

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4479181号
(P4479181)

(45) 発行日 平成22年6月9日(2010.6.9)

(24) 登録日 平成22年3月26日(2010.3.26)

(51) Int.Cl. F I
F 1 6 H 61/00 (2006.01) F 1 6 H 61/00
F 1 6 H 15/38 (2006.01) F 1 6 H 15/38

請求項の数 3 (全 18 頁)

(21) 出願番号 特願2003-284196 (P2003-284196)
 (22) 出願日 平成15年7月31日(2003.7.31)
 (65) 公開番号 特開2004-76940 (P2004-76940A)
 (43) 公開日 平成16年3月11日(2004.3.11)
 審査請求日 平成18年6月12日(2006.6.12)
 (31) 優先権主張番号 特願2002-225529 (P2002-225529)
 (32) 優先日 平成14年8月2日(2002.8.2)
 (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 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
 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号
 日本精工株式会社内
 (72) 発明者 井上 英司
 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号
 日本精工株式会社内

審査官 中野 宏和

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】

互いに同心に、且つ相対回転自在に配置された第一、第二のディスクと、互いに対向するこれら第一、第二のディスクの内側面同士の間挟持されてこれら第一、第二のディスク同士の間で動力を伝達する複数のパワーローラと、上記第一のディスクを上記第二のディスクに向け押圧する油圧式の押圧装置とを備えたトロイダル型無段変速機に於いて、上記第一、第二のディスク同士の間で伝達される力を非電氣的に検出し、上記第一、第二のディスク同士の間の変速比が最も大きな押し付け力を必要とする値である場合に必要となる押圧力を上記押圧装置に発生させる為に要する油圧を目標値として設定すると共に、上記伝達される力が大きい程この目標値を高くする主油圧制御手段と、上記第一、第二のディスク同士の間の変速比に対応して変化する、上記押圧装置に発生させるべき押圧力の最適値に応じた油圧の必要値を電氣的に求め、この必要値と上記目標値との差である補正值をこの目標値から減じた油圧を上記押圧装置に導入させる油圧補正手段とを備え、上記必要値又は上記補正值を求める電気回路の故障時には、上記押圧装置に、上記目標値の油圧を導入する事を特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項2】

各パワーローラを回転自在に支持した状態で、変速時に枢軸を中心に揺動変位する支持部材と、シリンダ部にピストンを嵌装して成り、圧油の給排に基づいてこの支持部材を上記枢軸の軸方向に変位させる油圧式のアクチュエータとを備え、上記シリンダ部内でピストンの軸方向両側に存在する1対の油圧室内の油圧の差に基づいて、第一、第二のディス

ク同士の間で伝達される力を検出する、請求項 1 に記載したトロイダル型無段変速機。

【請求項 3】

油圧補正手段を構成する演算器は、変速比に加えて、内部に存在する潤滑油の温度及び駆動源の回転速度に応じて補正信号を求め、この補正信号に基づいて電磁弁を開閉する事により油圧の補正值を得る、請求項 1 ~ 2 の何れかに記載したトロイダル型無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明に係るトロイダル型無段変速機は、自動車用自動変速の変速ユニットとして、
或はポンプ等の各種産業機械の運転速度を調節する為の変速装置として利用する。

10

【背景技術】

【0002】

例えば特許文献 1 に記載されている様に、自動車用自動変速装置として、図 4 ~ 6 に示す様なトロイダル型無段変速機を使用する事が研究され、一部で実施されている。このトロイダル型無段変速機は、ダブルキャピティ型と呼ばれるもので、入力軸 1 の両端部周囲に、請求項 1、2 に記載した第一のディスクである入力側ディスク 2、2 を、ボールスプライン 3、3 を介して支持している。従ってこれら両入力側ディスク 2、2 は、互いに同心に、且つ、同期した回転を自在に支持されている。又、上記入力軸 1 の中間部周囲に出力歯車 4 を、この入力軸 1 に対する相対回転を自在として支持している。そして、この出力歯車 4 の中心部に設けた円筒部の両端部に、請求項 1、2 に記載した第二のディスクである出力側ディスク 5、5 を、それぞれスプライン係合させている。従ってこれら両出力側ディスク 5、5 は、上記出力歯車 4 と共に、同期して回転する。

20

【0003】

又、上記各入力側ディスク 2、2 と上記各出力側ディスク 5、5 との間には、それぞれ複数個ずつ（通常 2 ~ 3 個ずつ）のパワーローラ 6、6 を挟持している。これら各パワーローラ 6、6 はそれぞれ、請求項 2 に記載した支持部材であるトラニオン 7、7 の内側面に、支持軸 8、8 及び複数の転がり軸受を介して、回転自在に支持されている。上記各トラニオン 7、7 は、それぞれの長さ方向（図 4、6 の上下方向、図 5 の表裏方向）両端部に、これら各トラニオン 7、7 毎に互いに同心に設けられた枢軸 9、9 を中心として揺動変位自在である。これら各トラニオン 7、7 を傾斜させる動作は、油圧式のアクチュエータ 10、10 により、これら各トラニオン 7、7 を上記枢軸 9、9 の軸方向に変位させる事で行なうが、総てのトラニオン 7、7 の傾斜角度は、油圧式及び機械式に互いに同期させる。

30

【0004】

即ち、前記入力軸 1 と出力歯車 4 との間の変速比を変えるべく、上記各トラニオン 7、7 の傾斜角度を変える場合には、上記各アクチュエータ 10、10 により上記各トラニオン 7、7 を、それぞれ逆方向に、例えば、図 6 の右側のパワーローラ 6 を同図の下側に、同図の左側のパワーローラ 6 を同図の上側に、それぞれ変位させる。この結果、これら各パワーローラ 6、6 の周面と上記各入力側ディスク 2、2 及び各出力側ディスク 5、5 の内側面との当接部に作用する、接線方向の力の向きが変化（当接部にサイドスリップが発生）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 11、11 に枢支された枢軸 9、9 を中心として、互いに逆方向に揺動（傾斜）する。この結果、上記各パワーローラ 6、6 の周面と上記入力側、出力側各ディスク 2、5 の内側面との当接位置が変化し、上記入力軸 1 と出力歯車 4 との間の変速比が変化する。

40

【0005】

上記各アクチュエータ 10、10 への圧油の給排状態は、これら各アクチュエータ 10、10 の数に関係なく 1 個の変速比制御弁 12 により行ない、何れか 1 個のトラニオン 7 の動きをこの変速比制御弁 12 にフィードバックする様にしている。この変速比制御弁 12 は、ステッピングモータ 13 により軸方向（図 6 の左右方向、図 4 の表裏方向）に変位させられるスリーブ 14 と、このスリーブ 14 の内径側に軸方向の変位自在に嵌装された

50

スプール15とを有する。又、上記各トラニオン7、7と上記各アクチュエータ10、10のピストン16、16とを連結するロッド17、17のうち、何れか1個のトラニオン7に付属のロッド17の端部にプリセカム18を固定しており、このプリセカム18とリンク腕19とを介して、上記ロッド17の動き、即ち、軸方向の変位量と回転方向との変位量との合成値を上記スプール15に伝達する、フィードバック機構を構成している。又、上記各トラニオン7、7同士の間には同期ケーブル20を掛け渡して、油圧系の故障時にも、これら各トラニオン7、7の傾斜角度を、機械的に同期させられる様にしている。

【0006】

変速状態を切り換える際には、上記ステッピングモータ13により上記スリーブ14を、得ようとする変速比に見合う所定位置にまで変位させて、上記変速比制御弁12の所定方向の流路を開く。この結果、上記各アクチュエータ10、10に圧油が、所定方向に送り込まれて、これら各アクチュエータ10、10が上記各トラニオン7、7を所定方向に変位させる。即ち、上記圧油の送り込みに伴ってこれら各トラニオン7、7が、前記各枢軸9、9の軸方向に変位しつつ、これら各枢軸9、9を中心に揺動する。そして、上記何れか1個のトラニオン7の動き（軸方向及び揺動変位）が、上記ロッド17の端部に固定したプリセカム18とリンク腕19とを介して上記スプール15に伝達され、このスプール15を軸方向に変位させる。この結果、上記トラニオン7が所定量変位した状態で、上記変速比制御弁12の流路が閉じられ、上記各アクチュエータ10、10への圧油の給排が停止される。

【0007】

この際の上記トラニオン7及び上記プリセカム18のカム面21の変位に基づく上記変速比制御弁12の動きは、次の通りである。先ず、上記変速比制御弁12の流路が開かれる事に伴って上記トラニオン7が軸方向に変位すると、前述した様に、パワーローラ6の周面と入力側ディスク2及び出力側ディスク5の内側面との当接部に発生するサイドスリップにより、上記トラニオン7が上記各枢軸9、9を中心とする揺動変位を開始する。又、上記トラニオン7の軸方向変位に伴って上記カム面21の変位が、上記リンク腕19を介して上記スプール15に伝わり、このスプール15が軸方向に変位して、上記変速比制御弁12の切り換え状態を変更する。具体的には、上記アクチュエータ10により上記トラニオン7を中立位置に戻す方向に、上記変速比制御弁12が切り換わる。

【0008】

従って上記トラニオン7は、軸方向に変位した直後から、中立位置に向け、逆方向に変位し始める。但し、上記トラニオン7は、中立位置からの変位が存在する限り、上記各枢軸9、9を中心とする揺動を継続する。この結果、上記プリセカム18のカム面21の円周方向に関する変位が、上記リンク腕19を介して上記スプール15に伝わり、このスプール15が軸方向に変位する。そして、上記トラニオン7の傾斜角度が、得ようとする変速比に見合う所定角度に達した状態で、このトラニオン7が中立位置に復帰すると同時に、上記変速比制御弁12が閉じられて、上記アクチュエータ10への圧油の給排が停止される。この結果上記トラニオン7の傾斜角度が、前記ステッピングモータ13により前記スリーブ14を軸方向に変位させた量に見合う角度になる。

【0009】

上述の様なトロイダル型無段変速機の運転時には、エンジン等の動力源に繋がる駆動軸22により一方（図4、5の左方）の入力側ディスク2を、図示の様なローディングカム式の、或は油圧式の押圧装置23を介して回転駆動する。この結果、前記入力軸1の両端部に支持された1対の入力側ディスク2、2が、互いに近づく方向に押圧されつつ同期して回転する。そして、この回転が、上記各パワーローラ6、6を介して上記各出力側ディスク5、5に伝わり、前記出力歯車4から取り出される。

【0010】

この様に上記各入力側ディスク2、2から上記各出力側ディスク5、5に動力を伝達する際に、上記各トラニオン7、7には、それぞれの内側面に支持した上記各パワーローラ

10

20

30

40

50

6、6の周面と上記各ディスク2、5の内側面との摩擦に伴って、それぞれの両端部に設けた枢軸9、9の軸方向の力が加わる。この力は、所謂 $2F_t$ と呼ばれるもので、その大きさは、上記各入力側ディスク2、2から上記各出力側ディスク5、5（或は出力側ディスク5、5から入力側ディスク2、2）に伝達する力（トルク）に比例する。そして、この様な力 $2F_t$ は、前記各アクチュエータ10、10により支承する。従って、トロイダル型無段変速機の運転時に、これら各アクチュエータ10、10を構成するピストン16、16の両側に存在する1対の油圧室同士の圧力差は、上記力 $2F_t$ の大きさに比例する。

【0011】

上記入力軸1と出力歯車4との回転速度を変える場合で、先ず入力軸1と出力歯車4との間で減速を行なう場合には、上記各アクチュエータ10、10により上記各トラニオン7、7を上記各枢軸9、9の軸方向に移動させ、これら各トラニオン7、7を図5に示す位置に揺動させる。そして、上各パワーローラ6、6の周面をこの図5に示す様に、上記各入力側ディスク2、2の内側面の中心寄り部分と上記各出力側ディスク5、5の内側面の外周寄り部分とにそれぞれ当接させる。反対に、増速を行なう場合には、上記各トラニオン7、7を図5と反対方向に揺動させ、上各パワーローラ6、6の周面を、この図5に示した状態とは逆に、上記各入力側ディスク2、2の内側面の外周寄り部分と上記各出力側ディスク5、5の内側面の中心寄り部分とに、それぞれ当接する様に、上記各トラニオン7、7を傾斜させる。これら各トラニオン7、7の傾斜角度を中間にすれば、入力軸1と出力歯車4との間で、中間の変速比（速度比）を得られる。

【0012】

更に、上述の様に構成され作用するトロイダル型無段変速ユニットを実際の自動車用の無段変速機に組み込む場合、遊星歯車機構と組み合わせて無段変速装置を構成する事が、特許文献2～5等に記載されている様に、従来から提案されている。

【0013】

図7は、これら各特許文献のうちの特許文献5に記載された無段変速装置を示している。この無段変速装置は、ダブルキャピティ型のトロイダル型無段変速機24と遊星歯車式変速機25とを組み合わせて成る。そして、低速走行時には動力を上記トロイダル型無段変速機24のみで伝達し、高速走行時には動力を、主として上記遊星歯車式変速機25により伝達すると共に、この遊星歯車式変速機25による速度比を、上記トロイダル型無段変速機24の速度比を変える事により調節自在としている。

【0014】

この為に、上記トロイダル型無段変速機24の中心部を貫通し、両端部に1対の入力側ディスク2、2を支持した入力軸1の先端部（図7の右端部）と、上記遊星歯車式変速機25を構成するリング歯車26を支持した支持板27の中心部に固定した伝達軸28とを、高速用クラッチ29を介して結合している。上記トロイダル型無段変速機24の構成は、次述する押圧装置23aの点を除き、前述の図4～6に示した従来構造の場合と、実質的に同様である。

【0015】

又、駆動源であるエンジン30のクランクシャフト31の出力側端部（図7の右端部）と上記入力軸1の入力側端部（＝基端部＝図7の左端部）との間に、発進クラッチ32と油圧式の押圧装置23aとを、動力の伝達方向に関して互いに直列に設けている。前記特許文献5に記載された無段変速装置の場合には、上記押圧装置23aに任意の油圧を導入自在としている（特許文献5に記載の明細書の[0012]段落参照）。

【0016】

又、上記入力軸1の回転に基づく動力を取り出す為の出力軸33を、上記入力軸1と同心に配置している。そして、この出力軸33の周囲に前記遊星歯車式変速機25を設けている。この遊星歯車式変速機25を構成する太陽歯車34は、上記出力軸33の入力側端部（図7の左端部）に固定している。従ってこの出力軸33は、上記太陽歯車34の回転に伴って回転する。この太陽歯車34の周囲には前記リング歯車26を、上記太陽歯車3

10

20

30

40

50

4 と同心に、且つ、回転自在に支持している。そして、このリング歯車 26 の内周面と上記太陽歯車 34 の外周面との間に、複数の遊星歯車 35、35 を設けている。これら各遊星歯車 35、35 は、それぞれ 1 対ずつの遊星歯車素子 36 a、36 b により構成している。これら各遊星歯車素子 36 a、36 b は、互いに噛合すると共に、外径側に配置した遊星歯車素子 36 a が上記リング歯車 26 に噛合し、内径側に配置した遊星歯車素子 36 b が上記太陽歯車 34 に噛合している。この様な各遊星歯車 35、35 は、キャリア 37 の片側面（図 7 の左側面）に回転自在に支持している。又、このキャリア 37 は、上記出力軸 33 の中間部に、回転自在に支持している。

【0017】

又、上記キャリア 37 と、前記トロイダル型無段変速機 24 を構成する 1 対の出力側ディスク 5、5 とを、動力伝達機構 38 により、回転力の伝達を可能な状態に接続している。この動力伝達機構 38 は、上記入力軸 1 及び上記出力軸 33 と平行な伝達軸 39 と、この伝達軸 39 の一端部（図 7 の左端部）に固定したスプロケット 40 a と、上記各出力側ディスク 5、5 に固定したスプロケット 40 b と、これら両スプロケット 40 a、40 b 同士の間には掛け渡したチェン 41 と、上記伝達軸 39 の他端（図 4 の右端）と上記キャリア 37 とにそれぞれ固定されて互いに噛合した第一、第二の歯車 42、43 とにより構成している。従って上記キャリア 37 は、上記各出力側ディスク 5、5 の回転に伴って、これら出力側ディスク 5、5 と反対方向に、上記第一、第二の歯車 42、43 の歯数及び上記 1 対のスプロケット 40 a、40 b の歯数に応じた速度で回転する。

【0018】

一方、上記入力軸 1 と上記リング歯車 26 とは、この入力軸 1 と同心に配置された前記伝達軸 28 を介して、回転力の伝達を可能な状態に接続自在としている。この伝達軸 28 と上記入力軸 1 との間には、前記高速用クラッチ 29 を、これら両軸 28、1 に対し直列に設けている。従って、この高速用クラッチ 29 の接続時にこの伝達軸 28 は、上記入力軸 1 の回転に伴って、この入力軸 1 と同方向に同速で回転する。

【0019】

又、図 7 に示した無段変速装置は、モード切換手段を構成するクラッチ機構を備える。このクラッチ機構は、上記高速用クラッチ 29 と、上記キャリア 37 の外周縁部と上記リング歯車 26 の軸方向一端部（図 7 の右端部）との間に設けた低速用クラッチ 44 と、このリング歯車 26 と無段変速装置のハウジング（図示省略）等、固定の部分との間設けた後退用クラッチ 45 とから成る。各クラッチ 29、44、45 は、何れか 1 個のクラッチが接続された場合には、残り 2 個のクラッチの接続が断たれる。

【0020】

上述の様に構成する無段変速装置は、先ず、低速走行時には、上記低速用クラッチ 44 を接続すると共に、上記高速用クラッチ 29 及び後退用クラッチ 45 の接続を断つ。この状態で前記発進クラッチ 32 を接続し、前記入力軸 1 を回転させると、トロイダル型無段変速機 24 のみが、この入力軸 1 から上記出力軸 33 に動力を伝達する。この様な低速走行時には、それぞれ 1 対ずつの入力側ディスク 2、2 と、出力側ディスク 5、5 との間の速度比を、前述の図 4 ~ 6 に示したトロイダル型無段変速機単独の場合と同様にして調節する。

【0021】

これに対して、高速走行時には、上記高速用クラッチ 29 を接続すると共に、上記低速用クラッチ 44 及び後退用クラッチ 45 の接続を断つ。この状態で上記発進クラッチ 32 を接続し、上記入力軸 1 を回転させると、この入力軸 1 から上記出力軸 33 には、前記伝達軸 28 と前記遊星歯車式変速機 25 とが、動力を伝達する。即ち、上記高速走行時に上記入力軸 1 が回転すると、この回転は上記高速用クラッチ 29 及び伝達軸 28 を介してリング歯車 26 に伝わる。そして、このリング歯車 26 の回転が複数の遊星歯車 35、35 を介して太陽歯車 34 に伝わり、この太陽歯車 34 を固定した上記出力軸 33 を回転させる。この状態で、上記トロイダル型無段変速機 24 の速度比を変える事により上記各遊星歯車 35、35 の公転速度を変化させれば、上記無段変速装置全体としての速度比を調節

10

20

30

40

50

できる。

【 0 0 2 2 】

即ち、上記高速走行時に上記各遊星歯車 3 5、3 5 が、上記リング歯車 2 6 と同方向に公転する。そして、これら各遊星歯車 3 5、3 5 の公転速度が遅い程、上記太陽歯車 3 4 を固定した出力軸 3 3 の回転速度が速くなる。例えば、上記公転速度とリング歯車 2 6 の回転速度（何れも角速度）が同じになれば、上記リング歯車 2 6 と出力軸 3 3 の回転速度が同じになる。これに対して、上記公転速度がリング歯車 2 6 の回転速度よりも遅ければ、上記リング歯車 2 6 の回転速度よりも出力軸 3 3 の回転速度が速くなる。反対に、上記公転速度がリング歯車 2 6 の回転速度よりも速ければ、上記リング歯車 2 6 の回転速度よりも出力軸 3 3 の回転速度が遅くなる。

10

【 0 0 2 3 】

従って、上記高速走行時には、前記トロイダル型無段変速機 2 4 の速度比を減速側に变化させる程、無段変速装置全体の速度比は増速側に变化する。この様な高速走行時の状態では、上記トロイダル型無段変速機 2 4 に、入力側ディスク 2、2 からではなく、出力側ディスク 5 から力（トルク）が加わる（低速時に加わるトルクをプラスのトルクとした場合にマイナスのトルクが加わる）。即ち、前記高速用クラッチ 2 9 を接続した状態では、前記エンジン 3 0 から入力軸 1 に伝達されたトルクは、前記伝達軸 2 8 を介して前記遊星歯車式変速機 2 5 のリング歯車 2 6 に伝達される。従って、入力軸 1 の側から各入力側ディスク 2、2 に伝達されるトルクは殆どなくなる。

【 0 0 2 4 】

20

一方、上記伝達軸 2 8 を介して前記遊星歯車式変速機 2 5 のリング歯車 2 6 に伝達されたトルクの一部は、前記各遊星歯車 3 5、3 5 から、キャリア 3 7 及び動力伝達機構 3 8 を介して各出力側ディスク 5、5 に伝わる。この様に各出力側ディスク 5、5 からトロイダル型無段変速機 2 4 に加わるトルクは、無段変速装置全体の速度比を増速側に变化させるべく、トロイダル型無段変速機 2 4 の速度比を減速側に变化させる程小さくなる。この結果、高速走行時に上記トロイダル型無段変速機 2 4 に入力されるトルクが小さくなる。そして、この様にトロイダル型無段変速機 2 4 に加わるトルクが低い場合には、前記押圧装置 2 3 a の押圧力を低くして、このトロイダル型無段変速機 2 4 の構成部品の耐久性向上を図る（特許文献 5 に記載の明細書の [0 0 2 5] 段落参照）。

【 0 0 2 5 】

30

更に、自動車を後退させるべく、前記出力軸 3 3 を逆回転させる際には、前記低速用、高速用両クラッチ 4 4、2 9 の接続を断つと共に、前記後退用クラッチ 4 5 を接続する。この結果、上記リング歯車 2 6 が固定され、上記各遊星歯車 3 5、3 5 が、このリング歯車 2 6 並びに前記太陽歯車 3 4 と噛合しつつ、この太陽歯車 3 4 の周囲を公転する。そして、この太陽歯車 3 4 並びにこの太陽歯車 3 4 を固定した出力軸 3 3 が、前述した低速走行時並びに上述した高速走行時とは逆方向に回転する。

【 0 0 2 6 】

トロイダル型無段変速機で、入力側、出力側各ディスクの内側面と各パワーローラの周面との転がり接触部（トラクション部）の面圧を確保する為の押圧装置の構造としては、図 4、5、7 に示したものの他にも、特許文献 6、7 に記載されたものが知られている。このうちの特許文献 6 には、油圧式の押圧装置に導入する油圧を、エンジンの吸入負圧とトラニオンの傾斜角度とにより調節する構造、並びに、ローディングカムと油圧シリンダとを組み合わせ、ローディングカムにより入力トルクに応じた押圧力を発生させると共に、油圧シリンダにより変速比に応じた押圧力を発生させる構造が記載されている。又、特許文献 7 には、トラクションオイルの動粘度を粘度センサにより測定し、この動粘度に応じて押圧装置が発生する押圧力を变化させる構造が記載されている。

40

【 0 0 2 7 】

上述した様な従来構造のうち、図 4、5 に示した構造の場合には、ローディングカム式の押圧装置 2 3 が発生する押圧力が過大になる場合が多く、トロイダル型無段変速機 2 4 の構成部品の耐久性を確保する面から不利である。即ち、上記押圧装置 2 3 に要求される

50

押圧力は、変速比に応じて変わる事が、前述した特許文献6の他、例えば非特許文献1等に記載されて、従来から知られている。一方、ローディングカム式の押圧装置23が発生する押圧力は、この押圧装置23の入力部に加わるトルクが同じである限り一定である。従って、ローディングカム式の押圧装置23は、要求される最も大きな押圧力を発生させる様に設計する。具体的には、変速比が、最も大きな押し付け力を必要とする値である場合に要求される押圧力を発生する構造とする。

【0028】

尚、上記最も大きな押し付け力を必要とする変速比となる状態での、各パワーローラ6、6の傾転角 α_{max} は、次式で表される。

$$\alpha_{max} = \cos^{-1} \{ 1 / (1 + k) \}$$

この式中のkは、

$$k = (D / 2 r_0) - 1$$

で表される無次元数である。又、この式中のDは、各パワーローラ6、6の傾転中心軸同士の距離、 r_0 は、各傾転中心軸から各パワーローラ6、6の周面と各ディスク2、5の内側面との当接部（トラクション部）までの距離である。例えば、上記Dが130mm、同じく r_0 が40mmであるトロイダル型無段変速機の場合、 $k = 0.625$ であるから、上記最も大きな押し付け力を必要とする変速比となる状態での、上記各パワーローラ6、6の傾転角 α_{max} は52.02度となり、この状態での変速比*i*は1.32となる。この為、変速比が1.32から大きく外れた場合には、上記押圧装置23が発生する押圧力が過大になる。この押圧力が過大になる事は、トロイダル型無段変速機の小型化を図る面から

【0029】

又、図7に示した構造の場合には、高速用クラッチ29を接続した高速モード時にトロイダル型無段変速機24を通過するトルクが低くなる際に押圧装置23aが発生する油圧を低くする事だけしか考慮していない為、伝達効率確保及び耐久性確保の面から、必ずしも十分な効果を得られない。

又、特許文献6に記載されたものは、入力トルクと変速比とを考慮した押圧力を発生させる構造ではあるが、必要とする押圧力と現実に発生する押圧力との差を十分に小さくする様な、細かな調節を行なう事は難しい。

更に、特許文献7に記載されたものは、トラクションオイルの動粘度に応じた押圧力を得る事はできるが、より細かな調節を行なう事はできない。しかも、トラクション部の動粘度を測定する事自体難しいだけでなく、仮にできたとしても装置が複雑化する事が避けられないものと考えられる。

【0030】

必要とする押圧力と現実に発生する押圧力との差を十分に小さくする、言い換えれば、押圧装置が発生する押圧力を、トラクション部の面圧を確保する為に最低限必要とされる押圧力にほぼ一致させる（実際には僅かに大きくする）為には、油圧式の押圧装置に導入する油圧を、電氣的に制御する事が考えられる。この様に油圧を電氣的に制御すれば、変速比の変化に拘らず、上記押圧装置が発生する押圧力を、最低限必要とされる押圧力よりも僅かだけ大きくして、上記トラクション部の面圧を過大にする事なく、しかもこのトラクション部で過大な滑りが生じる事を防止できる。

【0031】

但し、油圧式の押圧装置に導入する油圧を、純電氣的に制御した場合、制御用のコンピュータの故障や断線等の制御回路の故障時に、この油圧が喪失若しくは極端に低下する。この結果、トロイダル型無段変速機を構成する入力側、出力側各ディスクの内側面と各パワーローラの周面との転がり接触部（上記トラクション部）で、これら各面同士が滑って動力の伝達を行なえなくなる、所謂グロススリップが発生する。この様なグロススリップが発生すると、トロイダル型無段変速機を搭載した車両の走行が不能になるだけでなく、上記各面の摩耗が著しく進行し、トロイダル型無段変速機に修理不能な程の損傷が発生す

10

20

30

40

50

る可能性がある。一方、現状に於いては、電氣的な制御回路が故障する可能性は、油圧式
 或は機械式の制御機構が故障する可能性よりも高い。この為、純電氣式の制御回路のみで
 、上記油圧式の押圧装置に導入する油圧を制御する事は、信頼性確保の面から問題がある
 。

【 0 0 3 2 】

【特許文献 1】特開平 2 - 2 8 3 9 4 9 号公報

【特許文献 2】特開平 1 - 1 6 9 1 6 9 号公報

【特許文献 3】特開平 1 - 3 1 2 2 6 6 号公報

【特許文献 4】特開平 1 0 - 1 9 6 7 5 9 号公報

【特許文献 5】特開平 1 1 - 6 3 1 4 6 号公報

【特許文献 6】特公平 6 - 7 2 6 5 2 号公報

【特許文献 7】特開 2 0 0 0 - 6 5 1 9 3 号公報

【非特許文献 1】今西 尚、町田 尚著、トラクションドライブ式無段変速機 パワート
 ロスユニットの開発 第 2 報 - ハーフトロイダル CVT とフルトロイダル CVT の比較
 - 「NSK TECHNICAL JOURNAL No.670、抜刷」、日本精工株式会社、2 0 0 0 年 1 1 月、第
 2 ~ 1 0 頁

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【 0 0 3 3 】

本発明は、上述の様な事情に鑑み、簡素に構成できる構造で、トラクション部の面圧を
 適正にして、トロイダル型無段変速機の伝達効率及び耐久性の確保を図れ、しかも故障時
 にも最低限の機能を確保できる構造の実現を目的として発明したものである。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 3 4 】

本発明のトロイダル型無段変速機は、前述した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、互いに同心に、且つ相対回転自在に配置された第一、第二のディスクと
 、互いに対向するこれら第一、第二のディスクの内側面同士の間挟持されてこれら第一
 、第二のディスク同士の間で動力を伝達する複数のパワーローラと、上記第一のディスク
 を上記第二のディスクに向け押圧する油圧式の押圧装置とを備える。

【 0 0 3 5 】

特に、本発明のトロイダル型無段変速機に於いては、主油圧制御手段と、油圧補正手段
 とを備える。

このうちの主油圧制御手段は、上記第一、第二のディスク同士の間で伝達される力を非
 電氣的に検出し、上記第一、第二のディスク同士の間の変速比が最も大きな押し付け力を
 必要とする値である場合に必要となる押圧力を上記押圧装置に発生させる為必要とする油圧
 を目標値として設定すると共に、上記伝達される力が大きい程この目標値を高くする。

又、上記油圧補正手段は、上記第一、第二のディスク同士の間の変速比に対応して変化
 する、上記押圧装置に発生させるべき押圧力の最適値に応じた油圧の必要値を電氣的に求
 め、この必要値と上記目標値との差である補正值をこの目標値から減じた油圧を、上記押
 圧装置に導入させる。

更に、上記必要値又は上記補正值を求める電気回路の故障時には、上記押圧装置に、上
 記目標値の油圧を導入する。

【発明の効果】

【 0 0 3 6 】

上述の様に構成する本発明のトロイダル型無段変速機の場合には、トロイダル型無段変
 速機を通過する力及び変速比により押圧装置が発生する押圧力を調節するので、トロイダ
 ル型無段変速機の運転状態の如何に拘らず、この押圧力を最適値に規制できる。即ち、油
 圧補正手段が押圧装置に導入する油圧は、主油圧制御手段が設定した目標値から補正值を
 減じた値、即ち、第一、第二のディスク同士の間の変速比に対応して変化する、上記押
 圧装置に発生させるべき押圧力の最適値に応じた、油圧の必要値となる。この必要値のうち

10

20

30

40

50

の補正值は電氣的に求められる為、上記押圧装置に導入する油圧を、トロイダル型無段変速機の運転状態に応じて細かく調節する事が可能になる。この結果、トラクション部の面圧を適正にして、トロイダル型無段変速機の伝達効率及び耐久性の確保を図れる。

【0037】

又、上記必要値を求める為の電気回路が故障した場合には、上記油圧補正手段が上記補正值の算出を行なえなくなり、上記押圧装置には、上記主油圧制御手段が設定した目標値の油圧が導入される。この目標値は、上記第一、第二のディスク同士の間の変速比が最も大きな押し付け力を必要とする値（例えば1.32）以外の場合には上記必要値を上回る。言い換えれば、この変速比が最も大きな押し付け力を必要とする値以外（例えば1.32よりも増速側若しくは減速側）の場合には、上記押圧装置が発生する押圧力が過大になる。但し、この場合に発生する押圧力は、前述の図4～6に示した従来構造の第1例で、ローディングカム式の押圧装置23が発生する押圧力に見合ったものとなる。従って、トロイダル型無段変速機の伝達効率及び耐久性が若干低下するが、必要最小限の機能は確保される。この為、上記トロイダル型無段変速機を搭載した車両を修理工場まで自走させる事ができる他、上記第一、第二のディスクの内側面及び各パワーローラの周面を著しく損傷させる事を防止できる。

10

この為本発明は、小型でしかも優れた伝達効率及び耐久性を有するトロイダル型無段変速機の実現に寄与できる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0038】

好ましくは、各パワーローラを回転自在に支持した状態で、変速時に枢軸を中心に揺動変位する支持部材と、シリンダ部にピストンを嵌装して成り、圧油の給排に基づいてこの支持部材を上記枢軸の軸方向に変位させる油圧式のアクチュエータとを備える。そして、上記シリンダ部内でピストンの軸方向両側に存在する1対の油圧室内の油圧の差に基づいて、第一、第二のディスク同士の間で伝達される力を検出する。

20

この様に、パワーローラを支持する支持部材を枢軸の軸方向に変位させる油圧式のアクチュエータを構成するシリンダ部内の1対の油圧室内の油圧の差に基づいて、上記第一、第二のディスク同士の間で伝達される力を検出すれば、簡単な構成で、この力を精度良く検出できる。

【0039】

更に、好ましくは、油圧補正手段を構成する演算器は、変速比に加えて、内部に存在する潤滑油の温度及び駆動源の回転速度に応じて補正信号を求め、この補正信号に基づいて電磁弁を開閉する事により油圧の補正值を得る。

30

この様に、変速比に加えて、内部に存在する潤滑油の温度及び駆動源の回転速度を勘案して補正信号を求め、この補正信号に基づいて電磁弁を開閉する事により油圧の補正值を得れば、通常時（非故障時）に於けるトラクション部の面圧をより適正にして、トロイダル型無段変速機の伝達効率及び耐久性の確保をより効果的に図れる。

【実施例】

【0040】

図1～3は、本発明の実施例を示している。尚、本発明の特徴は、トロイダル型無段変速機の運転状況に拘らず、入力側ディスク2及び出力側ディスク5の内側面と各パワーローラ6、6の周面との転がり接触部、即ちトラクション部の面圧を適正にする部分の構造にある。トロイダル型無段変速機24a自体の構造に就いては、押圧装置23aとして油圧式のものを使用している点以外、前述の図4～6に示した従来構造の第1例と同様であるから、同等部分に関する図示並びに説明は、省略若しくは簡略にし、以下、本発明の特徴部分を中心に説明する。尚、図1に於いては、油圧回路の油圧伝達経路を実線で、電気回路の信号伝達経路を一点鎖線で、それぞれ描いている。

40

【0041】

上記トロイダル型無段変速機24aを構成する入力軸1の一端部（図1の左端部）に、断面コ字形で全体が円環状のシリンダ筒46を外嵌し、スペーサ47とローディングナツ

50

ト４８とにより抑え付けて、上記入力軸１からの抜け止めを図っている。そして、上記シリンダ筒４６内に、上記入力側ディスク２の外半部（図１の左半部）を油密に嵌装して、上記油圧式の押圧装置２３ａを構成している。尚、上記シリンダ筒４６の底板部と上記入力側ディスク２の外側面との間には、皿板ばね等の予圧ばね４９を設けている。この予圧ばね４９は、上記トラクション部に必要最小限の面圧を付与する為に設けている。又、上記押圧装置２３ａ内には、上記入力軸１の一端部内側及び上記シリンダ筒４６に形成した給油通路５０を通じて、圧油を給排自在としている。即ち、上記トロイダル型無段変速機２４ａを収納したケーシング（図示省略）の一部に設けた油溜部５１からフィルタ５２を通じて吸引し、圧油ポンプ５３から吐出した圧油を、第一の圧力導入路５４を通じて、上記給油通路５０内に送り込み自在としている。

10

【 0 0 4 2 】

本実施例の場合、上記第一の圧力導入路５４の途中に圧力逃がし路５５の一端部を接続し、この圧力逃がし路５５の他端を、上記油溜部５１に通じさせている。そして、この圧力逃がし路５５の途中に押圧力制御弁５６を、直列に設けている。この押圧力制御弁５６は、リリーフ弁としての機能を備えたもので、その具体的構造を図２に示す様に、ケーシング５７内に軸方向の変位を可能にして嵌装したスプール５８を、ばね５９により付勢して成る。又、上記押圧力制御弁５６は、第一～第三のパイロット部６０～６２を備える。このうちの第一、第二のパイロット部６０、６１は、前記入力側ディスク２と前記出力側ディスク５との間で伝達される力の大きさに応じて上記押圧力制御弁５６の開弁圧を調節する為のものである。これに対して、第三のパイロット部６２は、上記トロイダル型無段変速機２４ａの変速比、このトロイダル型無段変速機２４ａの内部に存在する潤滑油（トラクションオイル）の温度、駆動源であるエンジンの回転速度等、上記伝達される力以外の運転条件に応じて上記押圧力制御弁５６の開弁圧を調節する為のものである。本実施例は、上記第一～第三のパイロット部６０～６２に導入する油圧を適切に調節する事で、前記押圧装置２３ａが発生する押圧力を、上記トロイダル型無段変速機２４ａの運転状況に応じ、適正に規制する様に構成している。

20

【 0 0 4 3 】

先ず、上記伝達される力の大きさに応じて上記第一、第二のパイロット部６０、６１に導入する油圧を規制する部分に就いて説明する。本実施例の場合、これら第一、第二のパイロット部６０、６１のうちの何れかのパイロット部に導入する油圧が高くなる程、上記押圧力制御弁５６の開弁圧が高くなり、前記押圧装置２３ａを構成するシリンダ筒４６内に導入する油圧を高くする様に構成している。この為に本実施例の場合には、トラニオン７を枢軸９、９の軸方向に変位させる為のアクチュエータ１０にピストン１６を挟んで設けた１対の油圧室６３ａ、６３ｂ同士の間の差圧を、上記何れかのパイロット部６０、６１に導入する様にしている。尚、これら第一、第二のパイロット部６０、６１の受圧面積は同じにして、力の伝達方向に関係なく、上記トロイダル型無段変速機２４ａを通過する力が同じである限り、上記押圧力制御弁５６のスプール５８を図１、２の右方に押圧する力の大きさが同じになる様にしている。

30

【 0 0 4 4 】

上記１対の油圧室６３ａ、６３ｂには、前述した従来構造と同様に、変速比制御弁１２を通じて、圧油を給排する。又、この変速比制御弁１２を構成するスリーブ１４（図６参照）は、マイクロコンピュータを内蔵した変速制御装置７６からの指令信号に基づいて、ステッピングモータ１３（図６参照）により、軸方向に変位させられる。この様な変速比制御弁１２を通じて油圧を導入される上記１対の油圧室６３ａ、６３ｂ同士の間の差圧 $\pm P$ の大きさ $|P|$ が、前記トロイダル型無段変速機２４ａを通過する力に比例する事は、前述した通りである。尚、本実施例の場合、上記差圧が＋とは、エンジンから駆動輪に力を伝達するのに伴って、図１の左上部のトラニオン７が上方に引っ張られる場合であり、－とは、減速に伴ってエンジブレーキの作動に伴って、上記トラニオンが下方に押される場合を言う。

40

【 0 0 4 5 】

50

何れにしても本実施例の場合には、差圧取り出し弁 64 により上記差圧 $\pm P$ を取り出して、前記第一、第二のパイロット部 60、61 のうちの何れかのパイロット部に導入する様に構成している。上記差圧取り出し弁 64 は、その具体的構造を図 3 に示す様に、小径部と大径部とを交互に配置したシリンダ孔 65 内に軸方向の変位自在に嵌装したスプール 66 を挟んで、それぞれ 1 対ずつのばね 67、67 とパイロット部 68a、68b とを設けている。上記スプール 66 に設けた複数の鏝部は、上記シリンダ孔 65 の小径部に、油密に嵌合自在である。そして、上記シリンダ孔 65 の中央部に存在する大径部内に、第二の圧力導入路 69 の下流端を開口させている。又、この第二の圧力導入路 69 の上流端は、前記圧油ポンプ 53 の吐出口に接続しており、この第二の圧力導入路 69 の中間部には、減圧弁 70 を、直列に設けている。

10

【0046】

上記差圧取り出し弁 64 を構成するスプール 66 は、上記 1 対のパイロット部 68a、68b に導入された、前記アクチュエータ 10 にピストン 16 を挟んで設けた 1 対の油圧室 63a、63b 内の圧力に応じて、軸方向に変位する。そして、上記第二の圧力導入路 69 の下流端と、前記押圧力制御弁 56 に付属の第一、第二のパイロット部 60、61 との導通状態を制御する。即ち、上記差圧取り出し弁 64 を構成するスプール 66 は、上記 1 対のパイロット部 68a、68b に導入された油圧の差に応じて軸方向に変位する。そして、何れのパイロット部 68a (68b) に導入された油圧が他のパイロット部 68b (68a) に導入された油圧よりも高くなるにより、上記差圧取り出し弁 64 にそれぞれの一端部 (図 1 の左上端部) を接続した第三の圧力導入路 71a (71b) と、上記スプールの両端面に対向する部分に設けた反力室 72a (72b) とに、油圧を導入する。

20

【0047】

例えば、トロイダル型無段変速機が駆動源から駆動輪に動力を伝達する際には、上記アクチュエータ 10 の油圧室 63a 内の油圧が他の油圧室 63b よりも高くなる。この状態では、上記パイロット部 68a に導入される油圧が他のパイロット部 68b に導入される油圧よりも高くなり、上記スプール 66 が図 1、3 の右方に移動し、前記差圧取り出し弁 64 が図 1 の状態に切り換わる。この結果、前記第二の圧力導入路 69 を通じて送られてくる圧油が、一方 (図 1 の右上方) の第三の圧力導入路 71a を通じて、前記押圧力制御弁 56 の第一のパイロット部 60 に導入される。これに対して、エンジンプレーキ作動時には、反対に、上記他のパイロット部 68b に導入される油圧が上記一方のパイロット部 68a に導入される油圧よりも高くなり、上記スプール 66 が図 1、3 の左方に移動し、前記差圧取り出し弁 64 が図 1 とは逆の状態に切り換わる。この結果、前記第二の圧力導入路 69 を通じて送られてくる圧油が、他方 (図 1 の左下方) の第三の圧力導入路 71b を通じて、前記押圧力制御弁 56 の第二のパイロット部 61 に導入される。

30

【0048】

何れの場合でも、上記第三の圧力導入路 71a、71b に導入された圧油は、上記差圧取り出し弁 64 の反力室 72a (72b) にも導入されて、上記スプール 66 の軸方向端面を押圧する。従って、このスプール 66 を軸方向に変位させて、上記第二の圧力導入路 69 と上記第三の圧力導入路 71a (71b) とを連通させようとする力は、上記差圧取り出し弁 64 に設けた 1 対のパイロット部 68a、68b 内に導入された油圧の差 $|P|$ に比例する。この結果、上記押圧力制御弁 56 の第一、第二のパイロット部 60、61 に導入される油圧は、上記アクチュエータ 10 の油圧室 63a、63b 内の油圧の差 $|P|$ 、即ち、トロイダル型無段変速機 24a を通過する力に比例する。

40

【0049】

上記押圧力制御弁 56 の開弁圧は、上記第一、第二のパイロット部 60、61 に導入される油圧が高くなる程高くなり、前記第一の圧力導入路 54 を通じて前記押圧装置 23a 内に導入される油圧は、上記押圧力制御弁 56 の開弁圧が高くなる程高くなる。従って、上記押圧装置 23a 内に導入される油圧、延てはこの押圧装置 23a が発生する押圧力は、トロイダル型無段変速機 24a を通過する力が大きくなる程大きくなる。この様にして

50

上記押圧装置 23 a に発生させる押圧力は、上記トロイダル型無段変速機 24 a の変速比が、最も大きな押し付け力を必要とする値（例えば 1.32）である場合に必要となる値であり、その為に必要となる油圧は、請求項 1 に記載した目標値である。以上の説明は、主として、請求項 1 に記載した主油圧制御手段の構成及び作用に就いてである。

【0050】

更に、本実施例の構造の場合には、請求項 1 に記載した油圧補正手段として、上記押圧力制御弁 56 に組み込んだ前記第三のパイロット部 62 に加えて、第四の圧力導入路 74 と電磁弁 75 とを設けている。このうちの第四の圧力導入路 74 は、前記第二の圧力導入路 69 と、上記第三のパイロット部 62 とを通じさせている。又、上記電磁弁 75 は、上記第四の圧力導入路 74 の途中に、直列に設けている。そしてこの電磁弁 75 は、前記変速制御装置 76 からの指令により通電を制御されるソレノイド 77 により、上記第二の圧力導入路 69 と上記第三のパイロット部 62 とを通じさせる状態と、この第三のパイロット部 62 を前記油溜部 51 に通じさせる状態とを、高速で切り換える。従って、この第三のパイロット部 62 に導入される油圧は、上記変速制御装置 76 からの指令により、任意に、且つ細かく調整される。即ち、この変速制御装置 76 は、前記トロイダル型無段変速機 24 a の変速比、内部に存在する潤滑油の温度、駆動源であるエンジンの回転速度等を勘案して、上記押圧装置 23 a に発生させるべき押圧力の最適値に応じた油圧の必要値を電氣的に求める。そして、この必要値と、上記目標値との差である補正值に対応する油圧を、上記第三のパイロット部 62 に導入する。

【0051】

この様にしてこの第三のパイロット部 62 に導入された油圧は、前記押圧力制御弁 56 のスプール 58 を図 1、2 の左方に押す。この結果、この押圧力制御弁 56 の流路が開かれ、前記圧力逃がし路 55 と前記油溜部 51 とを導通する傾向になる。即ち、上記押圧力制御弁 56 の流路は、上記圧力逃がし路 55 から圧力室 73 内に導入された油圧が上昇すると開き、この圧力逃がし路 55 及び前記第一の圧力導入路 54 内の油圧を低下させる。結局、上記押圧力制御弁 56 の開弁圧 P_{56} は、この押圧力制御弁 56 に内蔵したばね 59 の弾力 F_{59} と前記第一、第二のパイロット部 60、61 の何れかに導入された油圧に基づく力 F_1 との和から、上記第三のパイロット部 62 に導入された油圧に基づく力 F_2 を減じた値に比例する（ $P_{56} = F_{59} + F_1 - F_2$ ）。このうちのばね 59 の弾力 F_{59} は一定であり、上記第一、第二のパイロット部 60、61 の何れかに導入された油圧に基づく力 F_1 は、前述した通り、前記トロイダル型無段変速機 24 a を通過する力が大きい程大きくなる。又、上記第三のパイロット部 62 に導入された油圧に基づく力 F_2 は、前記変速制御装置 76 により、変速比、油温等、上記トロイダル型無段変速機 24 a の運転状態に応じて細かく調節される。具体的には、上記変速比の、最も大きな押し付け力を必要とする値（例えば 1.32）からのずれが大きくなる程、上記油温が低い程、上記第三のパイロット部 62 に導入する油圧を高くし、上記力 F_2 を大きくする。

【0052】

上述の様に構成する本実施例のトロイダル型無段変速機の場合には、上記トロイダル型無段変速機 24 a を通過する力により、前記押圧装置 23 a が発生する押圧力を調節する。この場合は、必要とされる押し付け力が最も大きくなる場合に合わせて、この押圧力を調節する（第一の機能）。又、本実施例のトロイダル型無段変速機の場合には、この第一の機能による押圧力調節の他に、上記変速比及び油温に応じて、上記押圧装置 23 a が発生する押圧力を調節する、第二の機能を備えている。従って、上記トロイダル型無段変速機 24 a の運転状態の如何に拘らず、この押圧力を最適値に規制できる。即ち、油圧補正手段を構成する押圧力制御弁 56 の開弁圧を上述の様に調節する事に伴って、上記押圧装置 23 a に導入される油圧は、主油圧制御手段を構成する前記差圧取り出し弁 64 が設定した目標値、即ち、上記弾力 F_{59} と上記油圧に基づく力 F_1 との和（ $F_{59} + F_1$ ）から、補正值、即ち、上記第三のパイロット部 62 に導入された油圧に基づく力 F_2 を減じた値に比例する必要値 P_{56} （ $F_{59} + F_1 - F_2$ ）となる。この必要値のうちの補正值 F_2 は電氣的に求められる為、上記押圧装置 23 a に導入する油圧を、上記トロイダル型無段変

速機 2 4 a の運転状態に応じて細かく調節する事が可能になる。この結果、トラクション部の面圧を適正にして、上記トロイダル型無段変速機 2 4 a の伝達効率及び耐久性の確保を図れる。

【 0 0 5 3 】

又、上記必要値 P_{56} のうちの補正值 F_2 を求める為の電気回路が故障により、前記変速制御装置 7 6 内に設けた油圧補正手段の演算部が上記補正值の算出を行なえなくなると、上記押圧装置 2 3 a には、上記主油圧制御手段を構成する前記差圧取り出し弁 6 4 が設定した目標値 ($F_{59} + F_1$) の油圧が導入される。この目標値は、上記トロイダル型無段変速機 2 4 a の変速比が最も大きな押し付け力を必要とする値以外 (例えば、1.32 よりも増速側若しくは減速側) の場合には上記必要値を上回る。言い換えれば、この変速比の値が例えば 1.32 以外の場合には、上記押圧装置 2 3 a が発生する押圧力が過大になる。但し、この場合に発生する押圧力は、前述の図 4 ~ 6 に示した従来構造の第 1 例で、ローディングカム式の押圧装置 2 3 が発生する押圧力に見合ったものとなる。従って、上記トロイダル型無段変速機 2 4 a の伝達効率及び耐久性が若干低下するが、必要最小限の機能は確保される。この為、上記トロイダル型無段変速機 2 4 a を搭載した車両を修理工場まで自走させる事ができる他、前記入力側、出力側各ディスク 2、5 の内側面及び各パワーローラ 6、6 の周面を著しく損傷させる事を防止できる。従って、複雑な為に、純油圧式に押圧力を設定する上記主油圧制御手段に比べて故障発生の可能性が高い、上記油圧補正手段が故障した場合に於ける、トロイダル型無段変速機 2 4 a の信頼性確保を図れる。

【 0 0 5 4 】

尚、本発明の場合、上記油圧補正手段が故障した場合にも、運転者に特に違和感を与える事なく、上記トロイダル型無段変速機 2 4 a を搭載した車両の運行を継続できる。但し、そのままでは伝達効率が低下して、車両の燃費性能、走行性能が悪化したままとするだけでなく、あまり長期間に亘って修理を行なわないと、上記トロイダル型無段変速機 2 4 a の耐久性も損なわれる。従って、上記油圧補正手段が故障した場合には、早期に修理を行なう事が好ましい。この為に、本発明を実施する場合には、運転席のダッシュボード等に、上記油圧補正手段が故障した事を運転者に知らせる為の警告灯等、適宜の警告手段を設置する事が好ましい。

【 0 0 5 5 】

又、本発明は、前述の図 7 に示した様な、遊星歯車式変速機 2 5 と組み合わせて無段変速装置を構成するトロイダル型無段変速機 2 4 a に就いても実施できる。この場合に油圧制御手段は、モード切換手段の切り換えに伴って実現されるモードに応じて、押圧装置に送り込む油圧を変化させる。

即ち、モード切換手段である高速用クラッチ 2 9 を接続し、低速用、後退用両クラッチ 4 4、4 5 の接続を断った高速モード時には、上記トロイダル型無段変速機 2 4 a を通過する力 (トルク) が低くなる。従って、この高速モード時には、他のモード (低速モード及び後退モード) 時よりも上記押圧装置 2 3 a に送り込む油圧を低く抑える。この様に、モードに応じてこの油圧を変化させれば、何れのモード時にも、トラクション部の面圧を適正にできる。尚、この場合に、上記力の変動に応じて上記押圧装置 2 3 a に送り込む油圧を調節する事は、主油圧制御手段が行なう。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 5 6 】

【 図 1 】 本発明の実施例 1 を示す部分断面図。

【 図 2 】 押圧力制御弁の断面図。

【 図 3 】 差圧取り出し弁の断面図。

【 図 4 】 従来から知られているトロイダル型無段変速機の 1 例を示す断面図。

【 図 5 】 図 4 の A - A 断面図。

【 図 6 】 同 B - B 断面図。

【 図 7 】 従来から知られている、トロイダル型無段変速ユニットと遊星歯車式変速ユニッ

10

20

30

40

50

トとを組み合わせる成る無段変速装置の1例を示す略断面図。

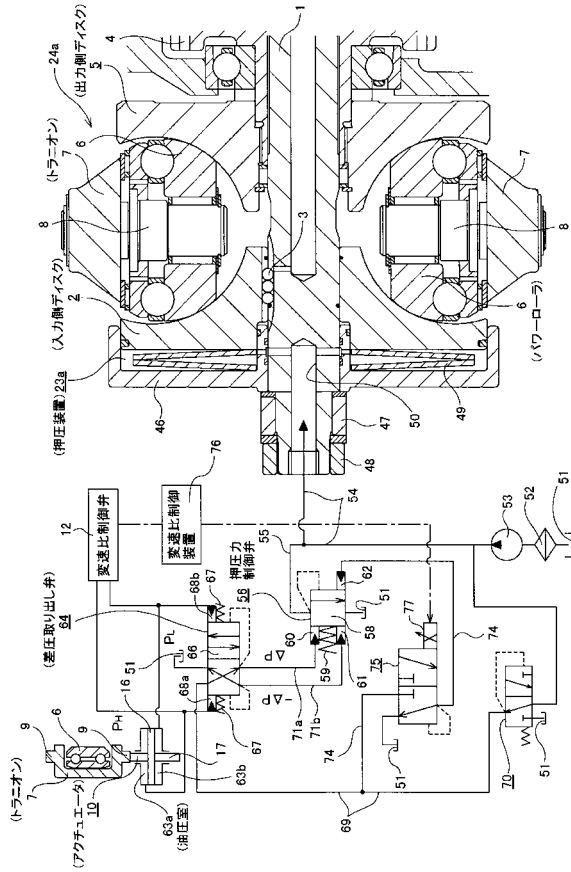
【符号の説明】

【0057】

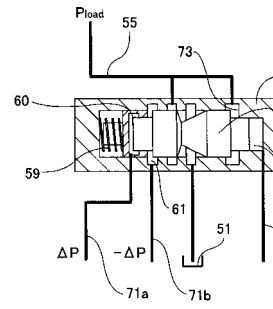
1	入力軸	
2	入力側ディスク	
3	ボールスプライン	
4	出力歯車	
5	出力側ディスク	
6	パワーローラ	
7	トラニオン	10
8	支持軸	
9	枢軸	
10	アクチュエータ	
11	支持板	
12	変速比制御弁	
13	ステッピングモータ	
14	スリーブ	
15	スプール	
16	ピストン	
17	ロッド	20
18	プリセスカム	
19	リンク腕	
20	同期ケーブル	
21	カム面	
22	駆動軸	
23、23a	押圧装置	
24、24a	トロイダル型無段変速機	
25	遊星歯車式変速機	
26	リング歯車	
27	支持板	30
28	伝達軸	
29	高速用クラッチ	
30	エンジン	
31	クランクシャフト	
32	発進クラッチ	
33	出力軸	
34	太陽歯車	
35	遊星歯車	
36a、36b	遊星歯車素子	
37	キャリア	40
38	動力伝達機構	
39	伝達軸	
40a、40b	スプロケット	
41	チェン	
42	第一の歯車	
43	第二の歯車	
44	低速用クラッチ	
45	後退用クラッチ	
46	シリンダ筒	
47	スペーサ	50

4 8	ローディングナット	
4 9	予圧ばね	
5 0	給油通路	
5 1	油溜部	
5 2	フィルタ	
5 3	圧油オンプ	
5 4	第一の圧力導入路	
5 5	圧力逃がし路	
5 6	押圧力制御弁	
5 7	ケーシング	10
5 8	スプール	
5 9	ばね	
6 0	第一のパイロット部	
6 1	第二のパイロット部	
6 2	第三のパイロット部	
6 3 a、6 3 b	油圧室	
6 4	差圧取り出し弁	
6 5	シリンダ孔	
6 6	スプール	
6 7	ばね	20
6 8 a、6 8 b	パイロット部	
6 9	第二の圧力導入路	
7 0	減圧弁	
7 1 a、7 1 b	第三の圧力導入路	
7 2 a、7 2 b	反力室	
7 3	圧力室	
7 4	第四の圧力導入路	
7 5	電磁弁	
7 6	変速側制御装置	
7 7	ソレノイド	30

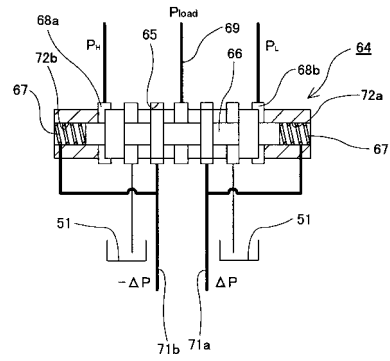
【図1】



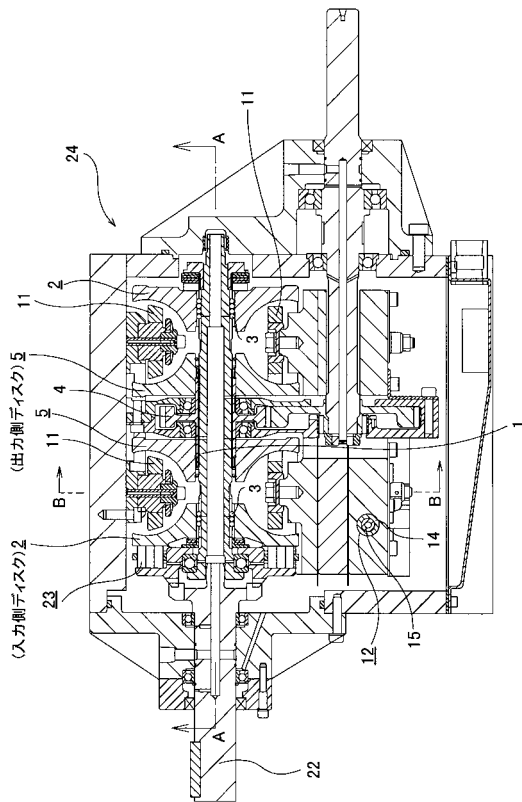
【図2】



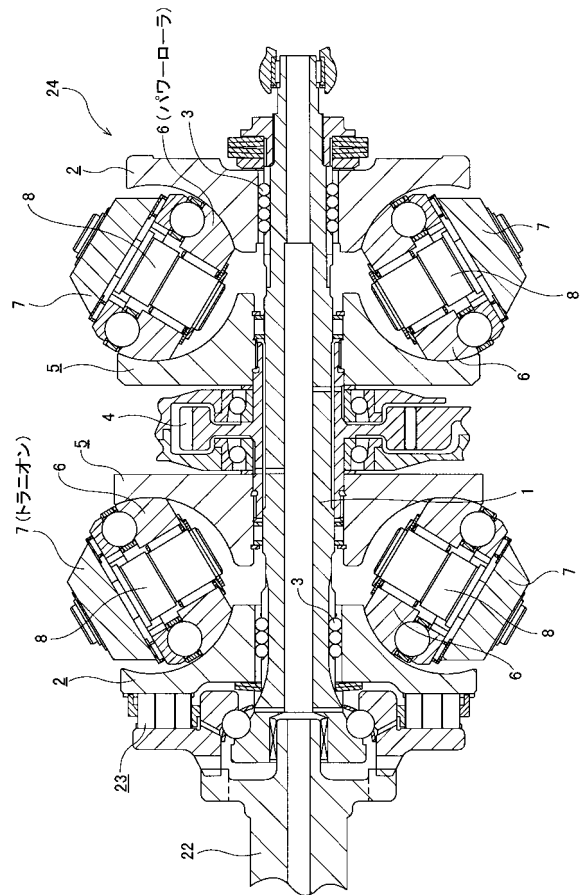
【図3】



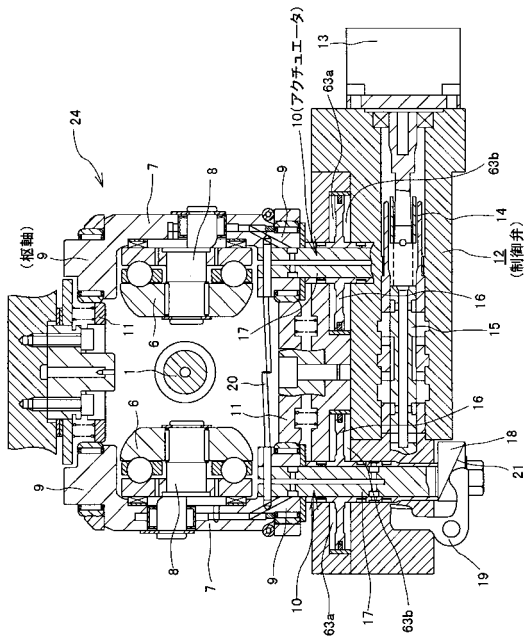
【図4】



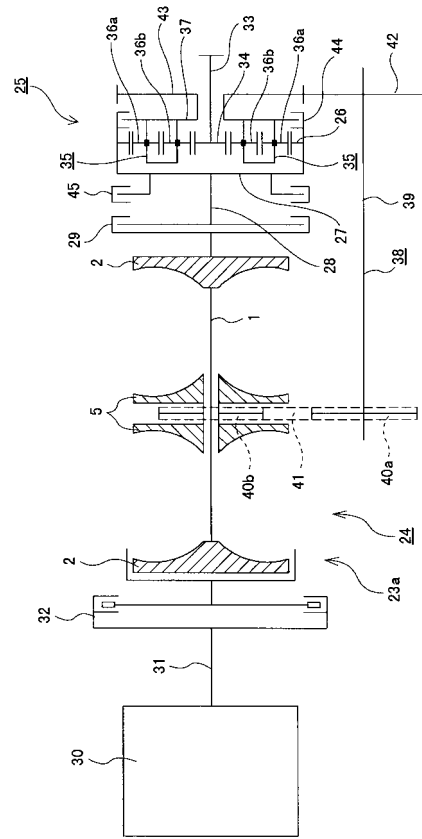
【図5】



【図6】



【図7】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開平01 - 172667 (JP, A)
特開2000 - 257685 (JP, A)
特開2001 - 108047 (JP, A)
特公平06 - 072652 (JP, B2)
特開2000 - 065193 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16H 61/00
F16H 15/38