33、33 に加わる曲げ応力が非常に大きくなる。即ち、一般的なスラスト転がり軸受の場合には、例えば 10 個程度存在する玉等の転動体が均等にスラスト荷重を受ける構造であり、内外輪には殆ど曲げ応力が加わる事はない為、これら内外輪の曲げ応力に対する強度はあまり重要ではない。

これに対してトロイダル型無段変速機に組み込む各パワーローラ 8、8 の周面 8 a、8 a は、円周方向反対側 2 個所位置で、入力側ディスク 2 及び出力側ディスク 4 の内側面 2 a、4 a と強く当接する。この為、これら両ディスク 2、4 から上記各パワーローラ 8、8 に加わるスラスト荷重は、円周方向に亘って不均一になり、これら各パワーローラ 8、8 及びこれら各パワーローラ 8、8 から玉 4 1、4 1 を介してスラスト荷重を受ける上記各外輪 3 3、3 3 に、大きな曲げ応力が加わる。

この様にして各パワーローラ 8、8 及び各外輪 3 3、3 3 に加わる曲げ応力は、トロイダル型無段変速機の運転状況、伝達トルク、上記各部材 8、3 3 の肉厚等により大きく異なるが、最大で 100 kgf/mm^2 程度にも達する。この様に大きな曲げ応力が加わる上記各パワーローラ 8、8 や各外輪 3 3、3 3 に、何らの対策も施さないと、これら各部材 8、3 3 が早期破損を起こし易くなる等、十分な耐久性を確保できなくなる。

【 0 0 1 7 】

(2) 図5～8に示す様な、ハーフトロイダル型の無段変速機の場合、各玉41、41の転動面と内輪軌道及び外輪軌道との当接部に加わる接触面圧が非常に高くなる。即ち、一般的なスラスト軸受の場合、各転動体の転動面と各軌道輪の軌道面との当接部の接触面圧 P_{max} は2～3GPa程度である。これに対して、トロイダル型無段変速機に組み込むスラスト玉軸受32、32の場合、上記各玉41、41の転動面と内輪軌道及び外輪軌道との当接部の接触面圧 P_{max} は、2.5～3.5GPa程度に達する。特に、図5に示す様な最大減速時には、上記接触面圧 P_{max} が4GPa程度にまで達する場合がある。

そして、この様に上記接触面圧 P_{max} が大きくなると、上記各玉 4 1、4 1 の転動面と内輪軌道及び外輪軌道との当接部に存在する接触橋円の径が大きくなる。例えば、外径が 200 mm 以下の一般的なスラスト玉軸受の場合、接触橋円の短径は 1 mm に満たないのに対して、トロイダル型無段变速機に組み込むスラスト玉軸受 3 2、3 2 の場合には 1.5 mm 程度にも達する。この様に接触橋円の径が大きくなると、最大剪断応力が達する深度が深くなり、上記内輪軌道及び外輪軌道の表面部分に形成する硬化層の厚さを大きくしないと、これら各軌道部分の転がり疲れ寿命を確保できなくなる。

一方、単にこれら各軌道部分の硬化層の厚さを大きくすると、トロイダル型無段変速機の小型化と構成各部材の韌性確保とを両立させる事ができなくなる。

【 0 0 1 8 】

(3) 上記各入力側、出力側両ディスク2、4の内側面2a、4aと上記各パワーローラ8、8の周面8a、8aとの当接部が、スピンドルの回転によってスピンしながら非常に大きな動力の伝達を行なう。即ち、トラクションドライブ変速機であるトロイダル型無段変速機の場合、上記当接部に存在する、径が僅か数mmの接触軸円部分で、大きなものは50kw程度もの動力を伝達する。しかも、この接触軸円部分でスピンが生じる為、この接触軸円部分に大きな剪断応力並びに発熱が生じる。この為、上記各周面8a、8aの強度を高くしない限り、上記各パワーローラ8、8の耐久性を十分に確保できない。

本発明のトロイダル型無段変速機は、この様な事情に鑑みて発明したものである。

【 0 0 1 9 】

【課題を解決するための手段】

本発明のトロイダル型無段変速機は、前述の従来から知られているトロイダル型無段変速機と同様に、回転自在に支持された入力軸と、この入力軸と共に回転自在な入力側ディスクと、この入力側ディスクと同心に配置され、且つこの入力側ディスクに対する回転自在

に支持された出力側ディスクと、これら入力側、出力側両ディスクの軸方向に関してこれら両ディスクの中間部に、これら両ディスクの軸方向に対し直角方向で且つこれら両ディスクの中心軸に対し捻れの位置に配置されて当該位置で揺動する複数のトラニオンと、これら各トラニオンに支持された変位軸に回転自在に支持され、入力側、出力側両ディスクの間に挟持された複数個のパワーローラと、これら各パワーローラの外側面と上記各トラニオンの内側面との間に設けたスラスト転がり軸受とから構成され、入力側、出力側両ディスクの互いに対向する内側面を、それぞれ断面が円弧形の凹面とし、上記各パワーローラの周面を球面状の凸面として、この周面と上記内側面とを当接させている。

【0020】

特に、本発明のトロイダル型無段变速機に於いては、上記スラスト転がり軸受の外輪を上記各トラニオンの内側面に添設しており、上記各パワーローラの周面及びこれら各パワーローラの外側面に形成した内輪軌道部分に、硬度がHv 5 5 0以上である硬化層を、これら各面の表面から2～4mmの範囲まで形成しており、上記外輪の内側面に形成した外輪軌道部分に同様の硬化層を、表面から0.7～1.5mmの範囲まで形成している。

10

【0021】

【作用】

上述の様に構成する本発明のトロイダル型無段变速機が入力側ディスクと出力側ディスクとの間で回転力を伝達する際の作用、並びにこれら入力側ディスクと出力側ディスクとの間の变速比を変える際の作用は、前述した従来構造の場合と同様である。

特に、本発明のトロイダル型無段变速機の場合には、パワーローラとこのパワーローラに加わるスラスト荷重を支承するスラスト転がり軸受とに関して、上述の様な要件を備えさせる事により、これらパワーローラ又はスラスト転がり軸受の耐久性向上を図れる。

20

【0022】

【発明の実施の形態】

図1は、本発明のトロイダル型無段变速機の要部である、パワーローラ8と、このパワーローラ8に加わるスラスト荷重を支承するスラスト転がり軸受であるスラスト玉軸受32とを示している。このスラスト玉軸受32は、上記パワーローラ8の外側面(図1の上面)に形成した内輪軌道42と、トラニオン6(図5～8)の内側面に添設した外輪33の内側面(図1の下面)に形成した外輪軌道43との間に、円輪状の保持器44に保持された複数個の玉41、41を、転動自在に設けて成る。そして、上記パワーローラ8の周面8aを球面状の凸面として、この周面8aと入力側、出力側両ディスク2、4の内側面2a、4a(図5～7)とを当接させて、これら両ディスク2、4同士の間での動力伝達を自在とする。

30

【0023】

上記パワーローラ8の表面は、熱処理による硬化層を形成している。又、このパワーローラ8の内周面45と外側面46との連続部には、断面形状が四分の一円弧状の面取り部47を形成している。この面取り部47の、上記パワーローラ8の軸方向に亘る寸法L₄₇は、このパワーローラ8全体の軸方向寸法L₈の15%以下(L₄₇ 0.15 L₈)としている。又、この面取り部47は、上記パワーローラ8の表面に、上記硬化層を形成した後に形成している。そして、この硬化層のうちの熱処理異常層は、上記面取り部47で除去されている。尚、上記内周面45は、表面粗さが0.2Ra以下の平滑面としている。

40

【0024】

上記パワーローラ8の外側面内周縁部に、上述の様な条件を満たす面取り部47を形成する事により、トロイダル型無段变速機の運転時に上記パワーローラ8に大きな曲げ応力が加わった場合でも、このパワーローラ8の外側面内周縁部に亀裂等の損傷を発生する事を抑えられる。即ち、上記周面8a側2個所位置に加わる大きな押し付け力F_zに基づき、上記パワーローラ8に曲げ応力が加わると、上記外側面内周縁部に大きな応力(引っ張り応力)が集中する。一方、上記パワーローラ8の表面を硬化させる為、高周波焼き入れ、浸炭焼き入れ等の熱処理を施すと、上記外側面内周縁部に、内部歪みを残したままの熱処理異常層が存在したままになる。この様な熱処理異常層が存在すると、上記曲げ応力に

50

伴う応力集中により、上記外側面内周縁部に亀裂等の損傷が発生し、上記パワーローラ8が破断等の損傷を受ける。

【0025】

これに対して、上述の様に上記パワーローラ8に熱処理を施した後、上記面取り部47を形成して、上記外側面内周縁部に存在する硬化層を除去し、この硬化層部分に存在する上記熱処理異常層を除去しておけば、上述の様な原因で上記パワーローラ8が破断等の損傷を受ける事を防止できる。但し、上記面取り部47を大きくし過ぎると、その分上記パワーローラ8の容積が減少し、上記曲げ応力を受ける容積が小さくなつて、残り部分に加わる応力が大きくなり、やはり上記パワーローラ8の耐久性が損なわれる。本発明者が、上記パワーローラ8全体の軸方向寸法 L_8 に対する上記面取り部47の寸法 L_{47} を種々変える事により、この寸法 L_{47} がこのパワーローラ8の耐久性に及ぼす影響を調べる実験を行なったところ、次の表1及び図2に示す様な結果を得た。この実験は、上記パワーローラ8全体の軸方向寸法 L_8 を22mmとし、上記面取り部47の寸法 L_{47} を0.5~5mmの範囲で変える事により、上記パワーローラ8の破損に至るまでの時間を測定したものである。

【0026】

【表1】

面取り部の寸法 (mm)	耐久試験結果	判定
0.5	147hrで破損せず	OK
1	155hrで破損せず	OK
2	150hrで破損せず	OK
2	139hrで破損せず	OK
3	97hrで破損せず	OK
3	106hrで破損せず	OK
4	92hrで破損	NG
4	107hrで破損せず	OK
5	32hrで破損	NG

10

20

30

40

【0027】

この実験から、この面取り部47の、上記パワーローラ8の軸方向に亘る寸法 L_{47} を、このパワーローラ8全体の軸方向寸法 L_8 の15%以下にすれば、上記外側面内周縁部から生じる損傷に関して、上記パワーローラ8の耐久性を十分に向上させられる事が分る。但し、上記面取り部47の寸法 L_{47} は、上記硬化層のうち、少なくとも熱処理異常層を除去できるだけのものでなければならない。

【0028】

又は、上記パワーローラ8の表面に熱処理による硬化層を形成しており、このパワーローラ8の内周面45と外側面46との連続部(=上記外側面内周縁部)に、上記硬化層を形成した後にショット・ピーニングを施している。そして、上記連続部に、このショット・ピーニングに基づく圧縮残留応力を存在させている。

【0029】

上述の様に、パワーローラ8の内周面45と外側面46との連続部に圧縮残留応力を存在させると、トロイダル型無段変速機の運転時に、上記パワーローラ8に曲げ応力が加わ

50

っても、上記連続部から亀裂等の損傷を発生する事がない。即ち、上記パワーローラ8が上記連続部から破損する場合には、この連続部の一部に大きな引っ張り応力が加わる事になる。これに対して、上述の様に上記連続部に圧縮残留応力を存在させれば、この圧縮残留応力が上記引っ張り応力を相殺して、上記亀裂等の損傷を発生しにくくできる。尚、ショット・ピーニングにより上記連続部に残留させる圧縮応力は、好ましくは20~70kgf/mm²程度、更に好ましくは100kgf/mm²程度にする。又、ショット・ピーニングを施すのは、トロイダル型無段変速機の運転時に（引っ張り）応力が集中する上記連続部のみで良い。但し、この連続部にショット・ピーニングを施すと、ラジアルニードル軸受31（図7~8）の外輪軌道としての役目を有する、上記内周面45が荒れる可能性がある。但し、この内周面は、上記ショット・ピーニング処理後に研削による仕上加工を施すので、ショット・ピーニングにより、上記ラジアルニードル軸受31の耐久性が損なわれる事はない。又、この様にショット・ピーニングにより上記連続部に圧縮残留応力を存在させる場合には、この連続部に上記熱処理後に上述の様な面取り部47を形成する必要はない。但し、面取り部47の形成とショット・ピーニングによる残留圧縮応力の付与との両方を行なわせれば、より優れた耐久性を確保できる。

【0030】

又、上記パワーローラ8の周面8aを、超仕上により粗さが0.05Ra以下の平滑面としている。前述した通り上記周面8aは、入力側、出力側両ディスク2、4の内側面2a、4aとの当接部で、スピンドルしながら非常に大きな動力の伝達を行なう。そして、この様なスピンドルに基づき、上記当接部が発熱すると共にこの当接部に油膜が形成されにくくなる。上記周面8aの転がり疲れ寿命を確保する為には、この様な発熱を抑え、上記当接部に油膜が形成され易くする必要がある。上述の様に、上記周面8aを平滑面とすれば、上記油膜を形成し易くして、この周面8aの転がり疲れ寿命を確保できる。

【0031】

本発明者が、上記周面8aの表面粗さを種々変える事により、この表面粗さが上記パワーローラ8の耐久性に及ぼす影響を調べる実験を行なったところ、次の表2及び図3に示す様な結果を得た。この実験は、上記周面8aの表面粗さを0.01~1.5Raの範囲で変える事により、この周面8aが剥離するに至るまでの時間を測定したものである。尚、上記表面粗さが0.01~0.05Raのものは超仕上によるものを、同じく0.7~1.5Raのものは超仕上によらないものを、それぞれ示している。

【0032】

【表2】

加工	表面粗さRa (μm)	耐久試験結果	判定
超仕上げあり	0.05	250hrで破損せず	OK
超仕上げあり	0.04	250hrで破損せず	OK
超仕上げあり	0.03	250hrで破損せず	OK
超仕上げあり	0.01	195hrで破損せず	OK
超仕上げなし	0.7	152hrで剥離	NG
超仕上げなし	1.0	141hrで剥離	NG
超仕上げなし	1.5	79hrで剥離	NG

【0033】

この実験から、上記周面の表面粗さを、超仕上により0.05Ra以下にすれば、この周面

10

20

30

40

50

8 a が剥離するまでに要する時間を長くして、上記パワーローラ 8 の耐久性を十分に確保できる事が分る。

【0034】

又、上記パワーローラ 8 の外側面に形成した前記スラスト玉軸受 3 2 の内輪軌道 4 2 及び前記外輪 3 3 の内側面に形成した外輪軌道 4 3 を、超仕上により粗さが 0 . 0 5 Ra 以下の平滑面としている。この様に上記各軌道 4 2 、 4 3 を平滑面にする事により、これら各軌道 4 2 、 4 3 と前記各玉 4 1 、 4 1 の転動面との当接部に油膜が形成され易くして、これら各軌道 4 2 、 4 3 と転動面との転がり疲れ寿命を確保する様にしている。特に、本発明の対象となる様なハーフトロイダル型のトロイダル型無段変速機の場合には、パワーローラ 8 の周面 8 a に、図 1 に矢印で示す様な法線方向の押し付け力 F_c が加わり、この押し付け力 F_c のうちで上記パワーローラ 8 の軸方向の分力が、上記パワーローラ 8 にスラスト荷重として加わる。しかも、上記パワーローラ 8 の回転速度は、トロイダル型無段変速機が増速側の場合にはエンジンの回転速度よりも速くなり、1 0 0 0 0 r.p.m. 若しくはそれ以上に達する。従って、上記各軌道 4 2 、 4 3 と前記各玉 4 1 、 4 1 の転動面との当接部の潤滑条件は非常に厳しくなる。この様なハーフトロイダル型のトロイダル型無段変速機に組み込むスラスト玉軸受 3 2 特有の問題を解決する為、上述の様に上記各軌道 4 2 、 4 3 を平滑にして上記各当接部に油膜を形成し易くしている。そして、上記スラスト玉軸受 3 2 の耐久性確保を図っている。

【0035】

本発明者が、上記各軌道 4 2 、 4 3 の表面粗さを種々変える事により、この表面粗さが上記スラスト玉軸受 3 2 の耐久性に及ぼす影響を調べる実験を行なったところ、次の表 3 及び図 4 に示す様な結果を得た。この実験は、上記各軌道 4 2 、 4 3 の表面粗さを種々変える事により、上記各軌道 4 2 、 4 3 が剥離するに至るまでの時間を測定したものである。尚、上記各軌道 4 2 、 4 3 を超仕上により加工したものは表面粗さが 0 . 0 1 ~ 0 . 0 5 Ra であるが、超仕上によらないものは表面粗さが 0 . 7 ~ 1 . 5 Ra と、超仕上によるものよりも 1 衡程度粗かった。尚、上記スラスト玉軸受 3 2 の接触角は 90 度とした。

【0036】

【表 3】

加工	表面粗さ R_a (μm)	耐久試験結果	判定
超仕上げあり	0 . 0 5	2 0 2 hr で破損せず	O K
超仕上げあり	0 . 0 4	1 5 7 hr で破損せず	O K
超仕上げあり	0 . 0 2	1 9 4 hr で破損せず	O K
超仕上げなし	0 . 5	1 3 8 hr で剥離	N G
超仕上げなし	1 . 2	9 2 hr で剥離	N G

10

20

30

40

【0037】

この実験から、上記各軌道 4 2 、 4 3 の表面粗さを、超仕上により 0 . 0 5 Ra 以下にすれば、これら各軌道が剥離するまでに要する時間を長くして、上記スラスト玉軸受 3 2 の耐久性を十分に向上させられる事が分る。

【0038】

又、前記パワーローラ 8 の周面 8 a 及びこのパワーローラ 8 の外側面に形成した内輪軌道 4 2 部分に、硬度が Hv 5 5 0 以上である硬化層を、これら各面の表面から 2 ~ 4 mm の範囲まで形成している。これに対して、上記スラスト玉軸受 3 2 を構成する外輪 3 3 の内側面に形成した外輪軌道 4 3 部分に同様の硬化層を、表面から 0 . 7 ~ 1 . 5 mm の範囲まで形

50

成している。前述した通り、本発明の対象となるハーフトロイダル型の無段変速機の場合、各玉41、41の転動面と内輪軌道及び外輪軌道との当接部に加わる接触面圧が非常に高くなり、上記各玉41、41の転動面と内輪軌道及び外輪軌道との当接部に存在する接触橋円の径が大きくなつて、最大剪断応力が達する深度が深くなる。又、前記各入力側、出力側両ディスク2、4の内側面2a、4aと上記パワーローラ8の周面8aとの当接部に存在する、径が僅か数mmの接触橋円部分が、スピンしながら非常に大きな動力の伝達を行なう。従つて、上記各軌道42、43及び周面8a部分の転がり疲れ寿命(剥離寿命)を確保する為には、これら各軌道42、43及び周面8aの表面部分の硬化層の厚さを、一般的なスラスト転がり軸受に比べて大きくする必要がある。

【0039】

10

一方、上記各接触橋円のうち、上記各玉41、41の転動面と内輪軌道及び外輪軌道との当接部に存在する接触橋円の長径は3~4mm程度であり、内側面2a、4aと上記パワーローラ8の周面8aとの当接部に存在する接触橋円の長径は10mm程度である。上記最大剪断応力が達する深度は、接触橋円の径が大きくなる程深くなる為、上記各軌道42、43及び周面8a部分の転がり疲れ寿命を同程度にする為には、上記周面8aの表面部分の硬化層を、上記各軌道42、43の表面部分の硬化層よりも厚くする必要がある。このうち、周面8aと内輪軌道42とは何れもパワーローラ8の表面に存在する為、上記硬化層の厚さを変える事は面倒で現実的ではない。これに対して、上記パワーローラ8に比べて薄肉の外輪33の内面に形成する外輪軌道43部分の硬化層の厚さを大きくし過ぎると、硬化層以外の生の部分の厚さが薄くなり、この外輪33の韌性を確保できなくなつて、この外輪33の疲労破壊強度が低下する。そこで、前述した通り、周面8a及び内輪軌道42部分の硬化層の厚さを2~4mmとし、外輪軌道43部分の硬化層を0.7~1.5mmとした。これにより、上記周面8a及び内外両軌道42、43部分の転がり疲れ寿命の確保と、上記外輪33の疲労破壊強度の確保とを両立させる事ができる。

20

【0040】

【発明の効果】

本発明のトロイダル型無段変速機は、以上に述べた通り構成され作用するので、パワーローラ又はスラスト転がり軸受の耐久性を向上させて、これらパワーローラ及びスラスト転がり軸受を組み込んだトロイダル型無段変速機の耐久性向上を図れる。

【図面の簡単な説明】

30

【図1】本発明のトロイダル型無段変速機に組み込むパワーローラとスラスト玉軸受とを示す断面図。

【図2】面取り部の寸法がパワーローラの耐久性に及ぼす影響を知る為に行なつた実験の結果を示す棒グラフ。

【図3】パワーローラの周面の粗さがこの周面の寿命に及ぼす影響を知る為に行なつた実験の結果を示す棒グラフ。

【図4】スラスト玉軸受の軌道面の粗さがこの周面の寿命に及ぼす影響を知る為に行なつた実験の結果を示す棒グラフ。

【図5】トロイダル型無段変速機の基本構成を、最大減速時の状態で示す略側面図。

【図6】同じく最大增速時の状態で示す略側面図。

40

【図7】従来から知られている具体的構造の1例を示す要部断面図。

【図8】図7のA-A断面図。

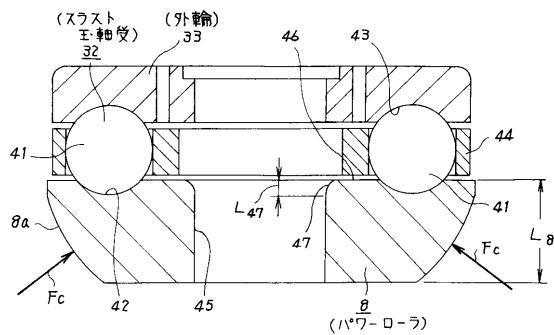
【符号の説明】

- 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

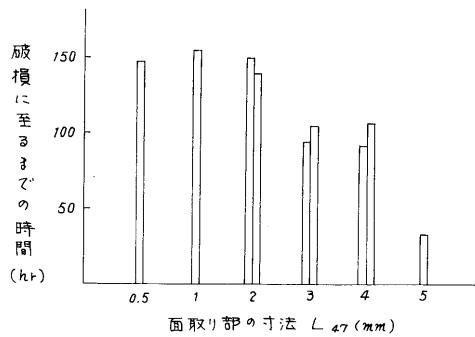
50

6	トラニオン	
7	変位軸	
8	パワーローラ	
8 a	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	入力軸	10
16	ニードル軸受	
17	鍔部	
18	出力歯車	
19	キー	
20	支持ポスト	
21	円孔	
22	ケーシング	
23	シリンドケース	
24 a、24 b	支持ピン	
25	支持孔	20
26	外輪	
27	ラジアルニー ドル軸受	
28	支持軸部	
29	枢支軸部	
30	ラジアルニー ドル軸受	
31	ラジアルニー ドル軸受	
32	スラスト玉軸受	
33	外輪	
34	スラストニードル軸受	
35	駆動ロッド	30
36	駆動ピストン	
37	駆動シリンド	
38	支持壁	
39	転がり軸受	
40	円孔	
41	玉	
42	内輪軌道	
43	外輪軌道	
44	保持器	
45	内周面	40
46	外側面	
47	面取り部	

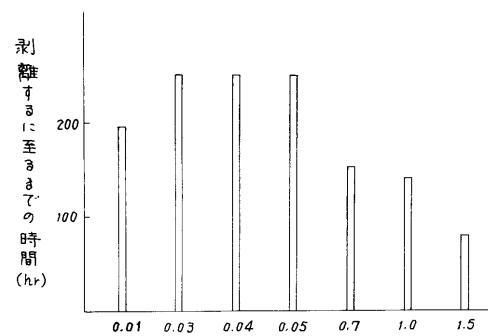
【図1】



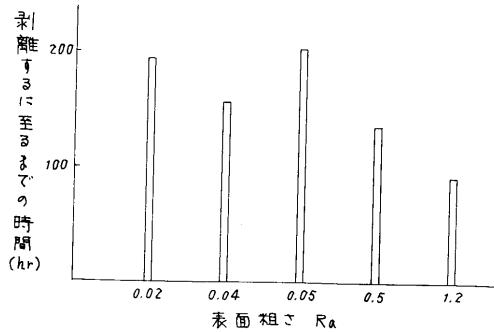
【図2】



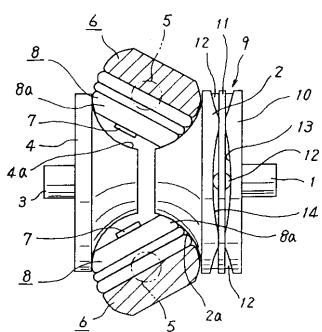
【図3】



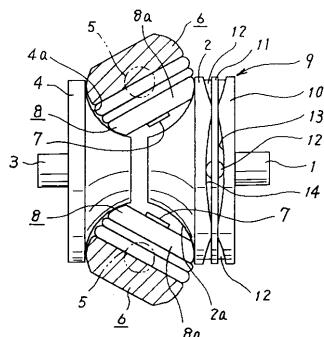
【図4】



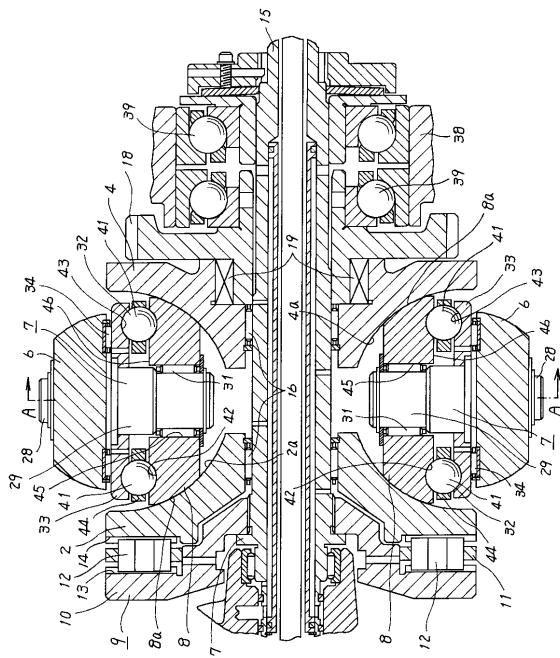
【図5】



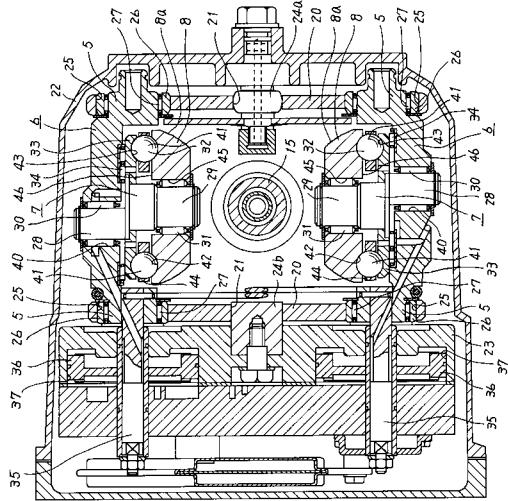
【図6】



【図7】



【 図 8 】



フロントページの続き

(72)発明者 藤波 誠
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 加藤 寛
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 紫花 正由輝

(56)参考文献 特開平07-071555(JP,A)
特開平09-137854(JP,A)
特開平05-253744(JP,A)
実開平03-089222(JP,U)
特開平06-159463(JP,A)
特開平07-286649(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl.⁷, DB名)

F16H 13/00 - 15/56

F16H 51/00 - 55/30

F16C 19/00 - 19/56

F16C 33/30 - 33/66