

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2011-149481
(P2011-149481A)

(43) 公開日 平成23年8月4日(2011.8.4)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 H 15/38 (2006.01)	F 1 6 H 15/38	3 J 0 5 1
F 1 6 C 19/10 (2006.01)	F 1 6 C 19/10	3 J 7 0 1

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 11 頁)

(21) 出願番号 特願2010-10640 (P2010-10640)
(22) 出願日 平成22年1月21日 (2010.1.21)

(71) 出願人 000004204
日本精工株式会社
東京都品川区大崎1丁目6番3号
(72) 発明者 伊東 保雄
神奈川県藤沢市鵜沼神明一丁目5番50号
日本精工株式会社内
(72) 発明者 石川 宏史
神奈川県藤沢市鵜沼神明一丁目5番50号
日本精工株式会社内
Fターム(参考) 3J051 AA03 BA03 BB01 BD02 BE09
CA05 CB06 EA08 EB01 FA02
FA10
3J701 AA02 AA32 AA42 AA53 AA63
BA53 BA54 BA56 FA35 GA11

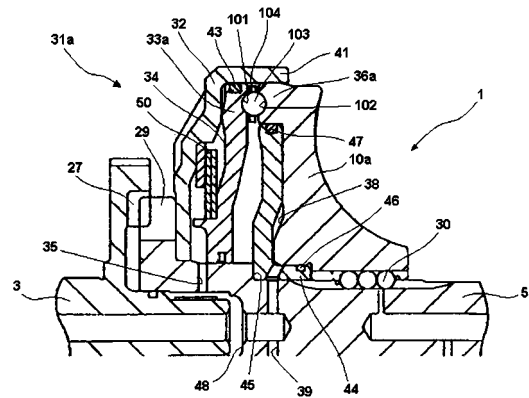
(54) 【発明の名称】 トロイダル型無段変速機

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】動力損失を低く抑えられるダブルピストン型の構造で、フレッチング摩耗の発生を防止できる構造を実現する。

【解決手段】入力側ディスク10aを出力側ディスクに向けて押圧する押圧装置31aを構成する上記第一ピストン33aの軸方向片側面の外径寄り部分に軌道溝101を、上記入力側ディスク10aの外側面外径寄り部分に突設した第二シリンダハウジング36aの先端縁に軌道溝102を、全周に互り形成し、その間に、転動体103とその転動体103を保持する保持器104を挾持している。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

回転軸と、この回転軸の中間部に、この回転軸と同期した回転及びこの回転軸の軸方向の変位自在に支持された第一ディスクと、前記回転軸の中間部周囲に、この回転軸に対する相対回転を自在に設けられた第二ディスクと、これら第一、第二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複数の支持部材と、これら各支持部材に支持された状態で前記第一、第二両ディスクの互いに対向する内側面同士の間挟持された、それぞれの周面を球状凸面とした複数のパワーローラと、前記第一、第二両ディスク同士を互いに近づける方向に押圧する押圧装置とを備え、この押圧装置は、前記回転軸の端部に固設されたスラスト荷重支承部と前記第一ディスクとの間に第一ピストン及び第二ピストンを、軸方向に関して直列に、押圧力の作用方向に関して互いに並列に配置する事により、前記第一ピストンに対向して設けられた第一油圧室内への油圧導入に伴ってこの第一ピストンにより前記第一ディスクのうちで前記第二ピストンよりも外径寄り部分を前記第二ディスクに向け押圧し、前記第二ピストンに対向して設けられた第二油圧室内への油圧導入に伴って前記第一ディスクのうちでこの第二ピストンに対向する部分を前記第二ディスクに向け押圧するトロイダル型無段変速機に於いて、前記第一油圧室内への油圧導入に伴う前記第一ピストンの変位に基づいて互いに当接する、この第一ピストンの外径寄り部分若しくはこの第一ピストンの外径寄り部分に結合された部分と、前記第一ディスクのうちで前記第二ピストンよりも外径寄り部分とが、転がり接触している事を特徴とするトロイダル型無段変速機。

10

20

【請求項 2】

前記第一ピストンの外径寄り部分若しくはこの第一ピストンの外径寄り部分に結合された部分と、前記第一ディスクのうちで前記第二ピストンよりも外径寄り部分との間に、転がり軸受を挟持することで転がり接触している、請求項 1 に記載のトロイダル型無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明のトロイダル型無段変速機は、単独で、或いは遊星歯車式変速機と組み合わせられ、自動車用変速装置として、或いはポンプ等の各種産業機械の運転速度を調節するための変速装置として利用する。

30

【背景技術】

【0002】

自動車用変速機としてトロイダル型無段変速機を使用する事が、従来から広く知られ、又、一部で実施されている。又、変速比の変動幅をより大きくすべく、トロイダル型無段変速機と遊星歯車式変速機とを組み合わせた無段変速装置も、例えば特許文献 1 に記載される等により従来から広く知られている。トロイダル型無段変速機の場合、入力側、出力側両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に、上記両ディスク同士を押し付け合う為の押圧装置が必要になる。このような押圧装置として従来実施されているものは、機械式のローディングカム装置であった。このようなローディングカム装置は、簡単に構成できる代わりに、押圧力の調節は、伝達すべきトルクの大きさに応じてしか行なわれない。従って、トロイダル型無段変速機の伝達効率及び耐久性向上の面からは、改良の余地がある。このような事情に鑑みて、上記押圧装置を油圧式とする事が、上記特許文献 1 等により、やはり従来から広く知られている。

40

【0003】

図 3 ~ 5 は、従来構造の 1 例として、上記特許文献 1 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、本発明の対象となるトロイダル型無段変速機 1 と、遊星歯車式変速機 2 とを組み合わせ成り、入力軸 3 と出力軸 4 とを有する。図示の例では、これら入力軸 3 と出力軸 4 との間に、上記トロイダル型無段変速機 1 の入力回転軸 5 と伝達軸 6 とを、これら両軸 3、4 と同心に設けている。そして、上記遊星歯車式変速機 2 のう

50

ちの前段ユニット7と中段ユニット8とを上記入力回転軸5と上記伝達軸6との間に掛け渡す状態で、後段ユニット9をこの伝達軸6と上記出力軸4との間に掛け渡す状態で、それぞれ設けている。

【0004】

上記トロイダル型無段変速機1は、1対の入力側ディスク10a、10bと、一体型の出力側ディスク11と、複数のパワーローラ12、12とを備える。このうちの一方(図3の左方)の入力側ディスク10aが特許請求の範囲に記載した第一ディスクに、上記出力側ディスク11が同じく第二ディスクに、それぞれ相当する。そして、上記1対の入力側ディスク10a、10bは、上記入力回転軸5を介して互いに同心に、且つ、同期した回転を自在として結合されている。又、上記出力側ディスク11は、上記両入力側ディスク10a、10b同士の間、これら両入力側ディスク10a、10bと同心に、且つ、これら両入力側ディスク10a、10bに対する相対回転を自在として支持されている。更に、上記各パワーローラ12、12は、上記出力側ディスク11の軸方向両側面と上記両入力側ディスク10a、10bの軸方向片側面との間に、それぞれ複数個(本例の場合は2個)ずつ挟持されている。そして、これら両入力側ディスク10a、10bの回転に伴って回転しつつ、これら両入力側ディスク10a、10bから上記出力側ディスク11に動力を伝達する。

10

【0005】

上記出力側ディスク11はその軸方向両端部を、ケーシング13内に、それぞれ1対ずつの支柱14、14と、スラストアンギュラ玉軸受である転がり軸受15、15とにより、回転自在に支持している。又、上記両支柱14、14の両端部近傍に設けた、各支持ポスト部16a、16bのうち、下側の支持ポスト部16a、16aに、1対の支持板17a、17bのうちの下側の支持板17aを支持している。又、上側の支持ポスト部16b、16bに、上記1対の支持板17a、17bのうちの上側の支持板17bを支持している。

20

【0006】

この様にして設けた上記両支持板17a、17b同士の間には、それぞれが特許請求の範囲に記載した支持部材に相当する複数のトラニオン18、18の両端部に互いに同心に設けられた枢軸19、19を、揺動及び軸方向(図3~4の上下方向)の変位を可能に支持している。そして、上記各トラニオン18、18の内側面(互いに対向する面)に前記各パワーローラ12、12を、それぞれ支持軸20、20並びに複数組の転がり軸受を介して、回転並びに前記入力回転軸5の軸方向に関する若干の変位を自在に支持している。そして、上記各パワーローラ12、12の周面21と、上記両入力側ディスク10a、10bの入力側面22、22及び上記出力側ディスク11の出力側面23、23とを転がり接触させている。

30

【0007】

前記トロイダル型無段変速機1に変速動作を行なわせる際には、上記両支柱14、14の下端部を結合固定したアクチュエータボディ-24に内蔵した、各油圧式のアクチュエータ25、25により、上記各トラニオン18、18を上記各枢軸19、19の軸方向に変位させる。この結果、上記各面21、22、23同士の転がり接触部でサイドスリップが発生し、上記各トラニオン18、18が上記各枢軸19、19を中心として揺動する。そして、上記各ディスク10a、10b、11の径方向に関する、上記各転がり接触部の位置が変化し、上記両入力側ディスク10a、10bと上記出力側ディスク11との間の変速比が変化する。尚、上記各アクチュエータ25、25への圧油の給排は、上記アクチュエータボディ-24の下方に設けたバルブボディ-26に内蔵した制御弁の切換により行なう。

40

【0008】

又、図示の無段変速装置の場合、前記入力回転軸5の基端部(図3の左端部)を図示しないエンジンのクランクシャフトに、前記入力軸3を介して結合し、このクランクシャフトにより上記入力回転軸5を回転駆動する様にしている。この為に、上記入力軸3側に設

50

けた係合突片 27、27と、上記入力回転軸 5 の基端部外周面に形成した、特許請求の範囲に記載したスラスト荷重支承部である鏝部 28 に形成した係合凹部 29、29とを凹凸係合させている。

【0009】

又、上記両入力側ディスク 10a、10b の軸方向片側面（入力側面 22、22）及び上記出力側ディスク 11 の軸方向両側面（出力側面 23、23）と前記各パワーローラ 12、12 の周面 21、21 との転がり接触部（トラクション部）に適正な面圧を付与する。この為に、上記両入力側ディスク 10a、10b のうちの基端寄り（図 3 の左寄り）の入力側ディスク 10a を上記入力回転軸 5 に対し、ボールスプライン 30 により、同期した回転を確保しつつ、軸方向の変位を可能に支持している。そして、上記入力回転軸 5 の基端部と上記入力側ディスク 10a との間に、油圧式の押圧装置 31 を設けている。この押圧装置 31 は、1 対のピストンを力の伝達方向に関して互いに並列に配置した、所謂ダブルピストン型と呼ばれる構造を有する。この様な押圧装置 31 は、図 5 に詳示する様に、第一シリンダハウジング 32 と、第一ピストン 33 と、第一油圧室 34 と、第一圧油給排路 35 と、第二シリンダハウジング 36 と、第二ピストン 37 と、第二油圧室 38 と、第二圧油給排路 39 とを備える。

10

【0010】

このうちの第一シリンダハウジング 32 は、底板部 40 及び円筒部 41 を備えた丸鉢状（シャーレ状）で、上記入力回転軸 5 の基端部に、油密を確保できる様に、締め嵌めで外嵌している。又、この状態で、上記底板部 40 の外側面内径寄り部分を上記鏝部 28 に突き当て、上記第一シリンダハウジング 32 が上記入力側ディスク 10a から遠ざかる方向に変位しない様にしている。同時に、上記第一油圧室 34 内への圧油送り込みに伴って上記第一シリンダハウジング 32 に図 3、5 の左向きに加わるスラスト力を、上記入力回転軸 5 に伝達自在としている。

20

【0011】

又、上記第一ピストン 33 は、全体を円輪状に形成されており、上述の様な第一シリンダハウジング 32 を構成する上記円筒部 41 の内周面と、上記入力回転軸 5 の基端寄り中間部外周面との間に、軸方向（図 3、5 の左右方向）の変位を可能に、油密に嵌装している。この為に、上記第一ピストン 33 の内周縁と上記入力回転軸 5 の外周面との間に第一内径側シールリング 42 を、この第一ピストン 33 の外周縁と上記円筒部 41 の内周面との間に第一外径側シールリング 43 を、それぞれ設けている。上記第一油圧室 34 は、この様に組み合わされた、上記第一シリンダハウジング 32 と上記第一ピストン 33 との間に設けられている。そして、上記入力回転軸 5 の基端寄り部分で上記第一油圧室 34 の内径側に対向する部分に設けた、前記第一圧油給排路 35 により、この第一油圧室 34 内に圧油を給排自在としている。

30

【0012】

又、前記第二シリンダハウジング 36 は、円筒状で、上記入力側ディスク 10a の外周縁部に、この入力側ディスク 10a の外側面側（図 3、5 の左側）に突出する状態で設けられている。図示の例では、上記第二シリンダハウジング 36 を上記入力側ディスク 10a の外側面の外周縁部に、この入力側ディスク 10a と一体に形成している。前記第二ピストン 37 は、断面 L 字形で全体を円輪状に形成されており、上記入力回転軸 5 の中間部に油密に外嵌した状態で、上述の様な第二シリンダハウジング 36 の内径側に油密に、且つ、この第二シリンダハウジング 36 に対する軸方向の変位を可能に嵌装している。この為に、上記第二ピストン 37 の内周縁部に形成した円筒部 44 を上記入力回転軸 5 の中間部に締め嵌めで外嵌すると共に、この円筒部 44 の軸方向一端部をこの入力回転軸 5 の中間部に形成した段差部 45 に突き当てている。

40

【0013】

又、上記円筒部 44 の外周面と上記入力側ディスク 10a の内周面との間に第二内径側シールリング 46 を、上記第二ピストン 37 の外周縁と上記第二シリンダハウジング 36 の内周面との間に第二外径側シールリング 47 を、それぞれ設けている。前記第二油圧室

50

38は、上記第二シリンダハウジング36の内径側で、上記入力側ディスク10aの外側面と上記第二ピストン37との間に設けられている。そして、上記入力回転軸5の中間部で上記第二油圧室38の内径側に対向する部分に設けた、前記第二圧油給排路39により、この第二油圧室38内に圧油を給排自在としている。尚、上記第二シリンダハウジング36の先端縁は、上記第一ピストン33に突き当てている。

【0014】

尚、上記第二圧油給排路39と上記第一圧油給排路35とは、上記入力回転軸5の中心孔48と図示しない油圧制御弁とを介して、前記ケーシング13の隔壁部49内に設けた給油ポンプ(図示省略)の吐出口に通じている。前記トロイダル型無段変速機1の運転時には、上記油圧制御弁の切換に基づいて、前記第一油圧室34と上記第二油圧室38とに、所定圧の圧油を送り込む。そして、これら両油圧室34、38内に、これら両油圧室34、38の軸方向寸法が増大する方向の力を惹起させる。これら両油圧室34、38部分で発生した力は、何れも、上記入力側ディスク10aを前記出力側ディスク11に向け押圧すると共に、上記入力回転軸5を基端側(図3、5の左側)に引っ張り、他方の入力側ディスク10bを上記出力側ディスク11に押圧する方向の力として加わる。この為、前記押圧装置31の外径を小さく抑えつつ、上記両入力側ディスク10a、10bを上記出力側ディスク11に押圧する力を大きくできる。或は、必要とする押圧力を得る為に必要とする油圧を低く抑えられる為、上記給油ポンプの駆動に要する動力を低く抑えて、この給油ポンプを駆動する事に伴う動力損失を低く抑えられる。

10

【0015】

尚、上記第一油圧室34内に、前記第一シリンダハウジング32と前記第一ピストン33とに互いに離れる方向の弾性力を付与する予圧ばね50を設けて、上記各油圧室34、38内に油圧が導入されていない状態でも、前記各トラクション部に動力伝達の為に必要な最低限以上の押し付け力を付与すると共に、同じく圧油が供給されない状態で構成部材同士ががたつくのを防止している。

20

【0016】

又、上記出力側ディスク11に、中空回転軸51の基端部(図3の左端部)をスプライン係合させている。そして、この中空回転軸51を、エンジンから遠い側(図3の右側)の入力側ディスク10bの内側に挿通して、上記出力側ディスク11の回転力を取り出し自在としている。更に、上記中空回転軸51の先端部(図3の右端部)で上記入力側ディスク10bの外側面から突出した部分に、前記遊星歯車式変速機2の前段ユニット7を構成する為の、第一太陽歯車52を固設している。

30

【0017】

一方、前記入力回転軸5の先端部(図6の右端部)で上記中空回転軸51から突出した部分と上記入力側ディスク10bとの間に、第一キャリア53を掛け渡す様に設けて、この入力側ディスク10bと上記入力回転軸5とが、互いに同期して回転する様にしている。そして、上記第一キャリア53の軸方向両側面の円周方向等間隔位置(一般的には3~4箇所位置)に、それぞれがダブルピニオン型である上記遊星歯車式変速機2の前段ユニット7及び前記中段ユニット8を構成する為の遊星歯車54~56を、回転自在に支持している。更に、上記第一キャリア53の片半部(図6の右半部)周囲に第一リング歯車57を、回転自在に支持している。

40

【0018】

上記各遊星歯車54~56のうち、前記トロイダル型無段変速機1寄り(図3の左寄り)で上記第一キャリア53の径方向に関して内側に設けた遊星歯車54は、上記第一太陽歯車52に噛合している。又、上記トロイダル型無段変速機1から遠い側(図3の右側)で上記第一キャリア53の径方向に関して内側に設けた遊星歯車55は、前記伝達軸6の基端部(図3の左端部)に固設した、第二太陽歯車58に噛合している。又、上記第一キャリア53の径方向に関して外側に設けた、残りの遊星歯車56は、上記内側に設けた遊星歯車54、55よりも軸方向寸法を大きくして、これら両遊星歯車54、55に噛合させている。更に、上記残りの遊星歯車56と上記第一リング歯車57とを、互いに噛合さ

50

せている。

【0019】

一方、前記後段ユニット9を構成する為の第二キャリア59を、前記出力軸4の基端部（図3の左端部）に結合固定している。そして、この第二キャリア59と上記第一リング歯車57とを、低速用クラッチ60を介して結合している。又、上記伝達軸6の先端寄り（図3の右端寄り）部分に第三太陽歯車61を固設している。又、この第三太陽歯車61の周囲に、第二リング歯車62を配置し、この第二リング歯車62と前記ケーシング13等の固定の部分との間に、高速用クラッチ63を設けている。更に、上記第二リング歯車62と上記第三太陽歯車61との間に配置した複数組の遊星歯車64、65を、上記第二キャリア59に回転自在に支持している。これら各遊星歯車64、65は、互いに噛合すると共に、上記第二キャリア59の径方向に関して内側に設けた遊星歯車64を上記第三太陽歯車61に、同じく外側に設けた遊星歯車65を上記第二リング歯車62に、それぞれ噛合している。

10

【0020】

上述の様に構成する無段変速装置の場合、入力回転軸5から1対の入力側ディスク10a、10b、各パワーローラ12、12を介して一体型の出力側ディスク11に伝わった動力は、前記中空回転軸51を通じて取り出される。そして、前記低速用クラッチ60を接続し、上記高速用クラッチ63の接続を断った状態では、前記トロイダル型無段変速機1の変速比を変える事により、上記入力回転軸5の回転速度を一定にしたまま、前記出力軸4の回転速度を、停止状態を挟んで正転、逆転に変換自在となる。

20

【0021】

即ち、この状態では、上記入力回転軸5と共に正方向に回転する第一キャリア53と、上記中空回転軸51と共に逆方向に回転する前記第一太陽歯車52との差動成分が、前記第一リング歯車57から、上記低速用クラッチ60、上記第二キャリア59を介して、上記出力軸4に伝達される。この状態では、上記トロイダル型無段変速機1の変速比を所定値にする事で上記出力軸4を停止させられる他、このトロイダル型無段変速機1の変速比を上記所定値から増速側に变化させる事により上記出力軸4を、車両を後退させる方向に回転させられる。これに対して、上記トロイダル型無段変速機1の変速比を上記所定値から減速側に变化させる事により上記出力軸4を、車両を前進させる方向に回転させられる。

30

【0022】

これに対して、上記高速用クラッチ63を接続し、上記低速用クラッチ60の接続を断った状態では、上記出力側ディスク11の回転が、上記中空回転軸51、前記遊星歯車式変速機2の第一太陽歯車52、前記各遊星歯車54～56、前記第二太陽歯車58、前記伝達軸6、前記第三太陽歯車61、前記各遊星歯車64、65、上記第二キャリア59を介して、上記出力軸4に伝達される。この状態では、上記トロイダル型無段変速機1の変速比を増速側に变化させる程、無段変速装置全体としての変速比も増速側に变化する。

【0023】

上述の様な無段変速装置を構成するトロイダル型無段変速機1に組み込まれる油圧式の押圧装置31の場合、このトロイダル型無段変速機1（更にはこれを組み込んだ無段変速装置）の耐久性確保の面から、次の様な改良すべき点がある。即ち、上記押圧装置31は、第一油圧室34部分で発生するスラスト力を前記入力側ディスク10aに伝達する為に、この入力側ディスク10aの外側面の外周縁部に形成した第二シリンダハウジング36の先端縁と前記第一ピストン33の片側面とを当接させている。従って、上記トロイダル型無段変速機1の運転時には、上記第二シリンダハウジング36の先端縁と上記第一ピストン33の片側面とが、互いに大きな面圧で当接する。

40

【0024】

一方、上記トロイダル型無段変速機1の運転時には上記入力側ディスク10aが、前記各パワーローラ12、12の周面21、21との押し付け合いに基づいて、図6に鎖線で誇張して示す様に弾性変形する。この様な弾性変形は、この入力側ディスク10aの径方

50

向外側程著しく（変形量が多く）なる。しかも、この様に弾性変形する部分は、この入力側ディスク10aの回転に伴って、この入力側ディスク10aの円周方向に絶えず移動する。この様な、入力側ディスク10aの弾性変形及びその移動は、上記押圧装置31により前記各トラクション部の面圧を確保しつつ、上記入力側ディスク10aが回転する事に伴って生じる。即ち、上記トロイダル型無段変速機1の運転時に上記入力側ディスク10aの入力側面22は、前記各パワーローラ12、12の周面21、21（図4参照）により強く押される。そして、これら各周面21、21により強く押される部分は、上記入力側ディスク10aの回転に伴って、この入力側ディスク10aの円周方向に移動する。逆に、上記第一ピストン33から見た場合、この第一ピストン33は、上記入力側ディスク10aのうちで上記各パワーローラ12、12の周面21、21との当接に基づいて剛性が高い、トラクション部に対向している状態では、図3、5の右方に弾性変形する事はない。これに対して、上記第一ピストン33のうちで、上記トラクション部から円周方向に外れた部分は、図3、5の右方に弾性変形する傾向になる。この結果、上記第二シリンダハウジング36の先端縁と上記第一ピストン33の片側面との当接部では、面圧が特に高い部分が円周方向に移動する現象が発生し、この当接部でフレッチング摩耗が発生する。

【0025】

この様なフレッチング摩耗が発生すると、摩耗粉が混入した潤滑油（トラクションオイル）が、上記各トラクション部や前記各転がり軸受等の可動部に送り込まれる事により、これら各部に早期剥離等の損傷が発生し易くなる。又、上記入力側ディスク10aと前記入力回転軸5との、軸方向に関する相対位置が変化する。この結果、上記押圧装置31部分の油密性能が悪化し、著しい場合には上記トロイダル型無段変速機1の変速動作が不良になる可能性もある。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0026】

【特許文献1】特開2004-084712号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0027】

本発明は、上述の様な事情に鑑みて、給油ポンプの駆動に要する動力、延てはこの給油ポンプを駆動する事に伴う動力損失を低く抑えられるダブルピストン型の構造で、フレッチング摩耗の発生を防止できる構造を実現すべく発明したものである。

【課題を解決するための手段】

【0028】

前記目的を達成するために、請求項1に記載のトロイダル型無段変速機は、回転軸と、この回転軸の中間部に、この回転軸と同期した回転及びこの回転軸の軸方向の変位自在に支持された第一ディスクと、前記回転軸の中間部周囲に、この回転軸に対する相対回転を自在に設けられた第二ディスクと、これら第一、第二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複数の支持部材と、これら各支持部材に支持された状態で前記第一、第二両ディスクの互いに対向する内側面同士の間挟持された、それぞれの周面を球状凸面とした複数のパワーローラと、前記第一、第二両ディスク同士を互いに近づける方向に押圧する押圧装置とを備え、この押圧装置は、前記回転軸の端部に固設されたスラスト荷重支承部と前記第一ディスクとの間に第一ピストン及び第二ピストンを、軸方向に関して直列に、押圧力の作用方向に関して互いに並列に配置する事により、前記第一ピストンに対向して設けられた第一油圧室内への油圧導入に伴ってこの第一ピストンにより前記第一ディスクのうちで前記第二ピストンよりも外径寄り部分を前記第二ディスクに向け押圧し、前記第二ピストンに対向して設けられた第二油圧室内への油圧導入に伴って前記第一ディスクのうちでこの第二ピストンに対向する部分を前記第二ディスクに向け押圧するトロイダル型無段変速機であって、前記第一油圧室内への油圧導入に伴う前記第一ピストンの変位に基づいて互いに当接する、この第一ピストンの外径寄り部分若しく

10

20

30

40

50

はこの第一ピストンの外径寄り部分に結合された部分と、前記第一ディスクのうちで前記第二ピストンよりも外径寄り部分とが、転がり接触している事の特徴とする。

【0029】

また、請求項2に記載のトロイダル型無段変速機は、請求項1に記載の発明において、前記第一ピストンの外径寄り部分若しくはこの第一ピストンの外径寄り部分に結合された部分と、前記第一ディスクのうちで前記第二ピストンよりも外径寄り部分との間に、転がり軸受を挟持することで転がり接触していることを特徴とする。

【発明の効果】

【0030】

本発明によれば、フレッチング摩耗を防止し、反力を安定した形で保持することができ、結果、押付力が均一となり、入力ディスク、パワーローラ、出力ディスクへと円滑な動力伝達が可能となるという効果が有る。

10

【図面の簡単な説明】

【0031】

【図1】第1の実施の形態の断面図。

【図2】第2の実施の形態の断面図。

【図3】従来から知られている、トロイダル型無段変速機と遊星歯車式変速機とを組み合わせた無段変速装置の第1例を示す断面図。

【図4】図3のB-B断面図。

【図5】図3のA部拡大図。

20

【図6】力伝達に伴う入力側ディスクの弾性変形の状態を示す半部略断面図。

【発明を実施するための形態】

【0032】

図1は、本発明の実施の形態の第1例を示している。本例の場合には、第一ディスクである入力側ディスク10aを第二ディスクである出力側ディスク11（図3参照）に向けて押圧する押圧装置31aを構成する上記第一ピストン33aの軸方向片側面の外径寄り部分に軌道溝101を、上記入力側ディスク10aの外側面外径寄り部分に突設した第二シリンダハウジング36aの先端縁に軌道溝102を、全周に互り形成している。そして、この軌道溝101と軌道溝102の間に、転動体103とその転動体103を保持する保持器104を挟持している。その他の部分の構成及び作用は、前述の図3～5に示した従来構造の場合と同様である。

30

【0033】

軌道溝101、102と転動体103の接触面では、押付力が発生しない低トルク領域では、転動体103はわずかに回転し、その支持位置が変化していくことや、反力により接触角が変化することでフレッチング摩耗防止となる。

【0034】

図2は、本発明の実施の形態の第2例を示している。本例の場合には、上記第一ピストン33bの軸方向片側面の外径寄り部分と上記入力側ディスク10aの外側面外径寄り部分に突設した第二シリンダハウジング36bの先端縁の間に、軌道輪105、105と転動体103とその転動体103を保持する保持器104からなるスラスト軸受106を挟持している。その他の部分の構成及び作用は、前述の図3～5に示した従来構造の場合と同様である。

40

【0035】

効果については、実施の形態の第1例と同様である。

【産業上の利用可能性】

【0036】

本発明のトロイダル型無段変速機は、トロイダル型無段変速機の種類がハーフトロイダル型であるかフルトロイダル型であるかを問わず、また、その構造に関しても、シングルキャピティ型でも、ダブルキャピティ型でも実施でき、変速機として各種機械装置において利用可能である。

50

【符号の説明】

【0037】

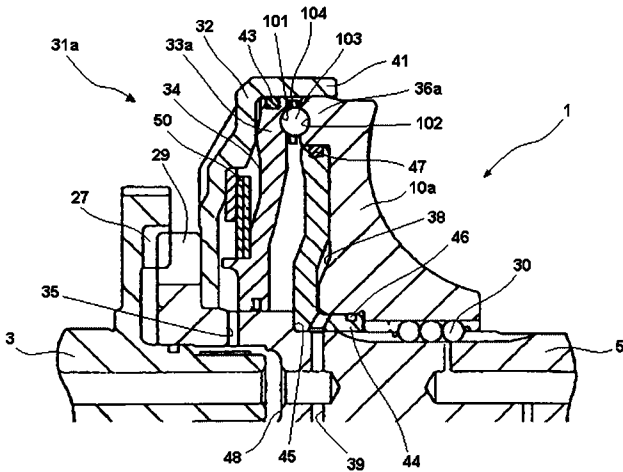
1	トロイダル型無段変速機	
2	遊星歯車式変速機	
3	入力軸	
4	出力軸	
5	入力回転軸	
6	伝達軸	
7	前段ユニット	
8	中段ユニット	10
9	後段ユニット	
10 a、10 b	入力側ディスク	
11	出力側ディスク	
12	パワーローラ	
13	ケーシング	
14	支柱	
15	転がり軸受	
16 a、16 b	支持ポスト部	
17 a、17 b	支持板	
18	トラニオン	20
19	枢軸	
20	支持軸	
21	周面	
22	入力側面	
23	出力側面	
24	アクチュエータボディー	
25	アクチュエータ	
26	バルブボディー	
27	係合突片	
28	鍔部	30
29	係合凹部	
30	ボールスプライン	
31、31 a	押圧装置	
32	第一シリンダハウジング	
33、33 a、33 b	第一ピストン	
34	第一油圧室	
35	第一圧油給排路	
36、36 a、36 b	第二シリンダハウジング	
37	第二ピストン	
38	第二油圧室	40
39	第二圧油給排路	
40	底板部	
41	円筒部	
42	第一内径側シールリング	
43	第一外径側シールリング	
44	円筒部	
45	段差部	
46	第二内径側シールリング	
47	第二外径側シールリング	
48	中心孔	50

- 4 9 隔壁部
- 5 0 予圧ばね
- 5 1 中空回転軸
- 5 2 第一太陽歯車
- 5 3 第一キャリア
- 5 4 遊星歯車
- 5 5 遊星歯車
- 5 6 遊星歯車
- 5 7 第一リング歯車
- 5 8 第二太陽歯車
- 5 9 第二キャリア
- 6 0 低速用クラッチ
- 6 1 第三太陽歯車
- 6 2 第二リング歯車
- 6 3 高速用クラッチ
- 6 4 遊星歯車
- 6 5 遊星歯車
- 1 0 1 軌道溝
- 1 0 2 軌道溝
- 1 0 3 転動体
- 1 0 4 保持器
- 1 0 5 軌道輪
- 1 0 6 スラスト軸受

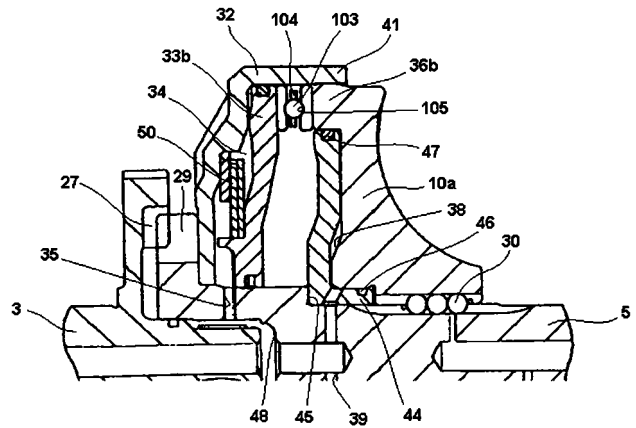
10

20

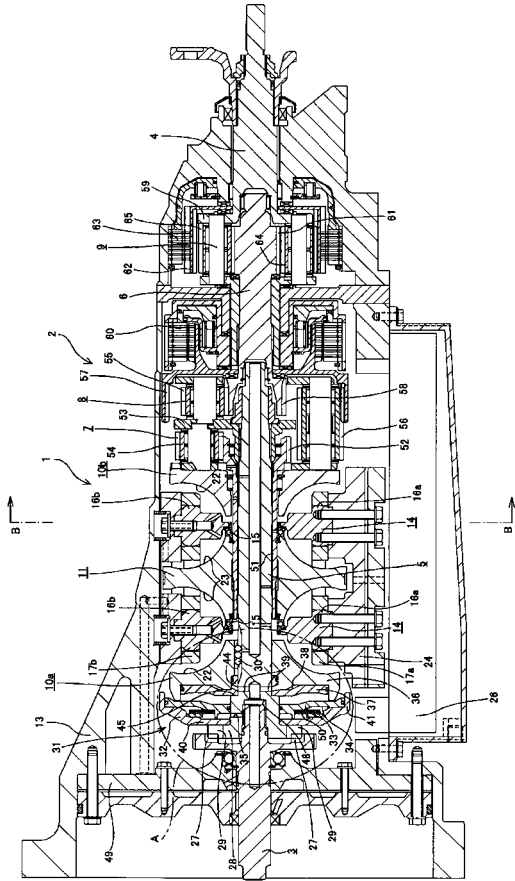
【図1】



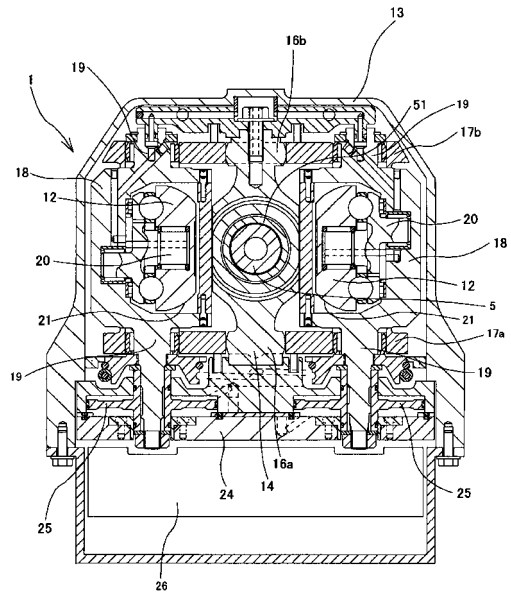
【図2】



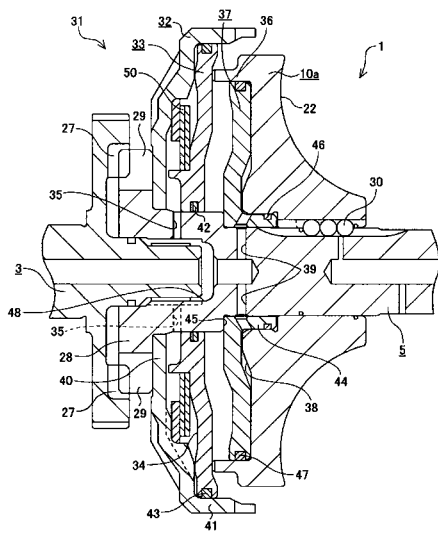
【 図 3 】



【 図 4 】



【 図 5 】



【 図 6 】

