

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3758546号
(P3758546)

(45) 発行日 平成18年3月22日(2006.3.22)

(24) 登録日 平成18年1月13日(2006.1.13)

(51) Int. Cl.

F I

F 1 6 H 61/08 (2006.01)

F 1 6 H 61/08

F 1 6 H 37/02 (2006.01)

F 1 6 H 37/02

A

F 1 6 H 61/664 (2006.01)

F 1 6 H 101:04

請求項の数 1 (全 16 頁)

(21) 出願番号 特願2001-309844 (P2001-309844)
 (22) 出願日 平成13年10月5日(2001.10.5)
 (65) 公開番号 特開2003-113935 (P2003-113935A)
 (43) 公開日 平成15年4月18日(2003.4.18)
 審査請求日 平成16年9月6日(2004.9.6)

(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 100104547
 弁理士 栗林 三男
 (72) 発明者 宮田 慎司
 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 劉 大平
 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 谿花 正由輝

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 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、この入力軸の回転に基づく動力を取り出す出力軸と、前記入力軸と前記出力軸との間に配置された入出力ディスク及びパワーローラを備えたバリエータと、遊星歯車機構とを備え、駆動源の動力を、前記バリエータを介して前記遊星歯車機構に伝達する第1の動力伝達系と、前記バリエータを介さないで前記遊星歯車機構に伝達する第2の動力伝達系の2つで伝達され、これら第1、第2の動力伝達系に伝達された動力を前記遊星歯車機構を構成する太陽歯車とリング歯車と遊星歯車との3種類の歯車のうちの2つの歯車に合流させるとともに、前記2つの歯車以外の歯車が前記出力軸に連結されており、前進時に低速側及び高速側の何れか一方である第1のモード及び他方である第2のモードを持ち、これら第1及び第2のモードの切り換えにより前記バリエータに入力されるトルクの正負が反転し、これら第1及び第2のモードの切り換えは、第1のモードクラッチと第2のモードクラッチの一方を開放し他方を締結することにより行うようにした無段変速装置において、

前記第1のモード及び前記第2のモードの切り換え動作に際して、前記第1のモードクラッチと前記第2のモードクラッチのうち、締結する側のモードクラッチがトルクを伝達し始めてから開放する側のモードクラッチがトルクを伝達しなくなるまでを、0.2～1秒で行わせるモード切り換え手段を備えたことを特徴とする無段変速装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

10

20

【発明の属する技術分野】

本発明は、例えば自動車用の変速機として利用する、バリエータを組み込んだ無段変速装置の改良に関する。

【0002】**【従来の技術】**

特開平10-196759号公報に、駆動源により回転駆動される入力軸と、この入力軸の回転に基づく動力を取り出す出力軸と、前記入力軸と前記出力軸との間に配置された入出力ディスク及びパワーローラを備えたバリエータと、遊星歯車機構とを備えた無段変速装置が記載されている。

【0003】

この無段変速装置は、前進時において、低速側、高速側2つのモードを有し、低速側のモードはバリエータのみを経由する動力伝達系を用い、高速側のモードではバリエータを経由する動力伝達系とバリエータを介さない動力伝達系とし、これら2つの動力伝達系が遊星歯車機構歯車の太陽歯車とリング歯車と遊星歯車との何れか2つの歯車に入力し、残りの1つの歯車が出力軸に連結し、2つの歯車の差動成分として出力されるようになっている。この無段変速装置は、高速側のモードではバリエータに流れる動力が小さくなるので、高効率、高寿命の装置となる効果を奏することができる。

【0004】

特開平10-196759号公報の無段変速装置は、低速モードと高速モードを切り替えるモードチェンジ時のバリエータに入力されるトルクが、プラスからマイナス（またはその逆）へと大きく変動する。例えば、低速側のモードから高速側のモードへと切り替わるモードチェンジ時に入力トルクが、+350Nmから-280Nmへと変動する。

【0005】

また、低速側のモードで2つの動力伝達系を使用し、高速側のモードでバリエータのみを介するモードを使用し、低速側のモードにおいては遊星歯車の差動成分を0回転とすることにより発進クラッチが不要となるGeared Neutralシステムにおいても、前記2つのモードを切り替える際に、同様にトルクの正負の反転が発生する。ちなみにGeared Neutralシステムにおいては、バリエータが低速側の時にモードチェンジが行われる。

【0006】

これらのシステムの他にも、バリエータと遊星歯車を組み合わせることで、2つ以上のモードを作り出す無段変速機装置が存在するが、モードチェンジの際には多くのレイアウトがトルクの正負が反転する。例えば、特開2000-220719号公報に示されるような2モードの無段変速装置が存在する。

【0007】**【発明が解決しようとする課題】**

しかしながら、バリエータはトルクが変動すると図7に示すように変速する特性をもっている。図7は、回転数を2000回転程度で一定とし、油温等も実車走行に近い温度で制御して変速指令を出さずにトルクだけを変更したときの計測結果である。このようにトルクを変動すると、変速指令を出していないにも関わらず、バリエータは変速してしまう。

【0008】

この変速する理由としては、次の理由が考えられる。

(1) バリエータに負荷が加えられると、トラクション力が上下方向（パワーローラを支持するトラニオンの傾転軸方向）に発生し、その反力としてトラニオンを移動させる機構のピストン力が逆向きに働く。パワーローラを支持するラジアルニードル軸受やピボットを支持するラジアルニードル軸受にはもちろん隙間が存在する。この為、負荷が加えられると、パワーローラの内輪はこれらの隙間の総和分を上下方向に移動することになる。このパワーローラが上下方向に移動することにより、サイドスリップが発生し、パワーローラが変速してしまう。

(2) また、トラニオンの弾性変形によりトラニオンシャフトがたわむ影響でトルクの負

10

20

30

40

50

荷に対して変速比が変動する。トラクションドライブにはトラクション接触点に押付け力を作用させる必要があり、その力をトラニオンで支持する。

【 0 0 0 9 】

また、トラニオンは2つのヨークで支持されて、この前後左右のトラニオン間に発生している力をキャンセルする。したがって、トラニオンは2点支持された梁に荷重が加わっていることになり、当然、弾性変形する。これにより、トラニオンシャフト自身は力を受けないので弾性変形しないが、トラニオンの弾性変形の影響を受け、トラニオンシャフトが傾いてしまう。これにより、トラニオンを移動させる機構のプリセスカムとバルブリンクの接点が移動してしまい、スプールが軸方向に移動してしまう。この結果、バルブが切れ、差圧が発生し、変速が発生する。

10

【 0 0 1 0 】

これらの要因が重なり、図7に示すように、トルクが負荷されると変速指令を出していても関わらず、バリエータが変速してしまう。

この変速の変動が安定的に発生するのであれば、変速指令を出すことにより変速ショックの発生を抑えることができる。しかしながら、モードチェンジの時に、つまりトルクが変動した時に制御が不安定になることは避けなければならない。ちなみに、モードの切り替え時においては、運転者はモードチェンジを意図せず、運転者が無意識のうちにモードチェンジが発生する。したがって、モードチェンジにおいてクラッチの断続時間が長いと、動力を生じていない状態となり、エンジンが吹き上がる等で運転者が違和感を覚える。

【 0 0 1 1 】

20

以上のことから、モードチェンジは安定して行わなければならないことと同時に、短時間でクラッチを瞬間的に繋ぎ変えてモードチェンジを完了する必要がある。

本発明は、前記事情に鑑みて為されたもので、モードチェンジにおいて安定したトルク変動を得ることで、変速ショックの発生を抑えて運転者に違和感を与えない無段変速装置を提供することを目的とする。

【 0 0 1 2 】

【課題を解決するための手段】

前記目的を達成するために、請求項1記載の無段変速装置は、駆動源により回転駆動される入力軸と、この入力軸の回転に基づく動力を取り出す出力軸と、前記入力軸と前記出力軸との間に配置された入出力ディスク及びパワーローラを備えたバリエータと、遊星歯車機構とを備え、駆動源の動力を、前記バリエータを介して前記遊星歯車機構に伝達する第1の動力伝達系と、前記バリエータを介さないで前記遊星歯車機構に伝達する第2の動力伝達系の2つで伝達され、これら第1、第2の動力伝達系に伝達された動力を前記遊星歯車機構を構成する太陽歯車とリング歯車と遊星歯車との3種類の歯車のうちの2つの歯車に合流させるとともに、前記2つの歯車以外の歯車が前記出力軸に連結されており、前進時に低速側及び高速側の何れか一方である第1のモード及び他方である第2のモードを持ち、これら第1及び第2のモードの切り換えにより前記バリエータに入力されるトルクの正負が反転し、これら第1及び第2のモードの切り換えは、第1のモードクラッチと第2のモードクラッチの一方を開放し他方を締結することにより行うようにした無段変速装置において、前記第1のモード及び前記第2のモードの切り換え動作に際して、前記第1のモードクラッチと前記第2のモードクラッチのうち、締結する側のモードクラッチがトルクを伝達し始めてから開放する側のモードクラッチがトルクを伝達しなくなるまでを、0.2～1秒で行わせるモード切り換え手段を備えた装置である。

30

40

【 0 0 1 3 】

【発明の実施の形態】

以下、本発明に係る実施の形態について図面を参照して説明する。

図1は、本発明に係る第1実施形態を示している。本実施形態の無段変速装置は、駆動源であるエンジン215のクランクシャフト216につながって、このエンジン215により回転駆動される入力軸217を備える。この入力軸217の入力側端部(図1の左端部)と前記クランクシャフト216の出力側端部(図1の右端部)との間には発進クラッチ

50

２１８を、これらクランクシャフト２１６及び入力軸２１７に対し直列に設けている。したがって、本実施形態の場合には、これらクランクシャフト２１６と入力軸２１７とを、互いに同心に配置している。これに対して、前記入力軸２１７の回転に基づく動力を取り出す為の出力軸２１９を、この入力軸２１７と平行に配置している。そして、この入力軸２１７の周囲にバリエータ２２０を、前記出力軸２１９の周囲に遊星歯車機構２２１を、それぞれ設けている。

【００１４】

バリエータ２２０を構成するカム板２１０は、入力軸２１７の中間部で出力側端部寄り（図１の右寄り）部分に固定している。また、入力ディスク２０２と出力ディスク２０４とは、入力軸２１７の周囲に、ニードル軸受等、図示しない軸受により、この入力軸２１７ 10
に対し、互いに独立した回転を自在に支持している。そして、カム板２１０の片面（図１の左面）に形成したカム面２１３と入力ディスク２０２の外側面に形成したカム面２１４との間にローラ２１２、２１２を挟持し、押圧装置２０９を構成している。したがって、入力ディスク２０２は入力軸２１７の回転に伴い、出力ディスク２０４に向け押圧されつつ回転する。

【００１５】

入力ディスク２０２の内側面２０２ａと出力ディスク２０４の内側面２０４ａとの間に複数個（通常２～３個）のパワーローラ２０８、２０８を挟持し、これら各パワーローラ２０８、２０８の周面２０８ａ、２０８ａと両内側面２０２ａ、２０４ａとを当接させている。これら各パワーローラ２０８、２０８は、図示しないトラニオン及び変位軸により、 20
回転自在に支持している。バリエータ２２０は、従来から広く知られているバリエータと同様に、トラニオンを揺動させて各パワーローラ２０８、２０８を支持している変位軸の傾斜角度を変える事により、入力ディスク２０２と出力ディスク２０４との間の変速比を変える。

【００１６】

遊星歯車機構２２１を構成する太陽歯車２２２は、出力軸２１９の入力側端部（図１の右端部）に固定している。したがってこの出力軸２１９は、太陽歯車２２２の回転に伴って回転する。この太陽歯車２２２の周囲にはリング歯車２２３を、太陽歯車２２２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２２３の内周面と太陽歯車２２２の外周面との間に、複数個（通常は３～４個）の遊星歯車機構２２４、２２４を設けて 30
いる。図示の例ではこれら各遊星歯車機構２２４、２２４は、それぞれ一対ずつの遊星歯車２２５ａ、２２５ｂを組み合わせで成る。これら一対ずつの遊星歯車２２５ａ、２２５ｂは、互いに噛合すると共に、外径側に配置した遊星歯車２２５ａをリング歯車２２３に噛合させ、内径側に配置した遊星歯車２２５ｂを太陽歯車２２２に噛合させている。この様に各遊星歯車機構２２４、２２４をそれぞれ一対ずつの遊星歯車２２５ａ、２２５ｂにより構成するのは、リング歯車２２３と太陽歯車２２２との回転方向を一致させる為である。したがって、他の構成部分との関係で、これらリング歯車２２３と太陽歯車２２２との回転方向を一致させる必要がなければ、単一の遊星歯車をこれらリング歯車２２３と太陽歯車２２２との両方に噛合させても良い。

【００１７】

上述の様な遊星歯車機構２２４、２２４は、キャリア２２６の片側面（図１の右側面）に、前記出力軸２１９と平行な枢軸２２７ａ、２２７ｂにより、回転自在に支持している。また、キャリア２２６は、出力軸２１９の中間部に、ニードル軸受等、図示しない軸受により、回転自在に支持している。 40

また、キャリア２２６と前記出力ディスク２０４とを、第１の動力伝達系２２８により、回転力の伝達を可能な状態に接続している。この第１の動力伝達系２２８は、互いに噛合した第１、第２の歯車２２９、２３０により構成している。即ち、第１の歯車２２９を前記出力ディスク２０４の外側面（図１の左側面）部分に、この出力ディスク２０４と同心に固定し、第２の歯車２３０を前記キャリア２２６の片側面（図１の左側面）部分に、このキャリア２２６と同心に固定している。したがってキャリア２２６は、出力ディスク２ 50

04の回転に伴って、この出力ディスク204と反対方向に、前記第1、第2の歯車229、230の歯数に応じた速度で回転する。

【0018】

一方、入力軸217とリング歯車223とは、第2の動力伝達系231により回転力の伝達を可能な状態に接続自在としている。この第2の動力伝達系231は、第1、第2のスプロケット232、233と、これら両スプロケット232、233同士の上に掛け渡したチェーン234とにより構成している。即ち、第1のスプロケット232を入力軸217の出力側端部（図1の右端部）でカム板210から突出した部分に固定すると共に、第2のスプロケット233を伝達軸235の入力側端部（図1の右端部）に固定している。この伝達軸235は、出力軸219と同心に配置すると共に、転がり軸受等、図示しない軸受により、回転自在に支持している。したがって伝達軸235は、前記入力軸217の回転に伴って、この入力軸217と同方向に、前記第1、第2のスプロケット232、233の歯数に応じた速度で回転する。

10

【0019】

本実施形態の無段変速装置は、クラッチ機構を備える。このクラッチ機構は、キャリア226と第2の動力伝達系231の構成部材である伝達軸235との何れか一方のみを、リング歯車223に接続する。本実施形態の場合に、このクラッチ機構は、本発明の第1のモードクラッチに対応する低速用クラッチ236と、同じく第2のモードクラッチに対応する高速用クラッチ237とから成る。このうちの低速用クラッチ236は、前記キャリア226の外周縁部と前記リング歯車223の軸方向一端部（図1の左端部）との間に設けている。この様な低速用クラッチ236は、接続時には、前記遊星歯車機構221を構成する太陽歯車222とリング歯車223と遊星歯車機構224、224との相対変位を阻止し、これら太陽歯車222とリング歯車223とを一体的に結合する。また、高速用クラッチ237は、前記伝達軸235と、前記リング歯車223に支持板238を介して固定した中心軸239との間に設けている。

20

【0020】

ここで、図2に示すように、低速用クラッチ236及び高速用クラッチ237の駆動部250は、本発明のモード切り換え手段に相当する制御回路252に電氣的に接続されており、制御回路252からの出力信号により、低速用クラッチ236及び高速用クラッチ237のクラッチ締結、クラッチ開放の動作が、所定の切り換え動作時間を設けて行われるようになっている。ここで、本実施形態の切り換え動作時間は、0.2～1秒に設定されている。

30

【0021】

さらに、図1に示すように、リング歯車223と、無段変速装置のハウジング（図示省略）等、固定の部分との間に、後退用クラッチ240を設けている。この後退用クラッチ240は、自動車を後退させるべく、出力軸219を逆方向に回転させる為に設けている。この後退用クラッチ240は、低速用クラッチ236と高速用クラッチ237との何れか一方が接続された状態では、接続が断たれる。また、この後退用クラッチ240が接続された状態では、低速用クラッチ236と高速用クラッチ237とは、何れも接続が断たれる。即ち、発進クラッチ218を除く、残り3個のクラッチ236、237、240は、何れか1個が接続されると、残り2個のクラッチの接続は断たれる。

40

【0022】

図示の例では、出力軸219とデファレンシャルギヤ241とを、第3～第5の歯車242～244で構成する第3の動力伝達機構245により接続している。したがって、出力軸219が回転すると、これら第3の動力伝達機構245及びデファレンシャルギヤ241を介して左右一对の駆動軸246、246が回転し、自動車の駆動輪を回転駆動させる。

【0023】

上述の様に構成した本実施形態の無段変速装置の作用は、次の通りである。まず、低速走行時には、制御回路252の制御により、0.2～1秒の切り換え動作時間で、低速用

50

クラッチ 236 を接続すると共に、高速用クラッチ 237 及び後退用クラッチ 230 の接続を断つ。この状態で発進クラッチ 218 を接続し、前記入力軸 217 を回転させると、バリエータ 220 のみが、入力軸 217 から出力軸 219 に動力を伝達する。即ち、低速用クラッチ 236 の接続に伴って、リング歯車 223 とキャリア 226 とが一体的に結合され、遊星歯車機構 221 を構成する各歯車 222、223、225a、225b 同士の相対回転が不能になる。また、高速用クラッチ 237 及び後退用クラッチ 230 の接続が断たれる事で、リング歯車 223 は、伝達軸 235 の回転速度に関係なく回転自在となる。

【0024】

したがって、この状態で入力軸 217 を回転させると、この回転は押圧装置 209 を介して入力ディスク 202 に伝わり、更に複数のパワーローラ 208、208 を介して出力ディスク 204 に伝わる。さらに、この出力ディスク 204 の回転は、第 1 の動力伝達系 228 を構成する第 1、第 2 の歯車 229、230 を介してキャリア 226 及びリング歯車 223 に伝わる。上述の様にこの状態では、遊星歯車機構 221 を構成する各歯車 222、223、225a、225b 同士の相対回転が不能になっているので、前記出力軸 219 が、前記キャリア 226 及びリング歯車 223 と同じ速度で回転する。

【0025】

この様な低速走行時に、入力側、出力側両ディスク 202、204 同士の間の変速比を変える際の作用自体は、従来のバリエータの場合と同様である。勿論、この状態では、前記入力軸 217 と出力軸 219 との間の変速比、即ち、無段変速装置全体としての変速比は、バリエータ 220 の変速比に比例する。また、この状態では、このバリエータ 220 に入力されるトルクは、入力軸 217 に加えられるトルクに等しくなる。なお、低速走行時には、前記第 2 の動力伝達系 231 を構成する第 1、第 2 のスプロケット 232、233 とチェン 234 とは、空回りするだけである。

【0026】

これに対して、高速走行時には、制御回路 252 の制御により、0.2 ~ 1 秒の切り換え動作時間で、高速用クラッチ 237 を接続すると共に、低速用クラッチ 236 及び後退用クラッチ 240 の接続を断つ。この状態で発進クラッチ 218 を接続し、入力軸 217 を回転させると、この入力軸 217 から前記出力軸 219 には、前記第 2 の動力伝達系 231 を構成する第 1、第 2 のスプロケット 232、233 及びチェン 234 と遊星歯車機構 221 とが、動力を伝達する。

【0027】

すなわち、高速走行時に入力軸 217 が回転すると、この回転は第 2 の動力伝達系 231 並びに高速用クラッチ 237 を介して中心軸 239 に伝わり、この中心軸 239 を固定したリング歯車 223 を回転させる。そして、このリング歯車 223 の回転が複数の遊星歯車機構 224、224 を介して太陽歯車 222 に伝わり、この太陽歯車 222 を固定した前記出力軸 219 を回転させる。リング歯車 223 が入力側となった場合に遊星歯車機構 221 は、各遊星歯車機構 224、224 が停止している（太陽歯車 222 の周囲で公転しない）と仮定すれば、リング歯車 223 と太陽歯車 222 との歯数の比に応じた変速比で増速を行なう。但し、各遊星歯車機構 224、224 は太陽歯車 222 の周囲を公転し、無段変速装置全体としての変速比は、これら各遊星歯車機構 224、224 の公転速度に応じて変化する。そこで、バリエータ 220 の変速比を変えて、前記遊星歯車機構 224、224 の公転速度を変えれば、前記無段変速装置全体としての変速比を調節できる。

【0028】

次に、制御回路が、切り換え動作時間を 0.2 ~ 1 秒として、低速用クラッチ 236 及び高速用クラッチ 237 の切り替え（クラッチ締結、クラッチ開放）をしてモードチェンジしたことについて、以下にその理由を説明する。

発明者等は、無段変速装置の解析プログラムを用いてトルクの急変動、つまり低速用クラッチ 236 及び高速用クラッチ 237 を瞬間的に切り替えモードチェンジを行った時の解析を行った。なお、この解析プログラムはトルクを静的に変動させた場合の実験結果（例

10

20

30

40

50

えば図7)と比較検証を行い、このプログラムの有効性を確認したものをを用いている。

【0029】

図3に示すように、トルクを350Nmから280Nmに急変動させた場合を考える。図3では0.2秒で変動させている。この変動時間を、0.1秒から0.5秒まで段階的に変えて解析を行った。

図4に示すように、本実施形態のように0.2秒以上でトルク変動を行った場合には、安定した結果が得られている。しかしながら、0.1秒でトルク変動を行うと、オーバーシュートが発生し、小さなハンチングが発生し制御的に不安定となる。この図4は、入力回転数が2000回転でほぼ一定の条件である。

【0030】

図5に入力回転数が3000回転、図6に入力回転数が4000回転のときの解析結果も示す。これらの図から、回転数が高くなるほど、低速用クラッチ236及び高速用クラッチ237の切り替えをしてモードチェンジをすると有効になる。4000回転では0.2秒でトルク変動をさせると小さなハンチングが見受けられるが、オーバーシュートはない。なお、全ての解析は、変速比をHigh側としている。

【0031】

このように、トルク変動を0.2秒以上、つまり、0.2秒以上で低速用クラッチ236及び高速用クラッチ237の切り替えをしてモードチェンジをすることにより安定した変速結果が得られる。

【0032】

また、クラッチの断続時間が長いと、動力の伝達が断絶された状態となり、車の加速がなくなり、エンジンが吹き上がる。従ってモードチェンジ、またはトルクが断絶している時間は1秒以内に完了するのが望ましい。

【0033】

したがって、0.2～1秒で低速用クラッチ236及び高速用クラッチ237の切り替えをしてモードチェンジをすることにより安定したトルク変動を得ることができ、変速ショックの発生を抑えて運転者に違和感を与えることがない。

【0034】

次に、図8から図11は、本発明に係る第2実施形態を示している。この無段変速装置は、入力側回転軸(入力軸)11bと、出力軸29aと、トロイダル型無段変速機19aと、遊星歯車装置20aと、第一の動力伝達手段34aと、第二の動力伝達手段40aとを備える。このうちの入力側回転軸11bは、図示しない図8の左側に配置したエンジン等の駆動源につながって、この駆動源により回転駆動される。

【0035】

出力軸29aは、入力側回転軸11bの回転に基づく動力を取り出すためのもので、図示しないデファレンシャルギヤ等を介して、やはり図示しない車輪駆動軸に接続される。

【0036】

また、トロイダル型無段変速機19aは、ダブルキヤピティ型で、且つ、各キヤピティ内にトラニオン7、7及びパワーローラ9、9を3個ずつ、合計6個設けたものである。この様なトロイダル型無段変速機19aを構成するため、入力側回転軸11bの両端部に1対の入力側ディスク(入力ディスク)2A、2Bを、互いの内側面2a、2a同士を対向させた状態で、入力側回転軸11bと同期した回転自在に支持している。このうち、図8の左側の入力側ディスク2Aは入力側回転軸11bに、ボールスプライン43を介して、軸方向の変位自在に支持している。これに対して、図1の右側の入力側ディスク2Bは、入力側回転軸11bの先端部にスプライン係合させた状態でその背面をローディングナット44で抑える事により、入力側回転軸11bに固定している。なお、このローディングナット44と入力側ディスク2Bとの間にはシム板45を挟持している。

【0037】

そして、入力側回転軸11bの中間部周囲で1対の入力側ディスク2A、2B同士の間1対の出力側ディスク(出力ディスク)4、4を、それぞれの内側面4a、4aを各入力

10

20

30

40

50

側ディスク 2 A、2 B の内側面 2 a、2 a に対向させた状態で、互いに同期した回転自在に支持している。そして、各入力側ディスク 2 A、2 B と各出力側ディスク 4、4 との内側面 2 a、4 a 同士の間には、それぞれがトラニオン 7、7 の内側面に回転自在に支持されたパワーローラ 9、9 を挟持している。パワーローラ 9、9 の外側面と各トラニオン 7、7 の中間部内側面との間には、各パワーローラ 9、9 の外側面の側から順に、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 の回転を許容するスラスト玉軸受 1 4、1 4 と、各パワーローラ 9、9 から各スラスト玉軸受 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するスラストニードル軸受 1 5、1 5 とを設けている。

【0038】

10

各トラニオン 7、7 を支持するため、ケーシング 5 a の内面に設けた取付部 4 7 にヨーク 4 8 を、このヨーク 4 8 の外径側端部 3 個所位置の取付孔 4 9、4 9 に挿通したシャフト 5 0、5 0 と、これら各シャフト 5 0、5 0 に螺合したナット 5 1、5 1 とにより支持固定している。図示の例では、これら各シャフト 5 0、5 0 及びナット 5 1、5 1 により、取付部 4 7 とヨーク 4 8 との間に、ギヤハウジング 5 2 を固定している。このギヤハウジング 5 2 の内径側には、上記 1 対の出力側ディスク 4、4 をその両端部に凹凸係合させた出力スリーブ 5 3 を、1 対の転がり軸受 5 4、5 4 により回転自在に支持すると共に、この出力スリーブ 5 3 の中間部外周面に設けた出力歯車 1 2 b を、上記ギヤハウジング 5 2 の内部に収納している。

【0039】

20

また、ヨーク 4 8 は全体を星形に形成すると共に、その径方向中間部乃至は外径側部分を二股に形成して、3 個所の保持部 5 5、5 5 を、円周方向等間隔に形成している。そして、これら各保持部 5 5、5 5 の径方向中間部に、それぞれ支持片 5 6、5 6 の中間部を、第二の枢軸 5 7、5 7 により枢支している。これら各支持片 5 6、5 6 はそれぞれ、第二の枢軸 5 7、5 7 の周囲に配置される円筒状の取付部 5 8 と、この取付部 5 8 の外周面から径方向外方に突出した 1 対の支持板部 5 9、5 9 とから成る。これら 1 対の支持板部 5 9、5 9 同士の交差角度は 120 度である。従って、円周方向に隣り合う支持片 5 6、5 6 の支持板部 5 9、5 9 同士は、互いに平行である。

【0040】

この様な各支持板部 5 9、5 9 には、それぞれ円孔 6 0、6 0 を形成している。各支持片 5 6、5 6 が中立状態にある場合、円周方向に隣り合う支持片 5 6、5 6 の支持板部 5 9、5 9 に形成した円孔 6 0、6 0 同士は互いに同心である。そして、これら各円孔 6 0、6 0 内に、各トラニオン 7、7 の両端部に設けた枢軸 6、6 を、ラジアルニードル軸受 6 1、6 1 により支持している。これら各ラジアルニードル軸受 6 1、6 1 を構成する外輪 6 2、6 2 の外周面は、球状凸面としている。この様な外輪 6 2、6 2 は上記各円孔 6 0、6 0 内に、がたつきなく、且つ揺動変位自在に内嵌している。また、上記各支持板部 5 9、5 9 の一部には、上記各円孔 6 0、6 0 と同心で円弧状の長孔 6 3、6 3 を形成し、これら各長孔 6 3、6 3 に、上記各トラニオン 7、7 の端面（肩部）に突設した止めねじ 6 4 を用いて、各トラニオン 7 の枢軸方向のすきま量をがたのないように調整している。

【0041】

40

この様にして前記ケーシング 5 a 内に支持した上記各トラニオン 7、7 の内側面には、変位軸 8 を介して前記パワーローラ 9、9 を支持している。そして、これら各パワーローラ 9、9 の周面 9 a、9 a と、各ディスク 2 A、2 B、4 の内側面 2 a、4 a とを当接させている。又、基端側の入力側ディスク 2 A と入力側回転軸 1 1 b との間に、油圧式の押圧装置 2 8 a を組み付けて、各面 9 a、2 a、4 a 同士の当接部（トラクション部）の面圧を確保し、トロイダル型無段変速機 1 9 a による動力の伝達を効率良く行える様にしている。

【0042】

押圧装置 2 8 a を構成する為に、入力側回転軸 1 1 b の外周面の基端寄り部分に、外向フランジ状の鍔部 6 5 を固設すると共に、基端側の入力側ディスク 2 A にシリンダ筒 6 6 を

50

、この入力側ディスク 2 A の外側面（図 8、9 の左面）から軸方向に突出する状態で、油密に外嵌保持している。シリンダ筒 6 6 の内径は、軸方向中間部で小さく、両端部で大きくなっており、入力側ディスク 2 A は、このうちの先端側の太径部分に、油密に内嵌している。又、シリンダ筒 6 6 の中間部内周面に、内向フランジ状の仕切板部 6 7 を設け、更に、このシリンダ筒 6 6 の内周面と上記入力側回転軸 1 1 b の外周面との間に、第一ピストン部材 6 8 を設けている。

【 0 0 4 3 】

この第 - ピストン部材 6 8 は、入力側回転軸 1 1 b に外嵌自在な支持筒部 6 9 の中間部外周面に、外向フランジ状の隔壁板 7 0 を形成したもので、この隔壁板 7 0 の外周縁をシリンダ筒 6 6 の内周面中間部の小径部分に、油密に且つ軸方向に変位自在に摺接させている。又、この状態で上記仕切板部 6 7 の内周縁を、支持筒部 6 9 の外周面に、油密に且つ軸方向に変位自在に摺接させている。更に、上記支持筒部 6 9 の基端部外周面とシリンダ筒 6 6 の基端部内周面との間に、円輪状の第二ピストン部材 7 1 を設けている。この第二ピストン部材 7 1 は、その基端側側面を鏝部 6 5 に当接させる事により軸方向の変位を阻止すると共に、内外両周縁と上記支持筒部 6 9 の基端部外周面及びシリンダ筒 6 6 の基端部内周面との間の油密を保持している。

【 0 0 4 4 】

又、上記仕切板部 6 7 を備えたシリンダ筒 6 6 は、この仕切板部 6 7 と第二ピストン部材 7 1 との間に設けた皿板ばね 7 2 により、入力側ディスク 2 A に向け押圧している。従ってこの入力側ディスク 2 A は、少なくとも（押圧装置 2 8 a 内に圧油を導入していない状態でも）に見合う押圧力により押圧され、前記各面 9 a、2 a、4 a の弾力に見合う面圧を付与する。従って、この弾力は、前記トロイダル型無段変速機 1 9 a により極く小さな動力の伝達を行なう際に、各面 9 a、2 a、4 a どちらの各当接部で（不可避であるピストンを除く）滑りが生じない程度に規制する。

【 0 0 4 5 】

又、駆動軸 8 0 から入力側回転軸 1 1 b への回転力の伝達を、鏝部 6 5 を介して行なう様にしている。この為に、この鏝部 6 5 の外周縁部複数個所に切り欠き 8 3、8 3 を形成すると共に、これら各切り欠き 8 3、8 3 と、駆動軸 8 0 の端部に形成した駆動用凸部 8 4、8 4 とを係合させている。この為に本例の場合には、上記駆動軸 8 0 の端部に外向フランジ状の連結部 8 5 を設け、この連結部 8 5 の片面外径寄り端部に、上記各駆動用凸部 8 4、8 4 を突設している。

【 0 0 4 6 】

さらに、各トラニオン 7、7 に油圧式のアクチュエータ 1 7 a、1 7 b を設けて、これら各トラニオン 7、7 を、それぞれの両端部に設けた枢軸 6、6 の軸方向に変位駆動自在としている。このうち、図 1 0 の下側中央部のトラニオン 7 は、それぞれが（押し出し方向の力のみ得られる）単動型であり押圧方向を互いに反対方向とした 1 対のアクチュエータ 1 7 a、1 7 a により、それぞれ挺子腕 8 6、8 6 を介して、両端部に設けた枢軸 6、6 の軸方向に変位駆動自在としている。トラニオン 7 を変位させる場合には、何れか一方のアクチュエータ 1 7 a の油圧室にのみ圧油を送り込み、他方のアクチュエータ 1 7 a の油圧室は解放状態とする。これに対して、図 1 0 の上部両側のトラニオン 7、7 は、それぞれ（圧油の給排方向の切り換えに基づいて押し出し方向又は引き込み方向の力を得られる）複動型のアクチュエータ 1 7 b、1 7 b により、それぞれの両端部に設けた枢軸 6、6 の軸方向に変位駆動自在としている。

【 0 0 4 7 】

トロイダル型無段変速機 1 9 a に設けた、合計 6 個のトラニオン 7、7 の変位は、制御弁により各アクチュエータ 1 7 a、1 7 b に等量の圧油を給排する事により、互いに同期して同じ長さずつ行なう。この為に、何れか（図示の例では図 3 の上部左側）のトラニオン 7 と共に変位するロッド 8 7 の端部にプリセスクム 8 8 を固定し、このトラニオン 7 の姿勢を、リンク 8 9 を介して制御弁のスプール 9 0 に伝達自在としている。

【 0 0 4 8 】

10

20

30

40

50

遊星歯車装置 20a は、太陽歯車 30 と、リング歯車 21 と、遊星歯車組 32、32 とを備える。このうちの太陽歯車 30 は、出力軸 29a の入力側端部（図 8 の左端部）に固定している。従ってこの出力軸 29a は、太陽歯車 30 の回転に伴って回転する。この太陽歯車 30 の周囲にはリング歯車 21 を、太陽歯車 30 と同心に、且つ回転自在に支持している。そして、リング歯車 21 の内周面と太陽歯車 30 の外周面との間に、それぞれが 1 対ずつの遊星歯車 31a、31b を組み合わせる、複数組の遊星歯車組 32、32 を設けている。そして、これら 1 対ずつの遊星歯車 31a、31b は、互いに噛合すると共に、外径側に配置した遊星歯車 31a を上記リング歯車 21 に噛合させ、内径側に配置した遊星歯車 31b を太陽歯車 30 に噛合させている。この様な遊星歯車組 32、32 は、キャリア 33 の片側面（図 8 の左側面）に回転自在に支持している。又、このキャリア 33 は、上記出力軸 29a の中間部周囲に、回転自在に支持している。

10

【0049】

又、キャリア 33 とトロイダル型無段変速機 19a を構成する 1 対の出力側ディスク 4、4 とを、前記第一の動力伝達手段 34a により、回転力の伝達を可能な状態に接続している。この第一の動力伝達手段 34a を構成する為に、入力側回転軸 11b 及び出力軸 29a と平行な伝達軸 35a を設け、この伝達軸 35a の一端部（図 1 の左端部）に固定した歯車 91 を、出力歯車 12b と噛合させている。又、出力軸 29a の中間部周囲にスリーブ 94 を回転自在に配置し、このスリーブ 94 の外周面に支持した歯車 95 と、伝達軸 35a の他端部（図 8 の右端部）に固設した歯車 96 とを、図示しないアイドル歯車を介して噛合させている。更に、スリーブ 94 の周囲にキャリア 33 を、円環状の結合ブラケット 97 を介して、スリーブ 94 と同期した回転自在に支持している。従ってキャリア 33 は、各出力側ディスク 4、4 の回転に伴って、これら出力側ディスク 4、4 と反対方向に、上記各歯車 12b、91、95、96 の歯数に応じた速度で回転する。尚、結合ブラケット 97 及び上記キャリア 33 と上記出力軸 29a との間に、低速用クラッチ 41a を設けている。

20

【0050】

一方、入力側回転軸 11b とリング歯車 21 とは、この入力側回転軸 11b の先端部に支持した入力側ディスク 2B と、この入力側回転軸 11b と同心に配置された伝達軸 23a とを介して、回転力の伝達を可能な状態に接続自在としている。この為に、入力側ディスク 2B の外側面（図 8、9 の右側面）の一部で、径方向に関してこの外側面の中央部よりも外径寄り半部に、複数の凸部 98、98 を突設している。本例の場合には、これら各凸部 98、98 は、それぞれ円弧状で、上記入力側ディスク 2B の中心軸をその中心とする同一円弧上に、間欠的に且つ等間隔に配置している。そして、円周方向に隣り合う凸部 98、98 の円周方向端面同士の間を、係止切り欠き部 99、99 としている。

30

【0051】

一方、伝達軸 23a の基端部には、円すい筒状の伝達筒部 100 を介して伝達フランジ 101 を設けている。そして、この伝達フランジ 101 の外周縁部に、各係止切り欠き部 99、99 と同数の伝達用突片 102、102 を、円周方向に関して等間隔に形成している。そして、これら各伝達用突片 102、102 と各係止切り欠き部 99、99 とを係合させ、入力側ディスク 2B と伝達軸 23a との間でのトルク伝達を可能にしている。各伝達用突片 102、102 と各係止切り欠き部 99、99 との係合部の径は十分に大きいので、上記入力側ディスク 2B と伝達軸 23a との間で、十分に大きなトルクを伝達自在である。

40

この無段変速装置は、高速用クラッチ 24a、低速用クラッチ 41a 及び後退用クラッチ 42a とから成るクラッチ機構を備える。これらクラッチ機構は、何れも湿式多板クラッチであって、それぞれに付属した油圧シリンダ内への圧油の給排に基づいて断接させられる。又、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。

【0052】

先ず、低速走行時には、低速用クラッチ 41a を接続すると共に、高速用クラッチ 24

50

a 及び後退用クラッチ 4 2 a の接続を断つ。この状態で入力側回転軸 1 1 b を回転させると、トロイダル型無段変速機 1 9 a のみが、この入力側回転軸 1 1 b から出力軸 2 9 a に動力を伝達する。すなわち、この状態では、トロイダル型無段変速機 1 9 a の出力歯車 1 2 b の回転が、第一の動力伝達手段 3 4 a を介してキャリア 3 3 に伝わる。低速用クラッチ 4 1 a が接続される事により、遊星歯車装置 2 0 a は、構成各歯車 2 1、3 0、3 1 a、3 1 b が相対変位不能な状態となっているので、キャリア 3 3 の回転は、そのまま太陽歯車 3 0 に伝わり、この太陽歯車 3 0 を固設した出力軸 2 9 a が回転する。

【0053】

高速走行時には、前記高速用クラッチ 2 4 a を接続すると共に、低速用クラッチ 4 1 a 及び後退用クラッチ 4 2 a の接続を断つ。この状態で入力側回転軸 1 1 b を同転させると、この入力側回転軸 1 1 b から前記出力軸 2 9 a には、伝達軸 2 3 a を含む第二の動力伝達手段 4 0 a と、遊星歯車装置 2 0 a とが、動力を伝達する。即ち、高速走行時に入力側回転軸 1 1 b が回転すると、この回転は伝達軸 2 3 a と結合用ブラケット 1 0 4 と高速用クラッチ 2 4 a とを介して、リング歯車 2 1 に伝わる。そして、このリング歯車 2 1 の回転が複数の遊星歯車組 3 2、3 2 を介して太陽歯車 3 0 に伝わり、この太陽歯車 3 0 を固定した上記出力軸 2 9 a を回転させる。この状態で、トロイダル型無段変速機 1 9 a の変速比を変える事により各遊星歯車組 3 2、3 2 の公転速度を変化させれば、無段変速装置全体としての変速比を調節できる。

【0054】

なお、本実施形態のロイダル型無段変速機 1 9 a が本発明のバリエータに対応し、遊星歯車装置 2 0 a が本発明の遊星歯車機構に対応し、第一の動力伝達手段 3 4 a が本発明の第一の動力伝達系に対応し、第二の動力伝達手段 4 0 a が本発明の第二の動力伝達系に対応し、低速用クラッチ 4 1 a が本発明の第 1 のモードクラッチに対応し、高速用クラッチ 2 4 a が第 2 のモードクラッチに対応している。

【0055】

ここで、図 1 1 に示すように、低速用クラッチ 4 1 a 及び高速用クラッチ 2 4 a の駆動部 1 1 0 は、本発明のモード切り換え手段に相当する制御回路 1 1 2 に電氣的に接続されており、制御回路 1 1 2 からの出力信号により、低速用クラッチ 4 1 a 及び高速用クラッチ 2 4 a のクラッチ締結、クラッチ開放の動作が、所定の切り換え動作時間を設けて行われるようになっている。本実施形態の切り換え動作時間は、0.2 ~ 1 秒に設定されている。

【0056】

上述の様に構成した本実施形態の無段変速装置の作用は、次の通りである。まず、低速走行時には、制御回路 1 1 2 の制御により、0.2 ~ 1 秒の切り換え動作時間で、低速用クラッチ 4 1 a 接続すると共に、高速用クラッチ 2 4 a 及び後退用クラッチ 4 a の接続を断つ。この状態で図示しない発進クラッチを接続し、前記入力軸 1 1 b を回転させると、トロイダル型無段変速機 1 9 a のみが、入力軸 1 1 b から出力軸 2 9 a 動力を伝達する。即ち、低速用クラッチ 4 1 a の接続に伴って、リング歯車 2 1 とキャリア 3 3 とが一体的に結合され、遊星歯車機構 3 2 を構成する各歯車同士の相対回転が不能になる。また、高速用クラッチ 2 4 a 及び後退用クラッチ 4 2 a の接続が断たれる事で、リング歯車 2 1 は、伝達軸 2 3 a の回転速度に関係なく回転自在となる。

【0057】

そして、制御回路 1 1 2 が、切り換え動作時間を 0.2 ~ 1 秒として、低速用クラッチ 4 1 a 及び高速用クラッチ 2 4 a の切り替え（クラッチ締結、クラッチ開放）をしてモードチェンジすると、オーバーシュートが発生せず制御的に不安定となり、安定した変速結果が得られる。

したがって、第 1 実施形態と同様に、変速ショックの発生を抑えて運転者に違和感を与えることがない。

【0058】

以上、本発明は、特開平 1 0 - 1 9 6 7 5 9 号公報に示すような、低速モードではバリエ

10

20

30

40

50

ータのみを経由する動力伝達経路を用い、高速モードでは2つの動力伝達経路を用いる無段変速機構について有効であることを述べてきたが、Geared Neutralシステムのようにトルクの正負が反転するシステムにおいても有効である。さらに、エンジンブレーキのようにトルクの正負が反転する場合においても有効となる。

【0059】

【発明の効果】

以上説明したように、本発明によると、第1のモードクラッチ及び第2のモードクラッチのモードチェンジにおいて安定したトルク変動を得ることで、変速ショックの発生を抑えて運転者に違和感を与えない無段変速装置を提供することができる。

【図面の簡単な説明】

10

【図1】本発明に係る第1実施形態の無段変速装置を示すスケルトン図である。

【図2】第1実施形態のモード切り換え手段を示すブロック図である。

【図3】第1実施形態においてトルクを急変動させた場合を示す図である。

【図4】第1実施形態において入力回転数が2000回転でクラッチのモード切り換え時間を変化させた場合のトルク変動を示す図である。

【図5】第1実施形態において入力回転数が3000回転でクラッチのモード切り換え時間を変化させた場合のトルク変動を示す図である。

【図6】第1実施形態において入力回転数が4000回転でクラッチのモード切り換え時間を変化させた場合のトルク変動を示す図である。

【図7】第1実施形態においてトルクが負荷されると変速指令を出していないにもかかわらず、バリエータが変速してしまう状態を示す図である。

20

【図8】本発明に係る第2実施形態の無段変速装置を示す要部断面図である。

【図9】図8の左半部拡大図である。

【図10】図8のA-A断面図である。

【図11】第2実施形態のモード切り換え手段を示すブロック図である。

【符号の説明】

2A、2B、202 入力ディスク

4、478a 出力ディスク

9、208 パワーローラ

11b、217 入力軸

30

15 エンジン（駆動源）

19a トロイダル型無段変速機（バリエータ）

20a、220a 遊星歯車装置

21、223 リング歯車

23a、280 伝達軸（第2の動力伝達系）

24a、237 高速用クラッチ（第2のモードクラッチ）

29a、219 出力軸

30、222 太陽歯車

31a、224 遊星歯車

32 遊星歯車組

40

34a 第1の動力伝達手段（第1の動力伝達系）

40a 第2の動力伝達手段（第2の動力伝達系）

41a、236 低速用クラッチ（第1のモードクラッチ）

112、252 制御回路（モード切り換え手段）

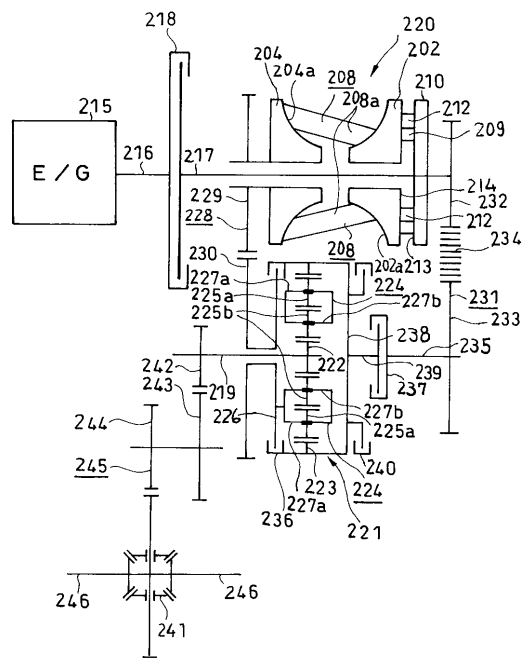
220 バリエータ

221 遊星歯車機構

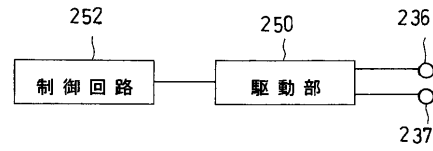
228 第1の動力伝達系

231 第2の動力伝達系

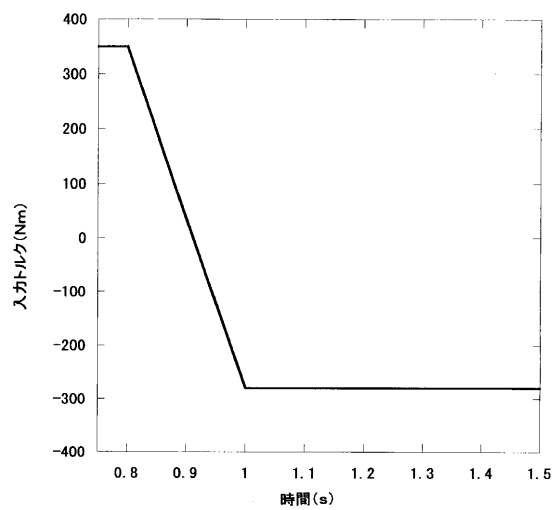
【図 1】



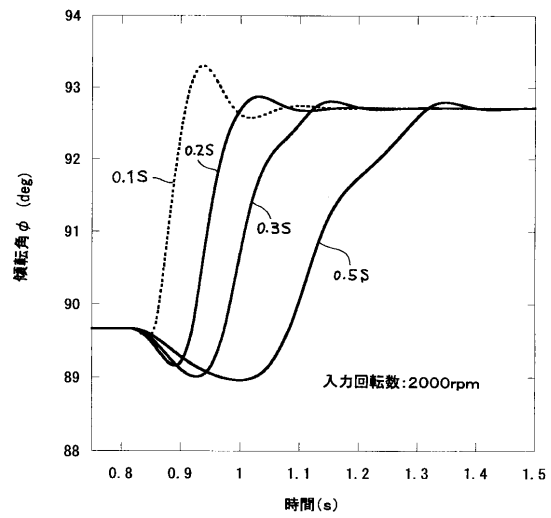
【図 2】



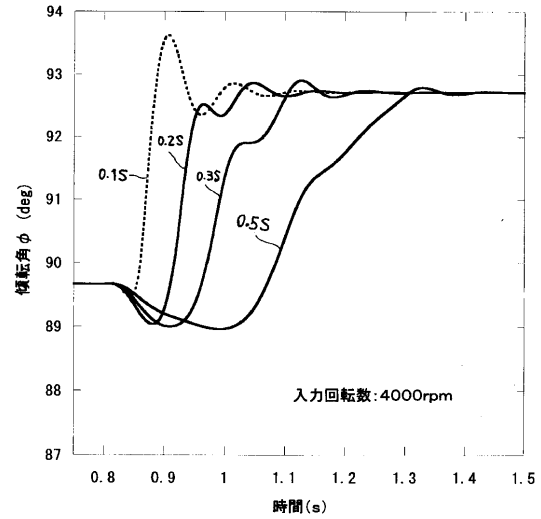
【図 3】



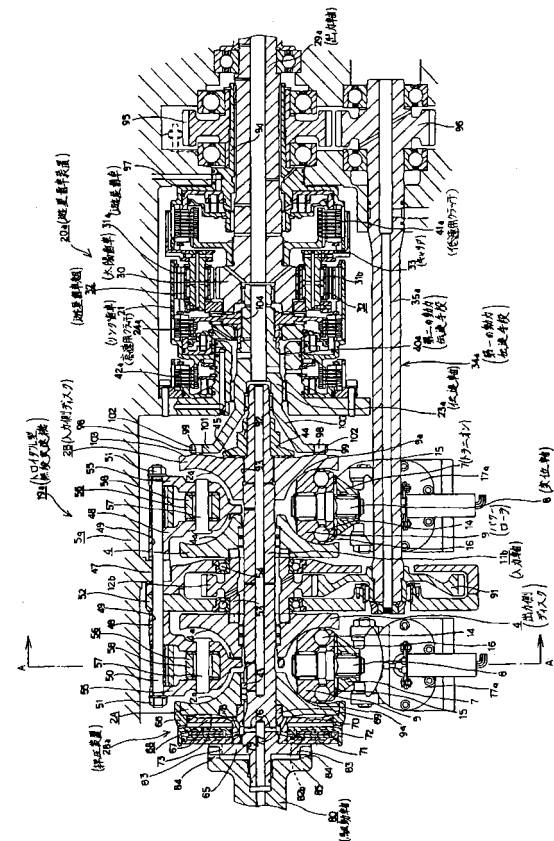
【図 4】



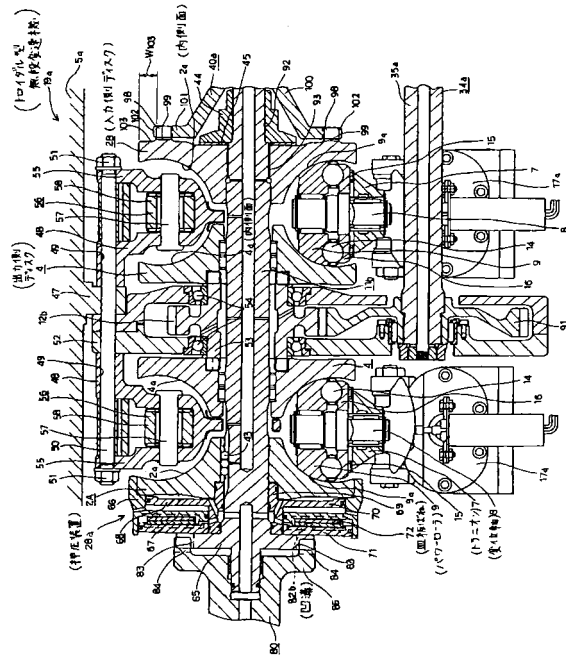
【 図 6 】



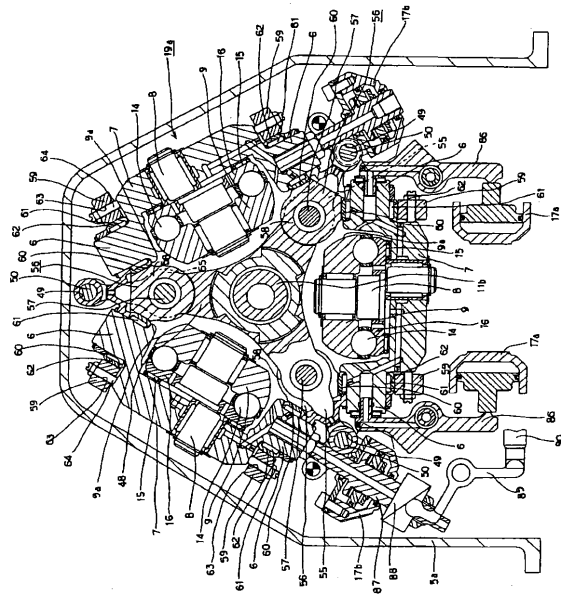
【 図 8 】



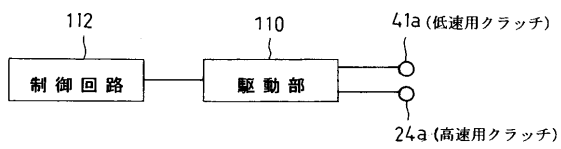
【 図 9 】



【 図 1 0 】



【 図 1 1 】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平10-196759(JP,A)
特開平05-203022(JP,A)
特開平10-311415(JP,A)
特開2001-004017(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16H 59/00 - 61/12
F16H 61/16 - 61/24
F16H 63/40 - 63/48
F16H 37/02