

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4106797号
(P4106797)

(45) 発行日 平成20年6月25日 (2008. 6. 25)

(24) 登録日 平成20年4月11日 (2008. 4. 11)

(51) Int. Cl.

F 1 6 H 15/38

(2006. 01)

F 1

F 1 6 H 15/38

請求項の数 1 (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願平11-59971	(73) 特許権者	000004204
(22) 出願日	平成11年3月8日 (1999. 3. 8)		日本精工株式会社
(65) 公開番号	特開2000-257685 (P2000-257685A)		東京都品川区大崎 1 丁目 6 番 3 号
(43) 公開日	平成12年9月19日 (2000. 9. 19)	(74) 代理人	100058479
審査請求日	平成17年2月7日 (2005. 2. 7)		弁理士 鈴江 武彦
		(74) 代理人	100084618
			弁理士 村松 貞男
		(74) 代理人	100092196
			弁理士 橋本 良郎
		(74) 代理人	100091351
			弁理士 河野 哲
		(74) 代理人	100088683
			弁理士 中村 誠

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 トロイダル形無段変速装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

駆動源により回転駆動される入力軸と、
 前記入力軸に連動して回転する一對の入力ディスクと、
 前記一對の入力ディスクに相対して配された一對の出力ディスクと、
 入力ディスクと出力ディスクとの間に揺動自在に設けられたパワーローラと、
 前記入力ディスクと前記出力ディスクとを互いに近づける方向に前記入力ディスクと前記出力ディスクとのうち少なくとも一方を押圧する押圧機構と、を備え、
 前記押圧機構は、加圧油が供給されるシリンダ部と、前記加圧油によって前記入力ディスクと出力ディスクとのうち少なくとも一方を押圧するピストン部とを備えたトロイダル形無段変速装置において、
 前記駆動源と入力軸との間に設けられ、前記駆動源からの回転駆動力を入力軸に伝達する動力伝達部を備え、
 前記動力伝達部は、入力軸と同軸の駆動軸の外周部に向かって延びた円板部、及び前記シリンダ部から成り、前記円板部、前記シリンダ部、及び前記シリンダ部に対向する前記入力ディスクをそれぞれ略同径に形成し、前記円板部の縁部に前記駆動源により回転駆動される第 1 の噛み合わせ部を形成し、前記シリンダ部の底部の縁部に前記入力軸と連動して回転するとともに前記第 1 の噛み合わせ部と互いに噛み合う第 2 の噛み合わせ部を形成し、
 前記第 1 の噛み合わせ部、及び前記第 2 の噛み合わせ部が入力軸からその径方向に離れ

10

20

た位置に配されたことを特徴とするトロイダル形無段変速装置。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】

この発明は、例えば、自動車などの車両の動力の伝達などに用いられるトロイダル形無段変速装置に関する。

【０００２】

【従来の技術】

自動車などの車両の動力の伝達などに用いられる変速装置として、例えば、特表平 6 5 0 2 4 7 6 号に示されたトロイダル形無段変速装置が用いられる。この種のトロイダル形無段変速装置は、エンジンを含む駆動源により回転駆動される入力軸と、この入力軸に連動して回転するように支持された入力ディスクと、この入力ディスクに相対して配された出力ディスクと、これらの入出力ディスクの間に設けられたパワーローラと、入出力ディスクを互いに近付ける方向に入出力ディスクのうち少くとも一方を押圧する押圧機構と、を備えている。

【０００３】

入力ディスクは、エンジンを含む駆動源によって回転駆動される。出力ディスクは、入力ディスクの回転に基く動力をパワーローラなどを介して伝達される。パワーローラは、入力ディスクと出力ディスクとの間に揺動自在に設けられかつ双方のディスクに転接する。パワーローラが、その傾き角度を変化させることで、トロイダル形無段変速装置の減速比を変化させることができる。

【０００４】

前記押圧機構は、前記入出力ディスクを互いに近づける方向に押圧して、前記駆動源から供給される回転駆動力を、入力ディスク、パワーローラ及び出力ディスクなどを介して出力軸に伝達する。

【０００５】

前記押圧機構として、ローディングカム機構が用いられることがある。このローディングカム機構は、前記入力軸に支持されたローディングカムと、カムローラと、を備えている。ローディングカムは、前記入力ディスクの背面に設けられている。カムローラは、ローディングカムと入力ディスクとの間に配されている。カムローラは、入力軸の軸線に対し略直交する軸線回りに回転自在に設けられている。ローディングカムは、エンジンを含む駆動源によって回転されるようになっている。駆動源によってローディングカムが回転すると、入出力ディスクを互いに近づける方向に、カムローラを介して入力ディスクが押圧される。

【０００６】

前記ローディングカム機構は、駆動源から供給される入力トルクに比例した押圧力で前記入力ディスクを出力ディスクに向かって押圧する。このため、ローディングカム機構は制御される必要が生じないとともに、前記駆動源からの入力トルクのみによって前記入力ディスクを押圧する押圧力を設定することができる。したがって、ローディングカム機構を用いるとトロイダル形無段変速装置の構造が比較的単純にできるというメリットがあった。

【０００７】

また、前記トロイダル形無段変速装置の押圧機構として、前述した特表平 6 5 0 2 4 7 6 号に示されたトロイダル形無段変速装置のように、油圧ローディング機構を用いられることがある。この油圧ローディング機構は、油圧駆動源と、この油圧駆動源と連結したシリンダと、このシリンダ内に設けられたピストンなどを備えている。油圧駆動源から供給される加圧流体としての加圧油によって、ピストンなどを介して入力ディスクを入出力ディスクが互いに近づく方向に押圧する。

【０００８】

前記油圧ローディング機構は、ＥＣＵ（Engine Control Unit）などの周知の制御装置に

10

20

30

40

50

よって、前述した押圧力が、前述した入力トルク、変速比、回転数及び潤滑剤の温度などによって定まる適切な力となるように制御される。このため、トロイダル形無段変速装置の動力の伝達効率の低下を抑制できる。

【 0 0 0 9 】

【発明が解決しようとする課題】

前記入出力ディスク双方とパワーローラとの間の動力の伝達効率は、駆動源からの入力トルク、トロイダル形無段変速装置の変速比、入力ディスクの回転数及びトロイダル形無段変速装置の潤滑剤の温度などのさまざまな条件によって変化する。

【 0 0 1 0 】

前記ローディングカム機構を用いると、前記押圧力は、前述した変速比、回転数及び潤滑剤の温度などの条件などに関係なく定まってしまう。このため、このローディングカム機構を押圧機構として用いると、常に、最適な押圧力によって、入出力ディスクを互いに近づける方向に押圧できるとはいえない。

【 0 0 1 1 】

例えば、ハーフトロイダル形無段変速装置では、図 5 に示すように、駆動源からの入力トルクが一定の場合において変速比が変化すると、前記ローディングカム機構が生じる押圧力が図中一点鎖線 F_{ac} で示すように略一定となるのに対し、適切な押圧力は図中の実線 F_{an1} で示すように上に凸の曲線となる。

【 0 0 1 2 】

また、フルトロイダル形無段変速装置では、図 6 に示すように、駆動源からの入力トルクが一定の場合において変速比が変化すると、前記ローディングカム機構が生じる押圧力が図中一点鎖線 F_{ac} で示すように略一定となるのに対し、適切な押圧力は図中の実線 F_{an2} で示すように右肩下がりの曲線となる。

【 0 0 1 3 】

このように、前記ローディングカム機構を用いると、図中の一点鎖線 F_{ac} と実線 F_{an1} , F_{an2} との差として表されるように、適切な押圧力より過大な押圧力を発生することとなる。このため、トロイダル形無段変速装置の動力の伝達効率が低下する傾向となっていた。フルトロイダル形無段変速装置の場合は、特に、動力の伝達効率の低下が大きかった。

【 0 0 1 4 】

一方、前述した油圧ローディング機構を用いた特表平 6 5 0 2 4 7 6 号に示されたトロイダル形無段変速装置は、前記入力軸と駆動源との間の動力伝達部が、前記入力軸の一端部に形成されたスプラインまたはキーなどによって構成されていた。この動力伝達部としてのスプラインまたはキーに、駆動源が係合することによって、駆動源からの回転駆動力が入力軸に伝達される。

【 0 0 1 5 】

トロイダル形変速装置として、前述した入出力ディスクをそれぞれ一対有し、一方の入力ディスクと出力ディスクなどから構成される第 1 のキャビティと、他方の入力ディスクと出力ディスクなどから構成される第 2 のキャビティと、を備えた所謂ダブルキャビティ式トロイダル形無段変速装置が用いられることがある。

【 0 0 1 6 】

トロイダル形無段変速装置において、一般的に、駆動源から入力される入力トルクが大きくなると、前述した入出力ディスクなどの各部品が弾性変形して、これらのディスクが入力軸の軸線に沿って変位する。このため、急激に入力トルクが変動すると、入出力ディスクと入力軸とが急激に移動してしまい、トロイダル形無段変速装置と駆動源との結合部で、軸線に沿った比較的大きな摩擦が生じる。そして、押圧機構が入出力ディスクを互いに近づける方向に押圧する押圧力が、結果的に不足することがある。

【 0 0 1 7 】

特に、前述したダブルキャビティ式トロイダル形無段変速装置では、押圧機構の押圧力が不足すると、第 1 のキャビティと第 2 のキャビティとのうち少なくとも一方において、入

10

20

30

40

50

出力ディスクとパワーローラとが互いに転接する際に、スリップしてしまうことがある。第1及び第2のキャピティのうち少なくとも一方がスリップすると、入力軸から出力軸へ円滑に回転駆動力を伝達しにくくなる。このため、動力の伝達効率が低下する傾向となっていた。

【0018】

前記油圧ローディング機構が入力ディスクを押圧する際に、入力軸がその軸線に沿って移動する。このとき、前記動力伝達部において、入力軸と駆動源とが互いに摺動することとなって摺動抵抗が生じる。このため、この摺動抵抗の分だけ最適な押圧力より大きな押圧力を発生する必要があった。したがって、前記油圧駆動源及びシリンダなどが大型化するとともに、前記トロイダル形無段変速装置の効率が低下する傾向となっていた。

10

【0019】

また、前記入出力ディスクをそれぞれ一つ備えたシングルキャピティ式トロイダル形無段変速装置の場合は、特に、油圧ローディング機構の押圧力による入出力ディスクなどを変形量が大きくなるとともに入力軸の移動量も大きくなる。このため、押圧機構として油圧ローディング機構を用いると、入力軸に対する駆動源からの動力の入力が困難となる傾向となっていた。

【0020】

さらに、前記入出力ディスクをそれぞれ一対備えたダブルキャピティ式トロイダル形無段変速装置の場合には、前述した摺動抵抗の分だけ押圧力を大きくすると、一対のキャピティ間の押圧力の差が大きくなる。このため、一対のキャピティ間の回転数が同期しなくなり、出力軸などの回転数にむらが生じるなどのハンチングを起こすことがあった。

20

【0021】

したがって本発明の目的は、動力の伝達効率の低下を抑制できるトロイダル形無段変速装置を提供することにある。

【0022】

【課題を解決するための手段】

前記課題を解決し目的を達成するために、請求項1に記載の本発明のトロイダル形無段変速装置は、駆動源により回転駆動される入力軸と、前記入力軸に連動して回転する一対の入力ディスクと、前記一対の入力ディスクに相対して配された一対の出力ディスクと、入力ディスクと出力ディスクとの間に揺動自在に設けられたパワーローラと、前記入力ディスクと前記出力ディスクとを互いに近づける方向に前記入力ディスクと前記出力ディスクとのうち少なくとも一方を押圧する押圧機構と、を備え、前記押圧機構は、加圧油が供給されるシリンダ部と、前記加圧油によって前記入力ディスクと出力ディスクとのうち少なくとも一方を押圧するピストン部とを備えたトロイダル形無段変速装置において、前記駆動源と入力軸との間に設けられ、前記駆動源からの回転駆動力を入力軸に伝達する動力伝達部を備え、前記動力伝達部は、入力軸と同軸の駆動軸の外周部に向かって延びた円板部、及び前記シリンダ部から成り、前記円板部、前記シリンダ部、及び前記シリンダ部に対向する前記入力ディスクをそれぞれ略同径に形成し、前記円板部の縁部に前記駆動源により回転駆動される第1の噛み合わせ部を形成し、前記シリンダ部の底部の縁部に前記入力軸と連動して回転するとともに前記第1の噛み合わせ部と互いに噛み合う第2の噛み合わせ部を形成し、前記第1の噛み合わせ部、及び前記第2の噛み合わせ部が入力軸からその径方向に離れた位置に配されたことを特徴としている。

30

40

【0023】

請求項1に記載されたトロイダル形無段変速装置は、押圧機構が、加圧油が供給されるシリンダ部とこの加圧油によって入力ディスクと出力ディスクとのうち少なくとも一方を押圧するピストン部とを備えている。このため、ECUなどの周知の演算装置によって、前記ピストン部が押圧する押圧力を制御することができる。したがって、入力トルク、変速比、回転数及び潤滑剤によって定まる適切な力に前述した押圧力を制御することができ、動力の伝達効率の低下を抑制することができる。

【0024】

50

また、駆動源と入力軸との間に設けられた動力伝達部の第２の噛み合わせ部が入力軸の軸線から径方向に離れた位置に配されている。

【００２５】

したがって、駆動源からの入力トルクが比較的急激に変化して、入力軸が軸線に沿って変位した際でも、結合部の半径方向距離を大きくとっているため、軸方向力が小さくなるので、結合面での軸方向の摩擦力は小さくなる。

【００２６】

このため、入力軸が軸線に沿って移動する際の摺動抵抗を抑制することができる。したがって、前述した押圧力を抑制することができ、かつキャピティにおけるスリップを抑制することができるので、トロイダル形無段変速装置の動力の伝達効率を低下を抑制することができる。

10

【００２７】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の一実施形態を図１及び図２を参照して説明する。

【００２８】

図１はトロイダル形無段変速装置としてのダブルキャピティ式ハーフトロイダル形無段変速装置３０を備えた自動車用トランスミッション３１の一部を示す断面図であり、図２はこのトロイダル形無段変速装置３０の押圧機構としての油圧ローディング機構６を示す断面図である。

【００２９】

20

自動車用トランスミッション３１は、図１に示すように、ダブルキャピティ式ハーフトロイダル形無段変速装置３０を備えている。ダブルキャピティ式ハーフトロイダル形無段変速装置３０は、図１に示すように、エンジン等を含む駆動源Ｅによって回転駆動される入力軸１と、一対の入力ディスク２ａ、２ｂと、一対の出力ディスク３ａ、３ｂと、複数のパワーローラ１０と、押圧機構としての油圧ローディング機構６と、を備えている。

【００３０】

入力ディスク２ａ、２ｂは、入力軸１に、この入力軸１の軸線Ｐに沿って互いに間隔を有して配されている。入力ディスク２ａ、２ｂは、互いに対向した状態で支持されている。入力ディスク２ａ、２ｂは互いに同軸的に配されている。入力ディスク２ａ、２ｂは、それぞれ入力軸１と連動して回転するように、入力軸１と同軸的に支持されている。入力ディスク２ａ、２ｂは、ボールスプライン係合部３２及びスプライン係合部３３によって入力軸１に取付けられており、入力軸１と連動して回転する。入力ディスク２ａ、２ｂは、入力軸１の軸線Ｐに沿って摺動自在に設けられている。

30

【００３１】

出力ディスク３ａ、３ｂは、前記一対の入力ディスク２ａ、２ｂの間に、入力ディスク２ａ、２ｂそれぞれと対向して設けられている。出力ディスク３ａ、３ｂは、入力軸１に対して遊嵌した状態で支持されている。出力ディスク３ａ、３ｂは、互いに同軸的に配置されかつ互いに同期して回転する。出力ディスク３ａ、３ｂは、これらの出力ディスク３ａ、３ｂと同軸的に配置された出力歯車３４と連動する。この出力歯車３４は、前記入力軸１に基づく動力を取り出す出力軸３５と連動して回転する。

40

【００３２】

パワーローラ１０は入力ディスク２ａ、２ｂと出力ディスク３ａ、３ｂとのそれぞれの間に揺動自在に設けられている。パワーローラ１０は、双方のディスク２ａ、２ｂ、３ａ、３ｂに転接する。パワーローラ１０はそれぞれ入力ディスク２ａ、２ｂ及び出力ディスク３ａ、３ｂに転接するトラクション部１０ａを備えている。

【００３３】

なお、一方の入力ディスク２ａと、この入力ディスク２ａに相対する出力ディスク３ａと、これら入出力ディスク２ａ、３ａの間に配されたパワーローラ１０と、で第１のキャピティ２１を構成している。他方の入力ディスク２ｂと、この入力ディスク２ｂに相対する出力ディスク３ｂと、これら入出力ディスク２ｂ、３ｂの間に配されたパワーローラ１０

50

と、で第２のキャビティ２２を構成している。

【００３４】

入力ディスク２ａ，２ｂと出力ディスク３ａ，３ｂとの間に、それぞれトラニオン８が設けられている。トラニオン８は、枢軸７を中心として図１中の矢印Ｒで示す方向に揺動することができる。トラニオン８の中心部に変位軸９が設けられている。変位軸９それぞれにパワーローラ１０が回転自在に支持されている。これらのパワーローラ１０は、入力ディスク２ａ，２ｂと出力ディスク３ａ，３ｂとの間において、その傾き角度をトロイダル形無段変速装置３０の減速比に応じて変化させる。

【００３５】

トラニオン８とパワーローラ１０との間に、パワーローラ軸受として機能するスラスト玉軸受１１が設けられている。スラスト玉軸受１１は入力ディスク２ａ，２ｂ及び出力ディスク３ａ，３ｂからパワーローラ１０に加わるスラスト方向の荷重を支承し、かつパワーローラ１０の回転を許容する。スラスト玉軸受１１を構成する複数個の玉１２は、円環状の保持器１４によって保持されている。保持器１４は、トラニオン８側に設けた円環状の外輪１３と、回転部としてのパワーローラ１０との間に設けられている。

10

【００３６】

油圧ローディング機構６は、図１及び図２に示すように、一対の入力ディスク２ａ，２ｂのうち一方の入力ディスク２ａの背面４２ａ側に設けられている。油圧ローディング機構６は、シリンダ部としてのシリンダ４１を備えている。

【００３７】

シリンダ４１は、底部４８と筒部４９とを備えた有底筒状に形成されており、入力軸１と同軸的に配されている。シリンダ４１は、入力軸１にスプライン係合によって取り付けられている。シリンダ４１は、入力軸１の軸線Ｐに沿って摺動自在に設けられている。シリンダ４１は、その筒部４９が入力ディスク２ａの背面４２ａ側から外周に嵌合して配されている。

20

【００３８】

また、入力軸１の入力ディスク２ａ及びシリンダ４１が取り付けられた一端部１ａには、外周に向かって突出したフランジ部４３が一体に形成されている。前記フランジ部４３とシリンダ４１との間には、シリンダ４１を入力ディスク２ａに向かって付勢する皿ばね４４が複数設けられている。前記一端部１ａには、その端面１ｃに開口しかつ軸線Ｐに沿って延びた油穴４５が形成されている。この油穴４５には、加圧流体としての加圧油が供給される。入力軸１の他端部１ｂには、ナット４６が螺合する。このナット４６は、入力ディスク２ｂの背面４２ｂと接する。

30

【００３９】

シリンダ４１の内面と入力ディスク２ａの背面４２ａとで囲まれる空間は、シリンダ室４７になっている。このシリンダ室４７は、複数のシール部材５０によって流体密に保たれている。また、入力軸１及びシリンダ４１には、前記油穴４５から前記シリンダ室４７内に向かって貫通した加圧油導入路５１が形成されている。前述した構成によって、加圧油が、シリンダ室４７内に供給される。なお、入力ディスク２ａの背面４２ａは、本明細書に記したピストン部をなしている。

40

【００４０】

入力軸１と駆動源Ｅとの間には、結合部としての動力伝達部５２が設けられている。動力伝達部５２は、駆動源Ｅの回転駆動力を入力軸１に伝達する。動力伝達部５２は、駆動源Ｅにより回転駆動される駆動軸５３と、この駆動軸５３に一体に形成された第１の噛み合わせ部５４と、前記シリンダ４１に一体に形成された第２の噛み合わせ部５５と、を備えている。

【００４１】

駆動軸５３は、入力軸１の一端部１ａに接続している。駆動軸５３と入力軸１とは、互いに同軸的に配されている。第１の噛み合わせ部５４は、駆動軸５３の外周方向に向かって延びた円板部５６と、シリンダ４１に向かって突出した複数の歯５７と、を備えている。

50

円板部 5 6 は、シリンダ 4 1 及び入力ディスク 2 a と略同径に形成されている。歯 5 7 は、それぞれ、円板部 5 6 の縁部に設けられている。

【 0 0 4 2 】

第 2 の噛み合わせ部 5 5 は、シリンダ 4 1 の底部 4 8 から駆動源 E に向かって突出した複数の歯 5 8 を備えている。歯 5 8 は、それぞれ、シリンダ 4 1 の底部 4 8 の縁部に形成されている。第 1 の噛み合わせ部 5 4 の歯 5 7 と、第 2 の噛み合わせ部 5 5 の歯 5 8 とは、互いに噛み合う。このように、前記第 1 の噛み合わせ部 5 4 と、第 2 の噛み合わせ部 5 5 は、入力軸 1 からその径方向に離れたシリンダ 4 1 及び入力ディスク 2 a の縁部に配されている。円板部 5 6 とシリンダ 4 1 の底部 4 8 は、入力軸 1 から径方向に離れている。このように、動力伝達部 5 2 の半径方向距離を大きくすることにより、軸方向力が小さくなるので、結合面での軸方向の摩擦力は小さくなる。

10

【 0 0 4 3 】

加圧油が油圧ローディング機構 6 のシリンダ室 4 7 内に供給されると、この供給された加圧油がシリンダ 4 1 の底部 4 8 の底面 4 8 a と、入力ディスク 2 a の背面 4 2 a とが互いに離れる方向に、シリンダ 4 1 と入力ディスク 2 a とを移動させる。

【 0 0 4 4 】

すると、入力ディスク 2 a が出力ディスク 3 a に向かって押圧されるとともに、シリンダ 4 1 がフランジ部 4 3 を介して入力軸 1 を駆動源 E に近づく方向に移動する。そして、ナット 4 6 を介して入力ディスク 2 b が出力ディスク 3 b に向かって押圧される。このように、油圧ローディング機構 6 は、シリンダ 4 7 室内に加圧油が供給されると入力ディスク 2 a , 2 b を出力ディスク 3 a , 3 b に向かって押圧する。

20

【 0 0 4 5 】

それぞれのパワーローラ 1 0 のトラクション部 1 0 a が入出力ディスク 2 a , 2 b , 3 a , 3 b の双方に転接し、入力ディスク 2 a , 2 b の回転駆動力を所望の減速比で出力ディスク 3 a , 3 b に伝達する。このように、油圧ローディング機構 6 が、入力ディスク 2 a , 2 b を出力ディスク 3 a , 3 b に向かって押圧することによって、駆動源 E から伝達された回転駆動力を入力ディスク 2 a , 2 b 、パワーローラ 1 0 、出力ディスク 3 a , 3 b 及び出力歯車 3 4 を介して出力軸 3 5 へと伝達する。

【 0 0 4 6 】

本実施形態のトロイダル形無段変速装置 3 0 は、油圧ローディング機構 6 が、加圧流体としての加圧油が供給されることによって、入力ディスク 2 a , 2 b を出力ディスク 3 a , 3 b に向かって押圧する。このため、ECU などの周知の演算装置によって、入力ディスク 2 a , 2 b が出力ディスク 3 a , 3 b を押圧する押圧力を制御することができる。したがって、入力トルク、変速比、回転数及び潤滑剤によって定まる適切な力にこの押圧力を制御することができ、トロイダル形無段変速装置 3 0 及びこのトロイダル形無段変速装置 3 0 を備えた自動用トランスミッション 3 1 の動力の伝達効率の低下を抑制できる。

30

【 0 0 4 7 】

また、トロイダル形無段変速装置 3 0 は、駆動源 E と入力軸 1 との間に設けられた動力伝達部 5 2 の互いに噛み合う第 1 及び第 2 の噛み合わせ部 5 4 , 5 5 が、入力軸 1 からその径方向に離れた位置に配されている。このため、油圧ローディング機構 6 が入力ディスク 2 a , 2 b を出力ディスク 3 a , 3 b に向かって押圧して、入力軸 1 を駆動源 E に向かって移動しても、結合部の半径方向距離を大きくとっているため、軸方向力が小さくなるので、結合面での軸方向の摩擦力は小さくなる。

40

【 0 0 4 8 】

このため、入力軸 1 が軸線 P に沿って移動する際の摺動抵抗を抑制できる。したがって、必要以上に前述した押圧力を大きくする必要が生じない。押圧力が不足してキャビティ 2 1 , 2 2 でパワーローラ 1 0 などがスリップすることが抑制することができる。したがって、トロイダル形無段変速装置 3 0 及びこのトロイダル形無段変速装置 3 0 を備えた自動車用トランスミッション 3 1 の動力の伝達効率の低下を抑制できる。

【 0 0 4 9 】

50

図 3 は第 2 の実施形態を示し、前述した第 1 の実施形態と同一構成部分には同一符号を付して説明を省略する。

【 0 0 5 0 】

本実施形態のトロイダル形無段変速装置 3 0 の油圧ローディング機構 6 は、入力ディスク 2 a とシリンダ 4 1 との間にシリンダ部としての第 2 シリンダ 5 9 と、第 1 の円板部材 6 0 と第 2 の円板部材 6 1 と円環部材 6 2 とを備えている。第 2 シリンダ 5 9 は、入力ディスク 2 a の外周に嵌合しているとともに、シリンダ 4 1 の筒部 4 9 の内周に嵌合して設けられている。

【 0 0 5 1 】

第 1 の円板部材 6 0 は、筒部 6 3 とこの筒部 6 3 の一端部から外周方向に向かって延びた円板部 6 4 とを一体に備えている。第 1 の円板部材 6 0 は、筒部 6 3 が入力軸 1 の外周に嵌合しかつ円板部 6 4 が第 2 シリンダ 5 9 の内周に嵌合した状態で配されている。第 1 の円板部材 6 0 は、円板部 6 4 の底面 6 5 が入力ディスク 2 a に相対した状態に配されている。第 1 の円板部材 6 0 の筒部 6 3 の端面 6 6 は、シリンダ 4 1 の底面 4 8 a に当接している。

10

【 0 0 5 2 】

第 2 の円板部材 6 1 は、リング状に形成されている。第 2 の円板部材 6 1 は、第 1 の円板部材 6 0 の筒部 6 3 の外周に嵌合しかつ第 2 シリンダ 5 9 の内周に嵌合した状態に配されている。円環部材 6 2 は、入力軸 1 の外周に嵌合しているとともに、第 1 の円板部材 6 0 と入力ディスク 2 a との間に配されている。

20

【 0 0 5 3 】

第 2 シリンダ 5 9 の内周面と、第 1 の円板部材 6 0 の底面 6 5 と、入力ディスク 2 a の背面 4 2 a と、円環部材 6 2 の外表面の一部と、で囲まれた空間は、第 1 のシリンダ室 6 7 を構成している。この第 1 のシリンダ室 6 7 は、複数のシール部材 6 8 によって、流体密に保たれている。

【 0 0 5 4 】

第 2 シリンダ 5 9 の内周面とシリンダ 4 1 の底面 4 8 a と第 2 の円板部材 6 1 の端面 6 9 と、で囲まれた空間は、第 2 のシリンダ室 7 0 を構成している。この第 2 のシリンダ室 7 0 は、複数のシール部材 7 1 によって、流体密に保たれている。

【 0 0 5 5 】

入力軸 1 及び第 1 の円板部材 6 0 には、油穴 4 5 から第 1 のシリンダ室 6 1 内に向かって貫通した第 1 の加圧油導入路 7 2 と、油穴 4 5 から第 2 のシリンダ室 7 0 内に向かって貫通した第 2 の加圧油導入路 7 3 とが形成されている。

30

【 0 0 5 6 】

前述した構成によって、加圧油は、油穴 4 5、第 1 及び第 2 の加圧油導入路 7 2 , 7 3 内を通過して、第 1 及び第 2 のシリンダ室 6 7 , 7 0 内それぞれに供給される。

【 0 0 5 7 】

第 1 のシリンダ室 6 7 内に加圧油が供給されると、この加圧油が第 1 の円板部材 6 0 の底面 6 5 と入力ディスク 2 a の背面 4 2 a とが互いに離れる方向に、第 1 の円板部材 6 0 と入力ディスク 2 a とを移動させる。すると、入力ディスク 2 a が出力ディスク 3 a に向かって押圧される。

40

【 0 0 5 8 】

一方、第 2 のシリンダ室 7 0 内に加圧油が供給されると、この加圧油が第 2 の円板部材 6 1 とシリンダ 4 1 の底面 4 8 a とが離れる方向に、シリンダ 4 1 を移動させる。すると、シリンダ 4 1 がフランジ部 4 3 を介して入力軸 1 を駆動源 E に近づける方向に移動する。

【 0 0 5 9 】

そして、ナット 4 6 を介して入力ディスク 2 b が出力ディスク 3 b に向かって押圧される。そして、第 1 の実施形態と同様に、駆動源 E から供給された回転駆動力は、入力ディスク 2 a , 2 b、パワーローラ 1 0 及び出力歯車 3 4 を介して出力軸 3 5 へと伝達される。

【 0 0 6 0 】

50

本実施形態においても、前述した第 1 の実施形態と同様に、油圧ローディング機構 6 が加圧油を供給されることによって、入力ディスク 2 a , 2 b を出力ディスク 3 a , 3 b に向かって押圧するため、動力の伝達効率の低下を抑制できる。

【 0 0 6 1 】

また、入力ディスク 2 a , 2 b を出力ディスク 3 a , 3 b に向かって押圧する際に、結合部の半径方向距離を大きくとっているため、軸方向力が小さくなるので、結合面での軸方向の摩擦力は小さくなる。このため、入力軸 1 の軸線 P に沿った摺動抵抗を抑制でき、動力の伝達効率の低下を抑制することができる。

【 0 0 6 2 】

図 4 は、第 3 の実施形態を示し、前述した第 1 の実施形態と同一構成部分には同一符号を付して説明を省略する。

10

【 0 0 6 3 】

本実施形態のトロイダル形無段変速装置 3 0 は、前述した動力伝達部 5 2 を用いることなく、前記駆動源 E に接続した駆動軸 5 3 が、入力軸 1 の一端部 1 a の外周面にボールスプライン係合している。このため、入力ディスク 2 a が軸線 P に沿って変位する際の摺動抵抗が抑制される。

【 0 0 6 4 】

本実施形態においても、シリンダ室 4 7 内に加圧油が供給されると、この加圧油が入力ディスク 2 a を出力ディスク 3 a に向かって押圧するとともに、フランジ部 4 3 を介して入力軸 1 を駆動源 E に向かって移動させて、入力ディスク 2 b を出力ディスク 3 b に向かって押圧する。

20

【 0 0 6 5 】

このように、本実施形態のトロイダル形無段変速装置 3 0 においても、加圧油が供給されることによって、入力ディスク 2 a , 2 b を出力ディスク 3 a , 3 b に向かって押圧するため、動力の伝達効率の低下を抑制できる。

【 0 0 6 6 】

さらに、入力ディスク 2 a が軸線 P に沿って変位する際の摺動抵抗を抑制できるので、より一層動力の伝達効率の低下を抑制できる。

【 0 0 6 7 】

【 発明の効果 】

30

本発明のトロイダル形無段変速装置によれば、適切な力に前述した押圧力を制御することができるので、動力の伝達効率の低下を抑制することができる。また、入力軸が軸線に沿って移動する際の摺動抵抗を抑制できるため、前述した押圧力を抑制することができる。また、パワーローラのスリップを抑制できる。したがって、動力の伝達効率の低下をより一層抑制することができる。

【 図面の簡単な説明 】

【 図 1 】 本発明の第 1 の実施形態のダブルキャピティ式ハーフトロイダル形無段変速装置を用いた自動車用トランスミッションの一部を示す縦断面図。

【 図 2 】 図 1 に示されたトロイダル形無段変速装置の油圧ローディング機構を示す断面図。

40

【 図 3 】 本発明の第 2 の実施形態のトロイダル形無段変速装置の油圧ローディング機構を示す断面図。

【 図 4 】 本発明の第 3 の実施形態のトロイダル形無段変速装置の油圧ローディング機構を示す断面図。

【 図 5 】 従来のハーフトロイダル形無段変速装置において、ローディングカム機構が発生する押圧力と、適切な押圧力とを示す図。

【 図 6 】 従来のフルトロイダル形無段変速装置において、ローディングカム機構が発生する押圧力と、適切な押圧力とを示す図。

【 符号の説明 】

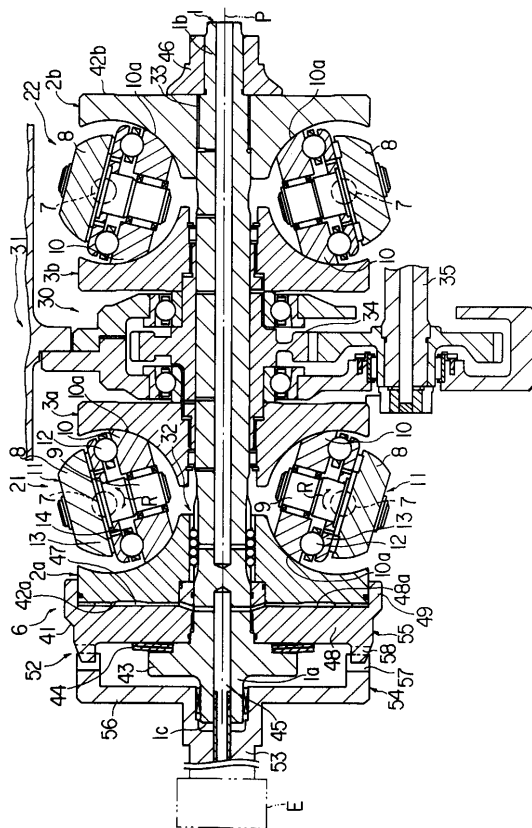
1 ... 入力軸

50

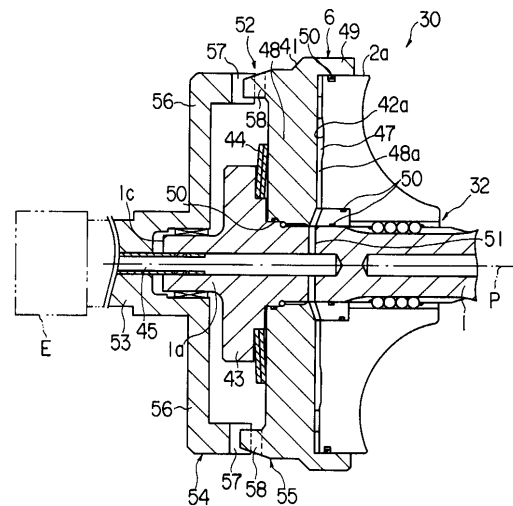
- 2 a , 2 b ...入力ディスク
- 3 a , 3 b ...出力ディスク
- 6 ...油圧ローディング機構（押圧機構）
- 10 ...パワーローラ
- 30 ...ダブルキャピティ式トロイダル形無段変速装置（トロイダル形無段変速装置）
- 31 ...自動車用トランスミッション
- 41 ...シリンダ（シリンダ部）
- 42 a ...入力ディスクの背面
- 54 ...第1の噛み合わせ部
- 55 ...第2の噛み合わせ部
- 59 ...第2シリンダ（シリンダ部）

10

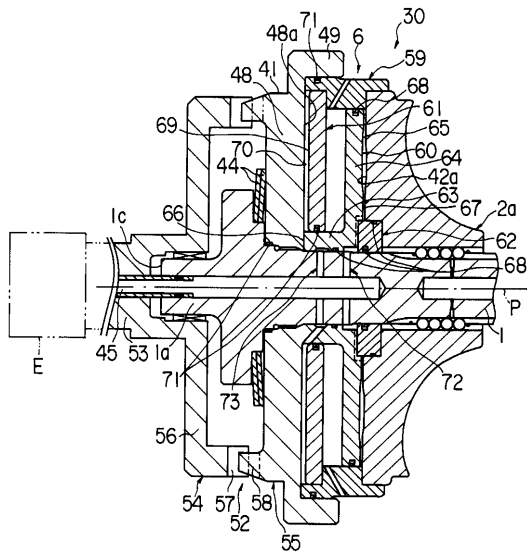
【図1】



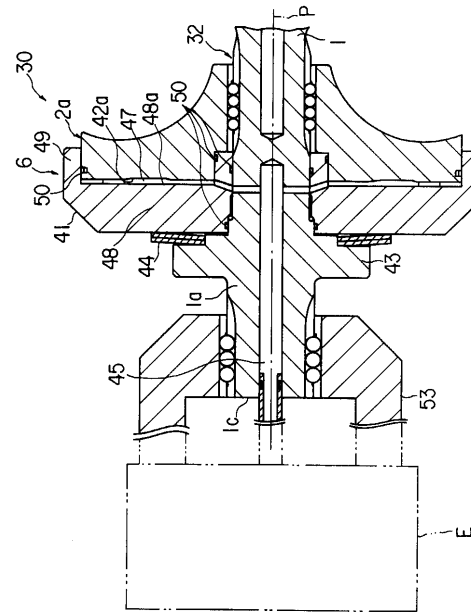
【図2】



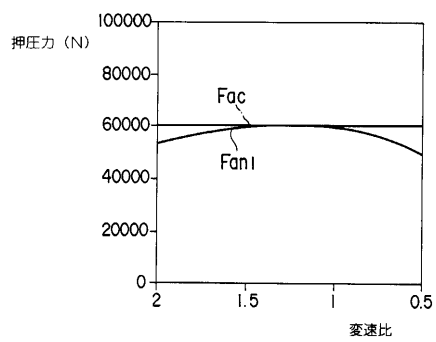
【図 3】



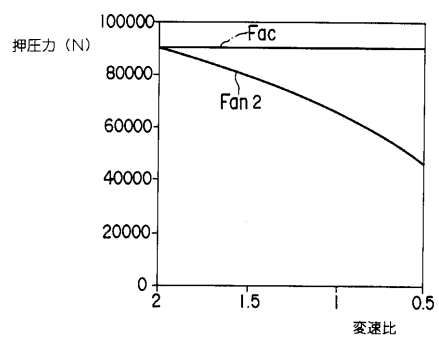
【図 4】



【図 5】



【図 6】



フロントページの続き

- (72)発明者 石川 宏史
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 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

審査官 鈴木 充

- (56)参考文献 特開平10-196751(JP,A)
実開平06-059649(JP,U)
特開平09-042402(JP,A)
独国特許出願公開第19828544(DE,A1)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16H 13/00-15/56