

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4172890号
(P4172890)

(45) 発行日 平成20年10月29日(2008.10.29)

(24) 登録日 平成20年8月22日(2008.8.22)

(51) Int.Cl.	F 1
F 1 6 H 15/38 (2006.01)	F 1 6 H 15/38
F 1 6 H 57/04 (2006.01)	F 1 6 H 57/04 K

請求項の数 1 (全 16 頁)

(21) 出願番号	特願平11-346707	(73) 特許権者	000004204
(22) 出願日	平成11年12月6日(1999.12.6)		日本精工株式会社
(65) 公開番号	特開2001-165267(P2001-165267A)		東京都品川区大崎1丁目6番3号
(43) 公開日	平成13年6月19日(2001.6.19)	(73) 特許権者	591037096
審査請求日	平成17年5月12日(2005.5.12)		フオルクスワーゲン・アクチエンゲゼルシ ヤフト VOLKSWAGEN AKTIENGE SELLSCHAFT ドイツ連邦共和国、38436 ウォルフ スブルク
		(74) 代理人	100087457
			弁理士 小山 武男
		(74) 代理人	100056833
			弁理士 小山 欽造

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

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ハウジングと、このハウジング内に回転自在に支持された入力軸と、この入力軸の周囲にこの入力軸と共に回転自在に支持された入力側ディスクと、その内側面をこの入力側ディスクの内側面に対向させた状態でこの入力側ディスクと同心に配置され、この入力側ディスクとは独立した回転を自在とされた出力側ディスクと、これら入力側ディスクと出力側ディスクとの間に設けられ、これら両ディスクの中心軸に対し捻れの位置にある枢軸を中心として揺動する、1対の入力側ディスク及び出力側ディスク毎に3個ずつのトラニオンと、これら各トラニオンの内側面から突出した、これら各トラニオン毎に1本ずつの変位軸と、これら各変位軸に回転自在に支持された状態で、上記入力側ディスクと出力側ディスクとの内側面同士の間挟持された、上記各トラニオン毎に1個ずつのパワーローラとを備えたハーフトロイダル型無段変速機に於いて、上記入力側ディスクの内側面と上記出力側ディスクの内側面との間には、上記ハウジング内に固定されたフレームの一部が、上記入力軸を中心とする円周方向に隣り合う上記各パワーローラ同士の間位置する状態で配置されており、上記フレームは、上記各トラニオンを支持する支持環と、この支持環に外径側端部を支持固定されるステータとを備えたものであり、上記フレームの一部である、このステータの一部で上記円周方向に隣り合う上記各パワーローラ同士の間位置する支柱部には、これら各パワーローラの周面と上記各ディスクの内側面との当接部を潤滑する為の潤滑油を、これら各ディスクの内側面のうちの小径側端部に向けて噴出する為のノズル孔が設けられており、中空管状に形成した上記入力軸内に送り込んだ潤滑油をこのノズル

10

20

ル孔に送り込み自在とした事を特徴とするハーフトロイダル型無段変速機。

【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は、自動車用自動変速装置を構成する変速ユニットとして利用する。

【0002】

【従来の技術】

自動車用変速機として、図6～7に略示する様なハーフ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。このハーフ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。ハーフトロイダル型無段変速機を納めたケーシング5（後述する図9参照）の内側には、上記入力軸1並びに出力軸3に対し捻れの位置にある枢軸6、6を中心として揺動するトラニオン7、7を設けている。

【0003】

これら各トラニオン7、7は、両端部外側面に上記枢軸6、6を、各トラニオン7、7毎に互いに同心に、各トラニオン7、7毎に1対ずつ設けている。これら各枢軸6、6の中心軸は、上記各ディスク2、4の中心軸と交差する事はないが、これら各ディスク2、4の中心軸の方向に対しほぼ直角方向である、捻れの位置に存在する。又、上記各トラニオン7、7の中心部には変位軸8、8の基半部を支持し、上記枢軸6、6を中心として各トラニオン7、7を揺動させる事により、上記各変位軸8、8の傾斜角度の調節を自在としている。各トラニオン7、7に支持された変位軸8、8の前半部周囲には、それぞれパワーローラ9、9を回転自在に支持している。そして、各パワーローラ9、9を、上記入力側、出力側両ディスク2、4の内側面2a、4a同士の間挟持している。

【0004】

上記入力側、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6を中心とする円弧若しくはこの様な円弧に近い曲線を回転させて得られる、断面円弧状の凹面をなしている。そして、球状凸面に形成された各パワーローラ9、9の周面9a、9aを、上記内側面2a、4aに当接させている。又、上記入力軸1と入力側ディスク2との間には、ローディングカム装置10を設け、このローディングカム装置10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つつ、回転駆動自在としている。

【0005】

上述の様に構成されるハーフトロイダル型無段変速機の使用時、入力軸1の回転に伴って上記ローディングカム装置10が上記入力側ディスク2を、上記複数のパワーローラ9、9に押圧しつつ回転させる。そして、この入力側ディスク2の回転が、上記複数のパワーローラ9、9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。

【0006】

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6、6を中心として前記各トラニオン7、7を揺動させ、各パワーローラ9、9の周面9a、9aが図6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8、8を傾斜させる。

【0007】

反対に、増速を行なう場合には、上記各トラニオン7、7を揺動させ、各パワーローラ9、9の周面9a、9aが図7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、上記各変位軸8、8を傾斜させる。これら各変位軸8、8の傾斜角度を図6と図7との中間にす

10

20

30

40

50

れば、入力軸 1 と出力軸 3 との間で、中間の変速比を得られる。

【 0 0 0 8 】

更に、図 8 ~ 9 は、実願昭 6 3 - 6 9 2 9 3 号 (実開平 1 - 1 7 3 5 5 2 号) のマイクロフィルムに記載された、より具体化されたハーフトロイダル型無段変速機を示している。入力側ディスク 2 と出力側ディスク 4 とは円管状の入力軸 1 1 の周囲に、それぞれ回転自在に支持している。又、この入力軸 1 1 の端部と上記入力側ディスク 2 との間に、ローディングカム装置 1 0 を設けている。一方、上記出力側ディスク 4 には、出力歯車 1 2 を結合し、これら出力側ディスク 4 と出力歯車 1 2 とが同期して回転する様にしている。

【 0 0 0 9 】

1 対のトラニオン 7、7 の両端部に互いに同心に設けた枢軸 6、6 は 1 対の支持板 1 3、1 3 に、揺動並びに軸方向 (図 8 の表裏方向、図 9 の左右方向) に互る変位自在に支持している。そして、上記各トラニオン 7、7 の中間部に、変位軸 8、8 の基半部を支持している。これら各変位軸 8、8 は、基半部と先半部とを互いに偏心させている。そして、このうちの基半部を上記各トラニオン 7、7 の中間部に回転自在に支持し、それぞれの先半部にパワーローラ 9、9 を回転自在に支持している。

【 0 0 1 0 】

尚、上記 1 対の変位軸 8、8 は、上記入力軸 1 1 に対して 1 8 0 度反対側位置に設けている。又、これら各変位軸 8、8 の基半部と先半部とが偏心している方向は、上記入力側、出力側両ディスク 2、4 の回転方向に関して同方向 (図 9 で左右逆方向) としている。又、偏心方向は、上記入力軸 1 1 の配設方向に対して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 9、9 は、上記入力軸 1 1 の配設方向に互る若干の変位自在に支持される。

【 0 0 1 1 】

又、上記各パワーローラ 9、9 の外側面と上記各トラニオン 7、7 の中間部内側面との間には、これら各パワーローラ 9、9 の外側面の側から順に、スラスト玉軸受 1 4、1 4 とスラストニードル軸受 1 5、1 5 とを設けている。このうちのスラスト玉軸受 1 4、1 4 は、上記各パワーローラ 9、9 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 9、9 の回転を許容する。又、上記各スラストニードル軸受 1 5、1 5 は、上記各パワーローラ 9、9 から上記各スラスト玉軸受 1 4、1 4 を構成する外輪 1 6、1 6 に加わるスラスト荷重を支承しつつ、上記各変位軸 8、8 の先半部及び上記外輪 1 6、1 6 が、これら各変位軸 8、8 の基半部を中心として揺動する事を許容する。又、上記各トラニオン 7、7 は、油圧式のアクチュエータ 1 7、1 7 により、前記各枢軸 6、6 の軸方向に互る変位自在としている。

【 0 0 1 2 】

更に、上記各トラニオン 7、7 の一端部 (図 9 の右端部) を支持する支持板 1 3 をケーシング 5 の内面に支持する為の支持ポスト 1 9 の先端部には、給油ノズル 2 0 を設けている。この給油ノズル 2 0 の一部で上記入力側、出力側両ディスク 2、4 の内側面 2 a、4 a に対向する部分 (図 9 の表裏方向両端部分) には、それぞれノズル孔 (図示せず) を設けている。ハーフトロイダル型無段変速機の運転時にこれら各ノズル孔からは、上記各ディスク 2、4 の内側面 2 a、4 a に向けて潤滑油 (トラクションオイル) を噴出し、これら各内側面 2 a、4 a と上記各パワーローラ 9、9 の周面 9 a、9 a との当接部 (トラクション部) を潤滑する。

【 0 0 1 3 】

上述の様に構成されるハーフトロイダル型無段変速機の場合、入力軸 1 1 の回転はローディングカム装置 1 0 を介して入力側ディスク 2 に伝えられる。そして、この入力側ディスク 2 の回転が、1 対のパワーローラ 9、9 を介して出力側ディスク 4 に伝えられ、更にこの出力側ディスク 4 の回転が、出力歯車 1 2 より取り出される。

【 0 0 1 4 】

入力軸 1 1 と出力歯車 1 2 との間の回転速度比を変える場合には、上記各アクチュエータ 1 7、1 7 により上記 1 対のトラニオン 7、7 を、それぞれ逆方向に、例えば、図 9 の

10

20

30

40

50

下側のパワーローラ 9 を同図の右側に、同図の上側のパワーローラ 9 を同図の左側に、それぞれ変位させる。この結果、これら各パワーローラ 9、9 の周面 9 a、9 a 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 2 a、4 a 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 7、7 が、支持板 1 3、1 3 に枢支された枢軸 6、6 を中心として、互いに逆方向に揺動する。この結果、前述の図 6 ~ 7 に示した様に、上記各パワーローラ 9、9 の周面 9 a、9 a と上記各内側面 2 a、4 a との当接位置が変化し、上記入力軸 1 1 と出力歯車 1 2 との間の回転速度比が変化する。

【0015】

ハーフトロイダル型無段変速機による動力伝達時には、構成各部の弾性変形に基づいて、上記各パワーローラ 9、9 が上記入力軸 1 1 の軸方向に変位する。そして、これら各パワーローラ 9、9 を支持した前記各変位軸 8、8 が、それぞれの基半部を中心として僅かに回転する。この回転の結果、上記各スラスト玉軸受 1 4、1 4 の外輪 1 6、1 6 の外側面と上記各トラニオン 7、7 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 1 5、1 5 が存在する為、この相対変位に要する力は小さい。

【0016】

上述の様に構成され作用するハーフトロイダル型無段変速機の場合には、上記入力軸 1 1 と出力歯車 1 2 との間での動力伝達を 2 個のパワーローラ 9、9 により行なっている。従って、各パワーローラ 9、9 の周面 9 a、9 a と入力側、出力側両ディスク 2、4 の内側面 2 a、4 a との間で伝達される単位面積当たりの力が大きくなり、伝達可能な動力に限界を生じる。この様な事情に鑑みて、ハーフトロイダル型無段変速機により伝達可能な動力を大きくすべく、パワーローラ 9、9 の数を増やす事も、従来から考えられている。

【0017】

この様な目的でパワーローラ 9、9 の数を増やす為の構造の 1 例として、1 組の入力側ディスク 2 と出力側ディスク 4 との間に 3 個のパワーローラ 9、9 を配置し、この 3 個のパワーローラ 9、9 によって動力の伝達を行なう事が、例えば特開平 3 - 74667 号公報に記載されている様に、従来から知られている。この公報に記載された構造の場合には、図 10 に示す様に、固定のフレーム 2 1 の円周方向等間隔の 3 箇所位置に、それぞれが 120 度に折れ曲がった支持片 2 2、2 2 の中間部を枢支している。そして、隣り合う支持片 2 2、2 2 同士の間それぞれトラニオン 7、7 を、揺動並びに軸方向に互る変位自在に支持している。

【0018】

上記各トラニオン 7、7 は、それぞれ油圧式のアクチュエータ 1 7、1 7 により、それぞれの両端部に互いに同心に設けた枢軸 6 の軸方向に互る変位自在としている。上記各アクチュエータ 1 7、1 7 を構成する各油圧シリンダ 2 3、2 3 は、制御弁 2 4 を介して、油圧源であるポンプ 2 5 の吐出口に通じている。この制御弁 2 4 は、それぞれが軸方向（図 10 の左右方向）に互って変位自在なスリーブ 2 6 とスプール 2 7 とを備える。

【0019】

それぞれが上記各トラニオン 7、7 に、変位軸 8、8 により枢支されたパワーローラ 9、9 の傾斜角度を変える場合には、制御モータ 2 8 により上記スリーブ 2 6 を軸方向（図 10 の左右方向）に変位させる。この結果、上記ポンプ 2 5 から吐出された圧油が、油圧配管を通じて上記各油圧シリンダ 2 3、2 3 に送り込まれる。そして、これら各油圧シリンダ 2 3、2 3 に嵌装された、上記各トラニオン 7、7 を枢軸の軸方向に互り変位させる為の駆動ピストン 2 9、2 9 が、入力側ディスク 2 及び出力側ディスク 4（図 6 ~ 8 参照）の回転方向に関して同方向に変位する。又、上記各駆動ピストン 2 9、2 9 の変位に伴って上記各油圧シリンダ 2 3、2 3 から押し出された作動油は、やはり上記制御弁 2 4 を含む油圧配管（一部図示せず）を通じて、油溜 3 0 に戻される。

【0020】

一方、上記圧油の送り込みに伴う駆動ピストン 2 9 の変位は、カム 3 1、リンク 3 2 を

10

20

30

40

50

介して上記スプール 27 に伝達され、このスプール 27 を軸方向に変位させる。この結果、上記駆動ピストン 29 が所定量変位した状態で、上記制御弁 24 の流路が閉じられ、上記各油圧シリンダ 23、23 への圧油の給排が停止される。従って、上記各トラニオン 7、7 の軸方向に互る変位量は、上記制御モータ 28 によるスリーブ 26 の変位量に応じただけのものとなる。

【0021】

【発明が解決しようとする課題】

図 10 に示した様に、互いに対向する 1 対の入力側ディスク 2 の内側面 2a と出力側ディスク 4 の内側面 4a との間に 3 個のトラニオン 7、7 及びパワーローラ 9、9 を設ける、所謂スリーローラ型のハーフトロイダル型無段変速機の場合、トラクション部への潤滑油の供給を行ないにくい。即ち、前述の図 8 ~ 9 に示した様に、互いに対向する 1 対の入力側ディスク 2 の内側面 2a と出力側ディスク 4 の内側面 4a との間に 2 個のトラニオン 7、7 及びパワーローラ 9、9 を設ける、所謂ツーローラ型のハーフトロイダル型無段変速機の場合に設けていた様な給油ノズル 20 は、上記図 10 に示した構造には組み込めない。

10

従って、上記スリーローラ型のハーフトロイダル型無段変速機の実用化の為には、ツーローラ型の場合とは全く異なる給油構造を採用する必要がある。

本発明のハーフ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。

【0022】

20

【課題を解決するための手段】

本発明のハーフトロイダル型無段変速機は、前述の図 10 に示した、従来のスリーローラ型のハーフトロイダル型無段変速機と同様に、ハウジングと、このハウジング内に回転自在に支持された入力軸と、この入力軸の周囲にこの入力軸と共に回転自在に支持された入力側ディスクと、その内側面をこの入力側ディスクの内側面に対向させた状態でこの入力側ディスクと同心に配置され、この入力側ディスクとは独立した回転を自在とされた出力側ディスクと、これら入力側ディスクと出力側ディスクとの間に設けられ、これら両ディスクの中心軸に対し捻れの位置にある枢軸を中心として揺動する、1 対の入力側ディスク及び出力側ディスク毎に 3 個ずつのトラニオンと、これら各トラニオンの内側面から突出した、これら各トラニオン毎に 1 本ずつの変位軸と、これら各変位軸に回転自在に支持された状態で、上記入力側ディスクと出力側ディスクとの内側面同士の間挟持された、上記各トラニオン毎に 1 個ずつのパワーローラとを備える。

30

【0023】

特に、本発明のハーフトロイダル型無段変速機に於いては、上記入力側ディスクの内側面と上記出力側ディスクの内側面との間に、上記ハウジング内に固定されたフレームの一部が、上記入力軸を中心とする円周方向に隣り合う上記各パワーローラ同士の間位置する状態で配置されている。又、上記フレームは、上記各トラニオンを支持する支持環と、この支持環に外径側端部を支持固定されるステータとを備える。又、上記フレームの一部である、このステータの一部で上記円周方向に隣り合う上記各パワーローラ同士の間位置する支柱部に、これら各パワーローラの周面と上記各ディスクの内側面との当接部を潤滑する為の潤滑油を、これら各ディスクの内側面のうちの小径側端部に向けて噴出する為のノズル孔が設けられている。そして、中空管状に形成した上記入力軸内に送り込んだ潤滑油を、上記ノズル孔に送り込み自在としている。

40

【0024】

【作用】

上述の様に構成する本発明のハーフトロイダル型無段変速機が入力側ディスクから出力側ディスクに、複数のパワーローラを介して動力の伝達を行なう作用は、前述した従来のハーフトロイダル型無段変速機の場合と同様である。

特に、本発明の場合には、入力軸の側からフレームを構成するステータを介して、上記各パワーローラの周面と上記各ディスクの内側面との当接部を潤滑する為の潤滑油を供給す

50

る為、給油ノズルの設置スペースの確保が難しい、スリーローラ型のハーフトロイダル型無段変速機でも、上記当接部への潤滑油供給を十分に行なえる。

【0025】

【発明の実施の形態】

図1～5は、本発明の実施の形態の1例を示している。尚、図示の例は、本発明のハーフトロイダル型無段変速機33を、乗用車用としては大型で大きなトルクを発生するエンジンを組み込んだ四輪駆動車用の自動変速装置の変速ユニットとして利用する場合に就いて示している。この為、上記ハーフトロイダル型無段変速機33を構成する第一入力側ディスク34と第一出力側ディスク35との間に3個の第一パワーローラ36、36を、第二入力側ディスク37と第二出力側ディスク38との間に3個の第二パワーローラ39を、それぞれ設けて、合計6個のパワーローラ36、39により、動力の伝達を行なう様に構成している。

10

【0026】

上記自動変速装置を構成する為、動力の伝達方向に関して最も前段部には、発進クラッチであるトルクコンバータ40を設け、このトルクコンバータ40の出力部に、上記ハーフトロイダル型無段変速機33を構成する入力軸11の前半部11aを組み込んでい。図示しない走行用エンジンの回転に伴ってこの前半部11aは、上記トルクコンバータ40により回転駆動される。そして、この前半部11aの後端部に上記入力軸11の後半部11bを、1対のラジアルニードル軸受41a、41bを介して、互いに同心に且つ相対回転自在に支持している。

20

【0027】

そして、上記前半部11aと後半部11bとの間に、前進と後退とを切り換える為の前後進切り換えユニット42を、動力の伝達方向に関して直列に設けている。遊星歯車機構である、この前後進切り換えユニット42は、それぞれが湿式多板クラッチである前進用クラッチ43と後退用クラッチ44とを選択して切り換える事により、前進状態と後退状態とを切り換える。尚、遊星歯車機構を使用した前後進切り換えユニット42の構造及び作用は、従来から周知であり、又、本発明の要旨とも関係しない為、詳しい説明は省略する。

【0028】

動力の伝達方向に関して、上述の様な前後進切り換えユニット42の後側には、本発明の対象であるハーフトロイダル型無段変速機33を設けている。そして、このハーフトロイダル型無段変速機33の入力部、即ち、上記前後進切り換えユニット42の出力部につながる部分と、出力部、即ち、前輪用駆動軸45及び後輪用駆動軸46につながる部分との間の変速比を連続的に変化させる様にしている。このハーフトロイダル型無段変速機33は、上記後半部11bの周囲に設けている。即ち、この後半部11bの前後両端部近傍に第一、第二両入力側ディスク34、37を、それぞれが断面円弧状の凹面である内側面2a、2a同士を対向させた状態で、互いに同心に且つ互いに同期した回転自在に支持している。この為に図示の例では、前側(図1の左側)に設けた第一入力側ディスク34を、前記前後進切り換えユニット42を構成するキャリア47の基端部にスプライン係合させると共に、前側への移動を阻止している。これに対して、後側(図1の右側)に設けた第二入力側ディスク37は、上記後半部11bの後端部に、ボールスプライン48を介して支持している。そして、油圧式のローディング装置49により、上記第二入力側ディスク37を上記第一入力側ディスク34に向け、押圧自在としている。

30

40

【0029】

又、前記後半部11bの中間部周囲には支持筒50を、この後半部11bと同心に設けている。この支持筒50は、ステー51、51の内径側端部により、その両端部を支持固定している。尚、これら各ステー51、51は、後述する支持環52、52にそれぞれの外径側端部を支持固定して、やはり後述する第一、第二各揺動フレーム53、54を揺動自在に支持する為の第一、第二各支持フレーム55、56を構成する。又、上記後半部11bの中間部外周面と上記支持筒50の両端部内周面との間には、それぞれラジアルニ

50

ドル軸受 57、57 を設けて、上記後半部 11b を上記支持筒 50 の内側に、回転及び軸方向に互る変位自在に支持している。

【0030】

これに対して、上記支持筒 50 の周囲には、前記第一、第二両出力側ディスク 35、38 を、それぞれラジアルニードル軸受 58、58 により、回転及び軸方向に互る変位自在に支持している。又、上記第一、第二両出力側ディスク 35、38 の互いに対向する端面同士の間には、スラストニードル軸受 59 を設けて、これら両出力側ディスク 35、38 同士の間に加わるスラスト荷重を支承しつつ、これら両出力側ディスク 35、38 同士の相対回転を自在としている。

【0031】

上記支持筒 50 の両端部を支持固定する為、上記各ステア 51、51 の内径側端部（中心部）に設けた、短円筒状の支持環部 60、60 の内周面には凹溝 61、61 を、それぞれ全周に互って形成している。又、上記各ステア 51、51 の一部で、円周方向に隣り合う第一パワーローラ 36、36 同士（第二パワーローラ 39 同士）の間に位置する支柱部 62、62 の内径寄り端部には、それぞれ図 5 に示す様な給油通路 64 を設けている。これら各給油通路 64 の外径側端部開口は、プラグ 63 により塞いでいる。又、上記各支柱部 62、62 の側面で、前記各ディスク 34、35、37、38 の内側面 2a、4a に対向する部分には、それぞれの上流端を上記各給油通路 64 に通じさせたノズル孔 65、65 の下流端を開口させている。

【0032】

又、上記支持筒 50 の両端部内周面には円輪状の堰板 66、66 を固定すると共に、これら各堰板 66、66 の内周縁を前記後半部 11b の中間部外周面に近接対向させて、この後半部 11b の外周面と上記支持筒 50 の内周面との間の円筒状空間 67 の両端開口部をほぼ塞いでいる。又、上記後半部 11b は中空円管状に形成してその中心部に給油通路 68 を設け、この給油通路 68 の一端を、図示しない給油ポンプの吐出口等の給油手段部分に通じさせている。そして、この後半部 11b の中間部複数個所に形成した給油孔 69、69 により、上記給油通路 68 と上記円筒状空間 67 とを連通させている。更に、上記支持筒 50 の両端部で上記各凹溝 61、61 に整合する位置には、それぞれ別の給油孔 70、70 を形成している。

【0033】

又、前記第一出力側ディスク 35 の外側面側には前輪用出力歯車 71 を固定し、この前輪用出力歯車 71 と前記前輪用駆動軸 45 とを、前輪用従動歯車 73 を介して結合し、上記第一出力側ディスク 35 により上記前輪用駆動軸 45 を回転駆動自在としている。又、この前輪用駆動軸 45 の回転を、前輪用デファレンシャルギヤ 74 を介して、図示しない前輪に伝達自在としている。一方、上記第二出力側ディスク 38 の外側面側には後輪用出力歯車 75 を固定し、この後輪用出力歯車 75 と前記後輪用駆動軸 46 とを、後輪用出力歯車 76 を介して結合し、上記第二出力側ディスク 38 により上記後輪用駆動軸 46 を回転駆動自在としている。又、この後輪用駆動軸 46 の回転を、図示しない後輪用デファレンシャルギヤを介して、やはり図示しない後輪に伝達自在としている。

【0034】

又、前記第一入力側ディスク 34 の内側面 2a と上記第一出力側ディスク 35 の内側面 4a との間には前記 3 個の第一パワーローラ 36、36 を、前記第二入力側ディスク 37 の内側面 2a と上記第二出力側ディスク 38 の内側面 4a との間には前記 3 個の第二パワーローラ 39 を、それぞれ挟持している。これら第一、第二各パワーローラ 36、39 は、それぞれ第一、第二各トラニオン 77、78 の内側面に回転自在に支持している。これら第一、第二各トラニオン 77、78 は、それぞれの両端部に互いに同心に設けた、上記各ディスク 34、37、35、38 の中心軸と交差する事はないが、これら各ディスク 34、37、35、38 の中心軸の方向に対して直角若しくは直角に近い方向となる捻れの位置に存在する第一、第二各枢軸 79（第二枢軸は図示せず）を中心に揺動する。又、上記第一、第二各トラニオン 77、78 は、それぞれ第一、第二各揺動フレーム 53、54

10

20

30

40

50

の両端部に、ラジアルニードル軸受 8 0、8 0 により、揺動変位自在に支持している。

【 0 0 3 5 】

そして、上記第一、第二各揺動フレーム 5 3、5 4 の中間部を前記第一、第二各支持フレーム 5 5、5 6 を構成する前記各支持環 5 2、5 2 同士の間、各ディスク 3 4、3 7、3 5、3 8 の中心軸に対し平行な支持軸 8 1、8 1 を中心とする揺動変位自在に支持している。尚、これら各支持軸 8 1、8 1 及び上記各支持環 5 2、5 2 と上記第一、第二各揺動フレーム 5 3、5 4 との間には、それぞれニードル軸受等のラジアル軸受及びスラスト軸受を設けて、上記第一、第二各揺動フレーム 5 3、5 4 の揺動が円滑に行なわれる様にしている。上記第一、第二各支持フレーム 5 5、5 6 は、互いに平行に配置されたそれぞれ 1 対ずつの支持環 5 2、5 2 を、前記ステー 5 1 を構成する 3 本の支柱部 6 2、6 2 の外径側端部を介して互いに結合して成る。上記各支持軸 8 1、8 1 は、上記各支持環 5 2、5 2 の円周方向に関して、上記各支柱部 6 2、6 2 の中間位置で、上記第一、第二各支持フレーム 5 5、5 6 を 1 対ずつの支持環 5 2、5 2 同士の間、掛け渡している。従って、上記第一、第二各揺動フレーム 5 3、5 4 は、円周方向に隣り合う支柱部 6 2、6 2 同士の間、揺動自在に支持されている。

10

【 0 0 3 6 】

更に、上記第一、第二各揺動フレーム 5 3、5 4 を、これら各揺動フレーム 5 3、5 4 の両端部と上記各支持環 5 2、5 2 との間に設けた油圧シリンダ 8 2 a、8 2 b により、揺動変位自在としている。これら各油圧シリンダ 8 2 a、8 2 b は、それぞれ上記各支持環 5 2、5 2 の一部で上記各揺動フレーム 5 3、5 4 の両端部に整合する位置に設けている。一方、上記第一、第二各揺動フレーム 5 3、5 4 の両端部で、上記各油圧シリンダ 8 2 a、8 2 b に整合する部分にはロッド 8 3 a、8 3 b を、上記各支持軸 8 1、8 1 と平行に、上記第一、第二各揺動フレーム 5 3、5 4 の両端部を貫通する状態で支持固定している。そして、上記各油圧シリンダ 8 2 a、8 2 b に嵌装したピストン 8 4 a、8 4 b と、上記各ロッド 8 3 a、8 3 b を係合させている。

20

【 0 0 3 7 】

尚、これら各ピストン 8 4 a、8 4 b の直線運動と上記第一、第二各揺動フレーム 5 3、5 4 の両端部の円弧運動との相違に拘らず、上記各ピストン 8 4 a、8 4 b によりこれら第一、第二各揺動フレーム 5 3、5 4 を揺動変位自在とする為、上記各ロッド 8 3 a、8 3 b はこれら第一、第二各揺動フレーム 5 3、5 4 の両端部に、上記各ピストン 8 4 a、8 4 b の移動方向に対し直角方向に互る若干の変位自在に支持している。図示の例では、上記各ロッド 8 3 a、8 3 b の両端部を、それぞれ支持環 5 2、5 2 に形成した、これら各支持環 5 2、5 2 の直径方向に長い長孔 8 5、8 5 に遊合させているが、これら各長孔 8 5、8 5 の幅を上記各ロッド 8 3 a、8 3 b の外径よりも大きくして、上記直角方向に互る変位を自在としている。

30

【 0 0 3 8 】

変速時には、上記各揺動フレーム 5 3、5 4 毎に 2 対ずつ（各揺動フレーム毎に 4 個ずつ、ハーフトロイダル型無段変速機 3 3 全体として合計 2 4 個）設けた油圧シリンダ 8 2 a、8 2 b のうちの、上記各揺動フレーム 5 3、5 4 の長さ方向一端側に設けた一方の油圧シリンダ 8 2 a（8 2 b）を伸長させると共に他方の油圧シリンダ 8 2 b（8 2 a）を収縮させて、上記各揺動フレーム 5 3、5 4 を所定方向に所定量だけ揺動変位させる。

40

【 0 0 3 9 】

又、上記各油圧シリンダ 8 2 a、8 2 b への圧油の給排を制御する為の制御弁 2 4 a は、前記各支持環 5 2、5 2 に支持している。上記各油圧シリンダ 8 2 a、8 2 b への圧油の給排により上記各揺動フレーム 5 3、5 4 が揺動変位すると、これら各揺動フレーム 5 3、5 4 に支持したトラニオン 7 7、7 8 の外側面に設けたカム面 8 6 が、上記制御弁 2 4 a に付属のプランジャ 8 7 を介してこの制御弁 2 4 a のスプール 2 7 a を変位させ、上記制御弁 2 4 a の切り換えを行なう。このスプール 2 7 a と共にこの制御弁 2 4 a を構成するスリーブ 2 6 a は、変速時には所望の変速比を実現できる様に、制御モータ 2 8 a により、所定位置に変位させておく。この様な制御弁 2 4 a 及び制御モータ 2 8 a は、前記

50

第一入力側ディスク 3 4 及び第一出力側ディスク 3 5 を含んで構成する第一キャビティ 8 8 側に 1 個、前記第二入力側ディスク 3 7 及び第二出力側ディスク 3 8 を含んで構成する第二キャビティ 8 9 側に 1 個、ハーフトロイダル型無段変速機 3 3 全体で 2 個設けている。そして、第一キャビティ 8 8 側の制御モータ 2 8 a によりこの第一キャビティ 8 8 側の制御弁 2 4 a を、第二キャビティ 8 9 側の制御モータ 2 8 a によりこの第二キャビティ 8 9 側の制御弁 2 4 a を、マイクロコンピュータを内蔵した図示しない制御器からの指令信号に基づき、互いに同期して（直進状態の場合）、或は互いに独立して（旋回状態の場合）制御する。

【 0 0 4 0 】

この様に構成する為、変速時には、上記各油圧シリンダ 8 2 a、8 2 b への圧油の給排に基づき、上記第一、第二各揺動フレーム 5 3、5 4 が、前記各支持軸 8 1、8 1 を中心に、所定方向に所定量だけ揺動変位する。この結果、これら各揺動フレーム 5 3、5 4 に支持された上記第一、第二各トラニオン 7 7、7 8 が、ほぼ上記第一、第二枢軸 7 9 の軸方向に変位（実際には、上記各支持軸 8 1、8 1 を中心とする円弧運動）する。そして、前述の図 8 ~ 9 に示した従来構造の場合と同様に、前記各パワーローラ 3 6、3 9 の周面 9 a、9 a と上記各ディスク 3 4、3 7、3 5、3 8 の内側面 2 a、4 a 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第一、第二各トラニオン 7 7、7 8 が、上記第一、第二各揺動フレーム 5 3、5 4 に枢支された第一、第二各枢軸 7 9 を中心として、互いに逆方向に揺動し、前述の図 6 ~ 7 に示した様に、上記第一、第二各パワーローラ 3 6、3 9 の周面 9 a、9 a と上記各内側面 2 a、4 a との当接位置が変化して、第一、第二各入力側ディスク 3 4、3 7 と第一、第二各出力側ディスク 3 5、3 8 との間の回転速度比が変化する。

【 0 0 4 1 】

尚、図示の例では、上記第一、第二各トラニオン 7 7、7 8 に対して上記第一、第二各パワーローラ 3 6、3 9 を支持する為の変位軸 8 a、8 a を、基半部と前半部とを特に偏心させない、直線状のものを使用している。代わりに、上記各変位軸 8 a、8 a の先端部を、スラスト玉軸受 1 4 a、1 4 a を構成する外輪 1 6 a、1 6 a の中心から外れた位置に内嵌させている。又、上記第一、第二各パワーローラ 3 6、3 9 は、貫通孔を持たない丸鉢状に形成し、上記スラスト玉軸受 1 4 a、1 4 a に接触角を持たせる（アンギュラコンタクトとする）事で、上記スラスト玉軸受 1 4 a、1 4 a に加わるスラスト荷重の他、ラジアル荷重も支承自在としている。この様な構造によっても、上記第一、第二各パワーローラ 3 6、3 9 を所定位置に回転自在に、且つ上記各ディスク 3 4、3 7、3 5、3 8 の軸方向に互る若干の変位自在に支持できる。

【 0 0 4 2 】

上述の様に構成する本例の四輪駆動車用ハーフトロイダル型無段変速装置の運転時には、前記入力軸 1 1 の後半部 1 1 b と共に互いに同期して回転する第一、第二両入力側ディスク 3 4、3 7 のうち、第一入力側ディスク 3 4 から上記各第一パワーローラ 3 6、3 6 を介して前記第一出力側ディスク 3 5 に伝わった動力により、前記前輪用駆動軸 4 5 を回転駆動する。又、第二入力側ディスク 3 7 から上記各第二パワーローラ 3 9 を介して前記第二出力側ディスク 3 8 に伝わった動力により、後輪用駆動軸 4 6 を回転駆動する。

【 0 0 4 3 】

上記第一、第二両入力側ディスク 3 4、3 7 と上記第一、第二両出力側ディスク 3 5、3 8 との間の伝達効率を確保すべく、これら各ディスク 3 4、3 7、3 5、3 8 の内側面 2 a、4 a と上記第一、第二各パワーローラ 3 6、3 9 の周面 9 a、9 a との当接部の面圧は、前記油圧式のローディング装置 4 9 を構成する油圧室に導入する油圧を変える事により、容易に調整できる。フルタイム 4 W D 車用の変速装置の場合、走行条件により、前輪に分配するトルクと後輪に分配するトルクとが異なる場合が生じるが、本例の場合には、上記面圧の調整を上記油圧式のローディング装置 4 9 により行なう為、条件に応じて最適の面圧の付与を行なえる。

【 0 0 4 4 】

自動車は直進状態で、前輪の回転速度と後輪の回転速度とを一致させるべく、上記前輪用駆動軸 4 5 の回転速度と上記後輪用駆動軸 4 6 の回転速度とを一致させる際には、前記各油圧シリンダ 8 2 a、8 2 b への圧油の給排に基づく、前記支持軸 8 1、8 1 を中心とする前記第一、第二各揺動フレーム 5 3、5 4 の揺動角度、並びにこれら各揺動フレーム 5 3、5 4 に支持した、前記第一、第二各枢軸 7 9 を中心とする第一、第二各トラニオン 7 7、7 8 の傾斜角度を一致させる。そして、上記第一入力側ディスク 3 4 と上記第一出力側ディスク 3 5 との間の変速比と、上記第二入力側ディスク 3 7 と上記第二出力側ディスク 3 8 との間の変速比とを一致させる。尚、ハーフトロイダル型無段変速機 3 3 の出力部と前輪及び後輪との間の減速比は、デファレンシャルギヤを含む全体で、互いに一致させる。

10

【0045】

これに対して、自動車が旋回状態で、上記前輪の回転速度に比べて上記後輪の回転速度を遅くすべく、上記前輪用駆動軸 4 5 の回転速度に比べて上記後輪用駆動軸 4 6 の回転速度を遅くする際には、上記各第一トラニオン 7 7、7 7 の傾斜角度と、上記各第二トラニオン 7 8 の傾斜角度を異ならせる。具体的には、上記第一入力側ディスク 3 4 と上記第一出力側ディスク 3 5 との間の減速比に比べて、上記第二入力側ディスク 3 7 と上記第二出力側ディスク 3 8 との間の減速比を大きくする。この結果、センターデフを設けなくても、前輪及び後輪と路面との間に過大な滑りを発生する事なく、自動車の運行を安定して行なわせる事ができる。

【0046】

20

何れにしても、ハーフトロイダル型無段変速機の運転時に、第一、第二各パワーローラ 3 6、3 9 から第一、第二各トラニオン 7 7、7 8 を介して第一、第二揺動フレーム 5 3、5 4 には、前記各ディスク 3 4、3 7、3 5、3 8 の直径方向外方に向く、大きな荷重が加わる。これらの荷重は、前記各支持軸 8 1、8 1 から、前記第一、第二各支持フレーム 5 5、5 6 を構成する支持環 5 2、5 2 に伝わり、これら各支持環 5 2、5 2 内で相殺される。従って、これら各支持環 5 2、5 2 の剛性を確保さえすれば、ハーフトロイダル型無段変速機を収納するケーシングの剛性及び強度を、徒に高くする必要はなく、ハーフトロイダル型無段変速機の小型・軽量化を図れる。

【0047】

又、ハーフトロイダル型無段変速機の運転時には、前記入力軸 1 1 の後半部 1 1 b 内の給油通路 6 8 に潤滑油を送り込む。この潤滑油は、前記給油孔 6 9、6 9 を通じて、前記支持筒 5 0 の内径側に存在する円筒状空間 6 7 に吐出し、更にこの円筒状空間 6 7 から、前記給油孔 7 0、7 0、前記各凹溝 6 1、6 1、前記各給油通路 6 4 に送り込まれる。更に、これら各給油通路 6 4 に送り込まれた潤滑油は、前記各ノズル孔 6 5、6 5 の下流端開口から、前記各ディスク 3 4、3 5、3 7、3 8 の内側面 2 a、4 a に噴出する。そして、これら各内側面 2 a、4 a に付着した潤滑油は、これら各内側面 2 a、4 a と前記各パワーローラ 3 6、3 9 の周面 9 a、9 a との当接部に送り込まれ、これら各面 2 a、4 a、9 a 同士の当接部を潤滑する。

30

【0048】

尚、図示の例では、本発明のハーフトロイダル型無段変速機を、大型で大きなトルクを発生するエンジンを組み込んだ四輪駆動車用の自動変速装置用の変速ユニットとして組み込んだ場合に就いて説明した。但し、本発明の特徴は、スリーローラ型のハーフトロイダル型無段変速機の給油構造にあり、図示の様な四輪駆動車用に限らず、一般的な二輪駆動車の為の自動変速装置用の変速ユニットとしても使用できる。この場合には、1 対の出力側ディスクを互いに同期した回転を自在に結合し、これら両出力側ディスクから 1 本の出力軸に出力を取り出す。更には、あまり大きなトルクを発生しない、小型の自動車の為の自動変速装置用の変速ユニットとして使用する場合には、入力側ディスクと出力側ディスクとを 1 個ずつ設けた、所謂シングルキャピティ型のハーフトロイダル型無段変速機として構成する事もできる。又、変速時に各トラニオンを変位させる為の構造も、図の様な揺動フレームを使用するものに限らず、前述の図 1 0 に示す様な、平行移動式のものでも良

40

50

い。更には、トラクション部の面圧を確保する為のローディング装置に関しても、例えば二輪駆動車用の自動変速機を構成する場合には、図示の様な油圧式のものである必要はなく、前述した従来構造の様な、機械式に押圧力を発生させる、ローディングカム装置でも良い。

【 0 0 4 9 】

【発明の効果】

本発明は、以上に述べた通り構成され作用するので、1対の入力側ディスクと出力側ディスクとの間にパワーローラを3個設けた、スリーローラ型のハーフトロイダル型無段変速機の潤滑を効果的に行なえる構造を実現して、この型のハーフトロイダル型無段変速機の実現に寄与できる。

10

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の実施の形態の1例を示す要部断面図。

【図2】 図1のA - A断面図。

【図3】 同B - B断面図。

【図4】 図3とほぼ同じ部分を、第一トラニオンの両端部に設けた第一枢軸の中心軸を含む平面で切断した状態で示す断面図。

【図5】 図1の中央部拡大断面図。

【図6】 従来から知られた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7】 同じく最大増速時の状態で示す側面図。

20

【図8】 従来の具体的構造の1例を示す断面図。

【図9】 図8のC - C断面図。

【図10】 従来から知られた、伝達可能な動力を大きくする構造の1例を、一部を切断した状態で示す要部正面図。

【符号の説明】

- 1 入力軸
- 2 入力側ディスク
- 2 a 内側面
- 3 出力軸
- 4 出力側ディスク
- 4 a 内側面
- 5 ケーシング
- 6 枢軸
- 7 トラニオン
- 8、8 a 変位軸
- 9 パワーローラ
- 9 a 周面
- 10 ローディングカム装置
- 11 入力軸
- 11 a 前半部
- 11 b 後半部
- 12 出力歯車
- 13 支持板
- 14、14 a スラスト玉軸受
- 15 スラストニードル軸受
- 16、16 a 外輪
- 17 アクチュエータ
- 19 支持ポスト
- 20 給油ノズル
- 21 フレーム

30

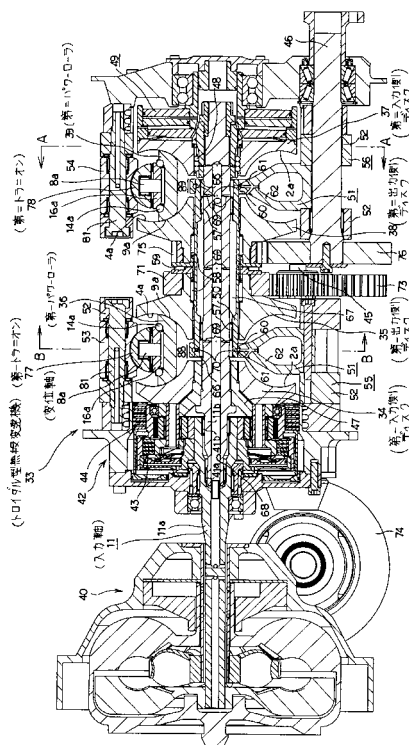
40

50

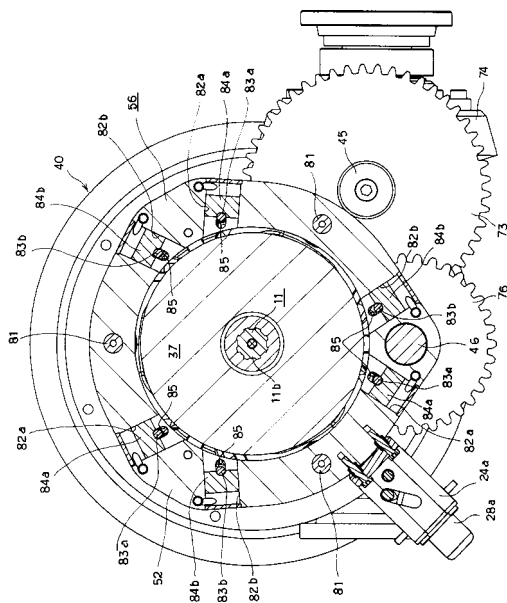
2 2	支持片	
2 3	油圧シリンダ	
2 4、2 4 a	制御弁	
2 5	ポンプ	
2 6、2 6 a	スリーブ	
2 7、2 7 a	スプール	
2 8、2 8 a	制御モータ	
2 9	駆動ピストン	
3 0	油溜	
3 1	カム	10
3 2	リンク	
3 3	<u>ハーフトロイダル型無段変速機</u>	
3 4	第一入力側ディスク	
3 5	第一出力側ディスク	
3 6	第一パワーローラ	
3 7	第二入力側ディスク	
3 8	第二出力側ディスク	
3 9	第二パワーローラ	
4 0	トルクコンバータ	
4 1 a、4 1 b	ラジアルニードル軸受	20
4 2	前後進切り換えユニット	
4 3	前進用クラッチ	
4 4	後進用クラッチ	
4 5	前輪用駆動軸	
4 6	後進用駆動軸	
4 7	キャリア	
4 8	ボールスプライン	
4 9	ローディング装置	
5 0	支持筒	
5 1	ステー	30
5 2	支持環	
5 3	第一揺動フレーム	
5 4	第二揺動フレーム	
5 5	第一支持フレーム	
5 6	第二支持フレーム	
5 7	ラジアルニードル軸受	
5 8	ラジアルニードル軸受	
5 9	スラストニードル軸受	
6 0	支持環部	
6 1	凹溝	40
6 2	支柱部	
6 3	プラグ	
6 4	給油通路	
6 5	ノズル孔	
6 6	堰板	
6 7	円筒状空間	
6 8	給油通路	
6 9	給油孔	
7 0	給油孔	
7 1	前輪用出力歯車	50

- 7 3 前輪用従動歯車
- 7 4 前輪用デファレンシャルギヤ
- 7 5 後輪用出力歯車
- 7 6 後輪用従動歯車
- 7 7 第一トラニオン
- 7 8 第二トラニオン
- 7 9 第一枢軸
- 8 0 ラジアルニードル軸受
- 8 1 支持軸
- 8 2 a、8 2 b 油圧シリンダ
- 8 3 a、8 3 b ロッド
- 8 4 a、8 4 b ピストン
- 8 5 長孔
- 8 6 カム面
- 8 7 プランジャ
- 8 8 第一キャビティ
- 8 9 第二キャビティ

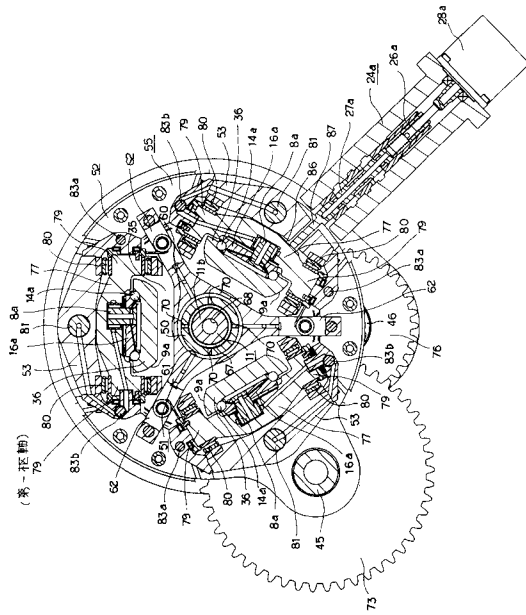
【図 1】



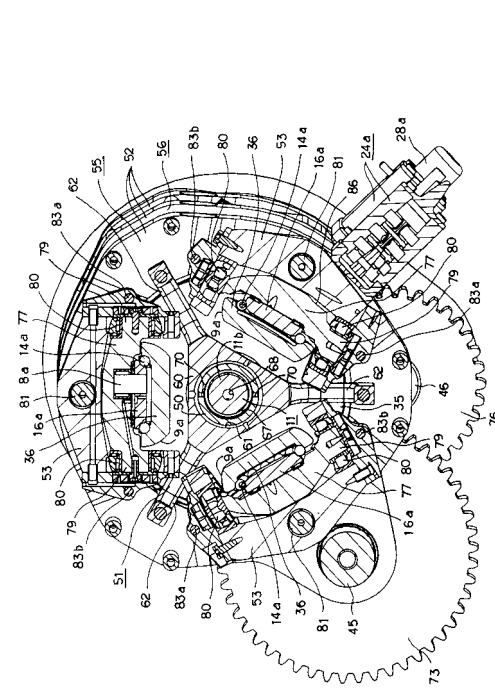
【図 2】



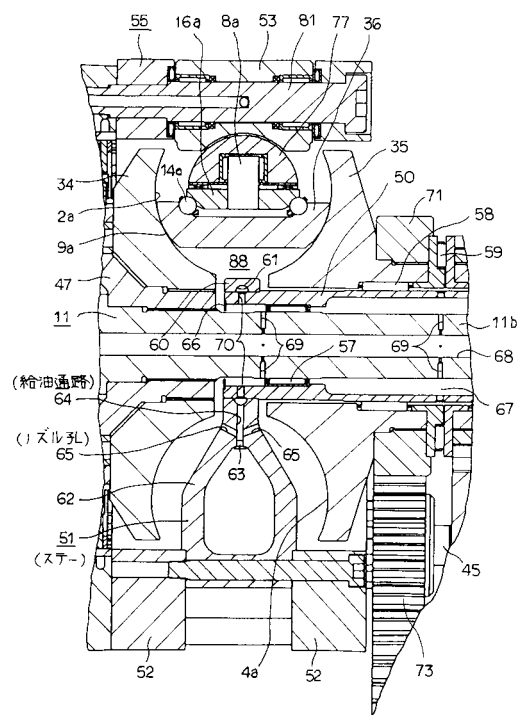
【図 3】



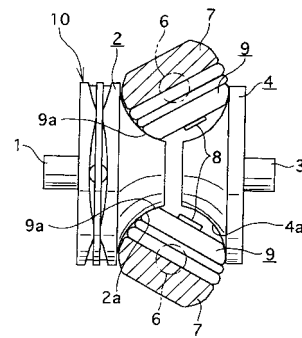
【図 4】



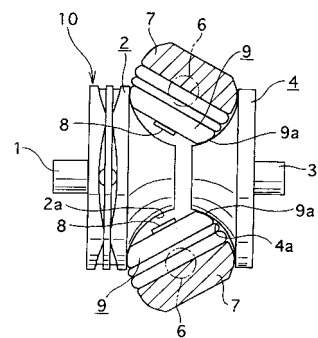
【図 5】



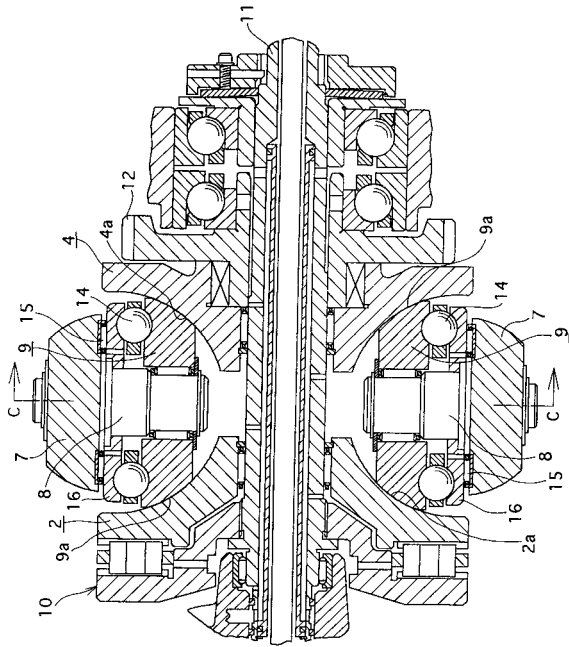
【図 6】



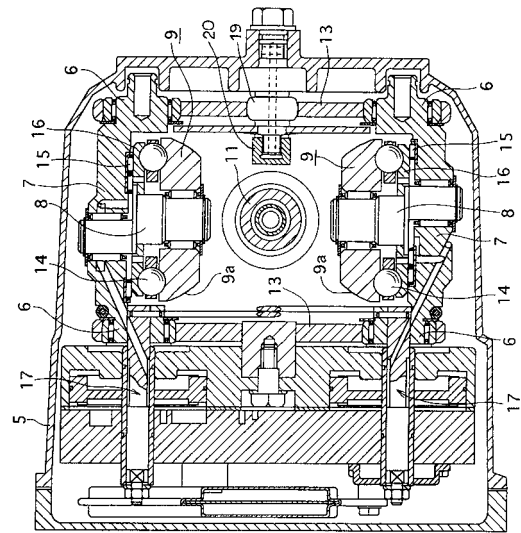
【図 7】



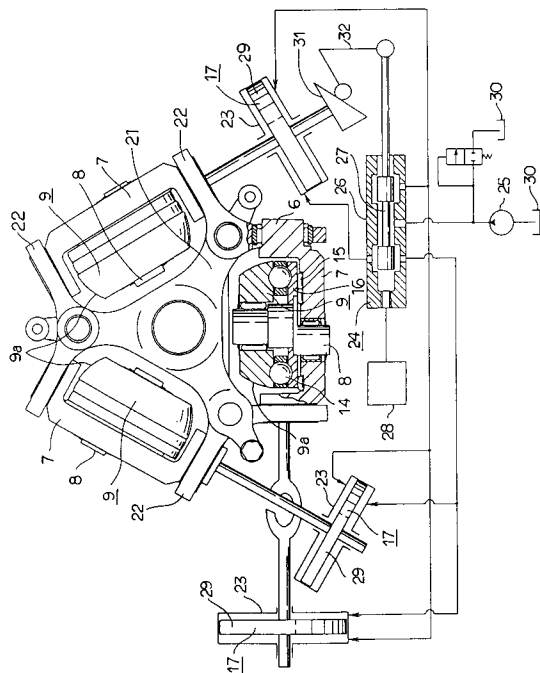
【図 8】



【図 9】



【図 10】



フロントページの続き

- (72)発明者 町田 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 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
- (72)発明者 パナジオティス アダミス
ドイツ連邦共和国、デー38442 ウォルフスブルグ テオドル レーン シュトラーセ 43
- (72)発明者 ライナー ペーターゼン
ドイツ連邦共和国、デー38444 ウォルフスブルグ フリードリッヒ ナウマン シュトラーセ 44
- (72)発明者 ラース ホフマン
ドイツ連邦共和国、デー04600 アルテンブルグ ノイヤー ベック 16
- (72)発明者 ペータ テンベルゲ
ドイツ連邦共和国、デー09123 ケムニッツ ドロツサイリング 14
- (72)発明者 ネイザー エマンジョメ
ドイツ連邦共和国、デー40878 ラッティンゲン チーグラースシュトラーセ 24
- (72)発明者 イエルグ メーケル
ドイツ連邦共和国、デー09122 ケムニッツ ブラノ グランツ シュトラーセ 22

審査官 広瀬 功次

- (56)参考文献 特公昭36-014154(JP, B1)
特開平08-135747(JP, A)
特開平11-051141(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 15/38

F16H 57/04