

(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2007-64269

(P2007-64269A)

(43) 公開日 平成19年3月15日(2007.3.15)

(51) Int. Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 H 47/04 (2006.01)	F 1 6 H 47/04 C	3 J 5 5 2
F 1 6 H 61/02 (2006.01)	F 1 6 H 47/04 D	
	F 1 6 H 61/02	

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 16 頁)

(21) 出願番号	特願2005-248261 (P2005-248261)	(71) 出願人	000003207 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地
(22) 出願日	平成17年8月29日 (2005.8.29)	(74) 代理人	100083998 弁理士 渡辺 丈夫
		(72) 発明者	村上 新 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
		(72) 発明者	舟橋 眞 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
		Fターム(参考)	3J552 MA10 MA26 PA20 PA59 RA02 SA59 VA34W

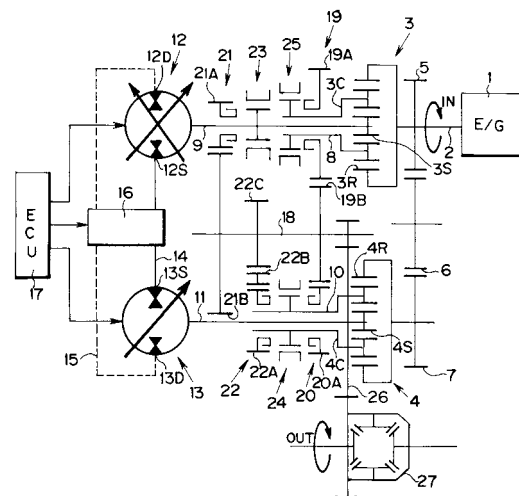
(54) 【発明の名称】 車両用変速機

(57) 【要約】

【課題】 動力損失が少なく、また後進時の発進性が良好な車両用変速機を提供する。

【解決手段】 流体圧ポンプ13が吐出した圧力流体が供給されてトルクを出力するとともに、正回転と逆回転とを切り替え可能な流体圧モータ12と、その流体圧モータ12と出力部材18との間で選択的にトルクを伝達する第1の伝動機構21と、動力源1からトルクが伝達され、出力部材18に対してトルクを出力する少なくとも三つの回転要素を備えて差動作用をなす第1の差動機構4と、その第1の差動機構4と出力部材18との間で、所定の変速比を設定し、その間で選択的にトルクを伝達する第2の伝動機構20と、第1の差動機構4と出力部材18との間で、第1および第2の伝動機構21、20により出力部材18に伝達されるトルクとは反対の回転方向のトルクを選択的に出力部材18に伝達する第3の伝動機構22とを備えている。

【選択図】 図1



1:動力源 2:入力部材 3,4:遊星歯車機構 8,10:中間軸 12,13:ポンプモータ
18:出力軸 19:第2速用ギヤ対 20:第1速用ギヤ対 21:発進用ギヤ対
22:後進用ギヤ対 23,24,25:同期連結機構(シンクロ)

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

動力源から出力部材に伝達されるトルクを、モータの機能を兼ね備えた流体圧ポンプの吐出量もしくは吐出圧に応じて変化させることのできる車両用変速機において、

前記流体圧ポンプが吐出した圧力流体が供給されて動作することによるトルクを出力するとともに、正回転する状態と逆回転する状態とに切り替え可能な流体圧モータと、

前記流体圧モータの出力軸と前記出力部材との間に配置され、これら前記流体圧モータの出力軸と前記出力部材との間で選択的にトルクを伝達する第 1 の伝動機構と、

前記動力源からトルクが伝達される入力要素と前記出力部材に対してトルクを出力する出力要素と前記流体圧ポンプに連結された反力要素との少なくとも三つの回転要素を備えて差動作用をなす第 1 の差動機構と、

前記第 1 の差動機構における出力要素と前記出力部材との間に配置され、かつ所定の変速比を設定し、かつこれら前記第 1 の差動機構における出力要素と前記出力部材との間で選択的にトルクを伝達する第 2 の伝動機構と、

前記第 1 の差動機構における出力要素と前記出力部材との間に配置され、かつこれら前記第 1 の差動機構における出力要素と前記出力部材との間で前記第 1 の伝動機構および第 2 の伝動機構により前記出力部材に伝達されるトルクとは反対の回転方向のトルクを選択的に伝達する第 3 の伝動機構と

を備えていることを特徴とする車両用変速機。

10

【請求項 2】

後進走行時に、前記第 1 の伝動機構と第 3 の伝動機構とをトルク伝達可能な状態とするとともに、前記流体圧モータを前進走行時とは反対方向に回転するように設定する手段を更に備えていることを特徴とする請求項 1 に記載の車両用変速機。

20

【請求項 3】

前記第 1 の伝動機構を介して前記出力部材にトルクが伝達される状態での運転が想定されることを検出する手段と、

前記第 1 の伝動機構を介して前記出力部材にトルクが伝達される状態での運転が想定されることが検出された場合に、前記第 1 の伝動機構を前記流体圧モータの出力軸と前記出力部材との間でトルク伝達可能な状態に設定する手段と

を更に備えていることを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の車両用変速機。

30

【請求項 4】

前記流体圧モータの出力軸が連結された反力要素と前記動力源からトルクが伝達される入力要素と前記出力部材に対してトルクを出力する出力要素との少なくとも三つの回転要素を備えて差動作用をなす第 2 の差動機構と、

前記第 2 の差動機構における出力要素と前記出力部材との間に配置され、かつ所定の変速比を設定する第 4 の伝動機構と、

前記第 4 の伝動機構を前記第 2 の差動機構における出力要素と前記出力部材との間で選択的にトルク伝達可能な状態に設定する手段と

を更に備えていることを特徴とする請求項 1 ないし 3 のいずれかに記載の車両用変速機。

【発明の詳細な説明】

40

【技術分野】

【0001】

この発明は、動力源から出力部材に伝達されるトルクを、流体圧に応じて変化させることができ、したがって変速比を連続的に変化させることのできる車両用変速機に関するものである。

【背景技術】

【0002】

変速機は、入力部材と出力部材との間に、複数の動力伝達経路を選択的に形成し、各動力伝達経路での増減速比を異ならせることにより、入力部材と出力部材との回転数比である変速比を複数の変速比に設定するように構成された動力伝達装置である。この種の変速

50

機が車両に搭載されていることは周知の通りであり、車両用の変速機としては、設定可能な変速比の数が多いこと、小型軽量であること、動力の伝達効率が高いことなどが要求される。そこで例えば特許文献1には、7段以上の変速段を設定でき、しかも小型化を図ることのできる変速機が記載されている。

【0003】

この特許文献1に記載された変速機は、いわゆるツインクラッチ式の有段変速機であり、第1クラッチを介してエンジンに連結される第1入力軸と、第2クラッチを介してエンジンに連結される第2入力軸と、出力軸と、第1入力軸にギヤ対を介して連結されている副軸と、第1入力軸と副軸との間に設けられるとともに噛み合いクラッチ機構によって選択的に連結状態とする複数のギヤ対と、第2入力軸と出力軸との間に設けられるとともに噛み合いクラッチ機構によって選択的に連結状態とされる複数のギヤ対とを有している。そして、この変速機は、いずれかの入力軸から所定のギヤ対を介して出力軸にトルクを伝達する変速段と、いずれかの入力軸から所定のギヤ対および副軸を介して出力軸にトルクを伝達する変速段とを設定するように構成され、その結果、後進段を含めて7段以上の変速段を設定するように構成されている。

10

【0004】

変速段数を可及的に多くした究極の構造が、変速比を連続的に変化させることのできる無段変速機であり、無段変速機によれば、エンジンなどの動力源の回転数を運転効率などを考慮した最適な回転数に設定でき、また駆動力を多様に变化させることができる。その無段変速機の一例として、ギヤ列を使用した有段変速部と油圧を利用した無段変速部とを、入力軸と出力軸との間に並列に配置した構成が、特許文献2に記載されている。

20

【特許文献1】特開2003-120764号公報

【特許文献2】特開平11-51150号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

上記の特許文献1に記載されている変速機では、設定可能な変速段数が多いことにより、エンジンを燃費のよい状態で運転でき、また副軸を効果的に利用するように構成されているので、変速機が全体として小型軽量化され、その結果、車両の燃費を向上させることができる。

30

【0006】

しかしながら、動力の伝達経路を設定し、また変更するために用いられている前記第1クラッチおよび第2クラッチは、変速過渡時の慣性力を吸収するべく油圧式の摩擦クラッチによって構成されており、そのために、エネルギー効率や変速応答性の面で改善すべき余地があった。すなわち、油圧式の摩擦クラッチは、油圧によって摩擦板を押圧することにより係合するから、所定の変速段を設定して走行している定常的な状態であっても、クラッチを係合させるための油圧を発生させる必要があり、そのための動力を常時消費することになる。

【0007】

また、トルクの伝達に関与していないクラッチはいわゆる解放状態に制御されるが、摩擦板の相対回転による引き摺りトルクが生じ、それに伴う摩擦によって動力損失が生じる。また、その際に熱が生じるので、冷却のために常時潤滑油を供給する必要があり、その潤滑のために動力を消費するから、動力損失が増える可能性がある。

40

【0008】

さらに、解放状態のクラッチを係合させる場合、摩擦板同士の間のカリアランスが詰まった後、摩擦板同士が実質的に係合してトルクを伝達する。したがってそのカリアランスが詰まるまでの時間が遅れ時間となる。特に、特許文献1に記載された変速機では、一方のクラッチの解放と他方のクラッチの係合とを協調して進行させるいわゆるクラッチ・ツウ・クラッチ変速となるので、各クラッチ相互の状況に応じて係合もしくは解放を進行させることになり、そのために複雑な制御が余儀なくされるのみならず、変速応答性が必ず

50

しも良好ではない。

【0009】

また、特許文献2に記載されている変速機は、変速比を連続的に変化させる無段変速機として機能させることができるが、油圧を使用した無段変速部では、常時、油圧を発生させるとともに、その圧油をモータに供給している。そのため、オイルの攪拌や摩擦による損失あるいは漏れに起因する損失などが常時かつ不可避免的に生じ、その結果、動力の伝達効率が必ずしも良好ではなく、車両の全体としては燃費が悪化する可能性がある。

【0010】

この発明は上記の技術的課題に着目してなされたものであり、全体としてのエネルギー効率が良好で、しかも変速比を連続的に変化させ、また設定することができ、さらには後進時の発進性を向上させることのできる車両用変速機を提供することを目的とするものである。

10

【課題を解決するための手段】

【0011】

上記の目的を達成するために、請求項1の発明は、動力源から出力部材に伝達されるトルクを、モータの機能を兼ね備えた流体圧ポンプの吐出量もしくは吐出圧に応じて変化させることのできる車両用変速機において、前記流体圧ポンプが吐出した圧力流体が供給されて動作することによるトルクを出力するとともに、正回転する状態と逆回転する状態とに切り替え可能な流体圧モータと、前記流体圧モータの出力軸と前記出力部材との間に配置され、これら前記流体圧モータの出力軸と前記出力部材との間で選択的にトルクを伝達する第1の伝動機構と、前記動力源からトルクが伝達される入力要素と前記出力部材に対してトルクを出力する出力要素と前記流体圧ポンプに連結された反力要素との少なくとも三つの回転要素を備えて差動作用をなす第1の差動機構と、前記第1の差動機構における出力要素と前記出力部材との間に配置され、かつ所定の変速比を設定し、かつこれら前記第1の差動機構における出力要素と前記出力部材との間で選択的にトルクを伝達する第2の伝動機構と、前記第1の差動機構における出力要素と前記出力部材との間に配置され、かつこれら前記第1の差動機構における出力要素と前記出力部材との間で前記第1の伝動機構および第2の伝動機構により前記出力部材に伝達されるトルクとは反対の回転方向のトルクを選択的に伝達する第3の伝動機構とを備えていることを特徴とする車両用変速機である。

20

30

【0012】

また、請求項2の発明は、請求項1の発明において、後進走行時に、前記第1の伝動機構と第3の伝動機構とをトルク伝達可能な状態とするとともに、前記流体圧モータを前進走行時とは反対方向に回転するように設定する手段を更に備えていることを特徴とする車両用変速機である。

【0013】

さらに、請求項3の発明は、請求項1または2の発明において、前記第1の伝動機構を介して前記出力部材にトルクが伝達される状態での運転が想定されることを検出する手段と、前記第1の伝動機構を介して前記出力部材にトルクが伝達される状態での運転が想定されることが検出された場合に、前記第1の伝動機構を前記流体圧モータの出力軸と前記出力部材との間でトルク伝達可能な状態に設定する手段とを更に備えていることを特徴とする車両用変速機である。

40

【0014】

そして、請求項4の発明は、請求項1ないし3のいずれかの発明において、前記流体圧モータの出力軸が連結された反力要素と前記動力源からトルクが伝達される入力要素と前記出力部材に対してトルクを出力する出力要素との少なくとも三つの回転要素を備えて差動作用をなす第2の差動機構と、前記第2の差動機構における出力要素と前記出力部材との間に配置され、かつ所定の変速比を設定する第4の伝動機構と、前記第4の伝動機構を前記第2の差動機構における出力要素と前記出力部材との間で選択的にトルク伝達可能な状態に設定する手段とを更に備えていることを特徴とする車両用変速機である。

50

【発明の効果】

【0015】

請求項1の発明によれば、動力源のトルクが第1の差動機構の入力要素に伝達され、かつ流体圧ポンプによるトルクが反力要素に伝達されるから、動力源のトルクと流体圧ポンプによるトルクとが第1の差動機構によって合成されて出力要素から出力され、あるいは動力源のトルクが反力要素を介して流体圧ポンプに分配されるとともに出力要素を介して出力部材側に分配される。すなわち、第1の差動機構が動力の合成分配機構として機能する。そのため、動力源から所定のトルクが伝達されている状態で、流体圧ポンプによる反力トルクを次第に増大させれば、出力要素に現れるいわゆる出力トルクが次第に増大し、その回転数が増大する。すなわち、実質的な変速比が連続的に変化する。

10

【0016】

その過程における流体圧ポンプの反力トルクは、加圧流体の押し出し容積を増加し、またその吐出を次第に絞ることにより増大するが、この加圧流体は流体圧モータに供給され、この流体圧モータがトルクを出力する。そして、そのトルクが第1の伝動機構を介して出力部材に伝達される。したがって、出力部材には第1の差動機構の出力要素と流体圧モータとの両方からトルクが伝達されるので、その出力トルクが大きくなり、発進時における車両の発進加速性を向上させることができる。また、流体圧ポンプから吐出した圧力流体の有するエネルギーを流体圧モータによってトルクとして出力させるから、エネルギーの有効利用を図って車両における燃費を向上させることができ、さらには発熱を抑制して車両用変速機としての信頼性を向上させることができる。

20

【0017】

そして、流体圧モータが逆回転する状態に切り替えられてトルクが出力されて、そのトルクが第1の伝動機構を介して出力部材に伝達されること、および動力源のトルクが第3の伝動機構を介して出力部材に伝達されることによって、出力部材には、第1の差動機構の出力要素と流体圧モータとの両方から、第1、第2の伝動機構により出力部材に伝達されるトルクとは反対の回転方向のトルク、すなわち車両を後進させる方向のトルクが伝達される。そのため、後進時の発進性を向上させることができ、上記の発進時の場合と同様に、エネルギーの有効利用を図って車両における燃費を向上させ、さらには発熱を抑制して車両用変速機としての信頼性を向上させることができる。

30

【0018】

また、請求項2の発明によれば、車両の後進走行時には、第1の差動機構および第3の伝動機構を介して出力部材へトルクが伝達される状態、すなわち第1、第2の伝動機構により出力部材に伝達されるトルクとは反対の回転方向のトルクが出力部材へ伝達される状態に設定されるとともに、流体圧モータが前進走行時とは反対方向に回転するように設定される。したがって、後進走行時においても前進走行時と同様に、出力部材には第1の差動機構の出力要素と流体圧モータとの両方からトルクが伝達されるので、その出力トルクが大きくなり、後進時における車両の発進性を向上させることができる。また、流体圧ポンプから吐出した圧力流体の有するエネルギーを流体圧モータによってトルクとして出力させるから、エネルギーの有効利用を図って車両における燃費を向上させることができ、さらには発熱を抑制して車両用変速機としての信頼性を向上させることができる。

40

【0019】

さらに、請求項3の発明によれば、第1の伝動機構を介して出力部材にトルクが伝達される状態での運転が想定されると、第1の伝動機構が流体圧モータの出力軸と出力部材との間でトルク伝達可能な状態、すなわち第1の伝動機構を介して出力部材へトルクが伝達される状態に予め設定される。そのため、その後、第2もしくは第3の伝動機構を介して出力部材へトルクが伝達される状態を設定する場合に、第1の伝動機構の設定状態の切り替え操作と、第2もしくは第3の伝動機構の設定状態の切り替え操作とを同時に行うことができなくなり、その場合の切り替え操作あるいはそのための制御を簡素化することができる。その結果、前進段（第2の伝動機構を介したトルクの伝達）の設定と後進段（第3の伝動機構を介したトルクの伝達）の設定との切り替えの際のシフト操作を簡素化してシフト

50

操作の応答性を向上させることができる。

【0020】

そして、請求項4の発明によれば、第1の差動機構および第2の伝動機構を介した出力部材へのトルクの伝達と、第2の差動機構および第4の伝動機構を介した出力部材へのトルクの伝達とが可能になるから、第2の伝動機構および第4の伝動機構のそれぞれで決まる変速比（いわゆる固定変速比）を複数設定することが可能になり、その場合、流体圧を介したトルクの伝達を行わないので、動力の伝達効率が良好になり、車両用変速機の全体としての動力伝達効率が向上し、ひいては、この車両用変速機を例えば車両に使用した場合の燃費を向上させることができる。

【発明を実施するための最良の形態】

10

【0021】

つぎにこの発明を具体例に基づいて説明する。図1にこの発明の一例をスケルトン図で示してあり、ここに示す例は、流体を介さずにトルクを伝達して設定できるいわゆる固定変速比として二つの変速比を設定するように構成した例である。すなわち、動力源（E/G）1に入力部材2が連結されており、この入力部材2から第1遊星歯車機構3および第2遊星歯車機構4にトルクを伝達するように構成されている。

【0022】

その動力源1は、内燃機関や電気モータあるいはこれらを組み合わせた構成など、車両に使用されている一般的な動力源であってよい。また、この動力源1と入力部材2との間にダンパーやクラッチ、トルクコンバータなどの適宜の伝動手段を介在させてもよい。

20

【0023】

第1遊星歯車機構3がこの発明の第2の差動機構に相当し、また第2遊星歯車機構4がこの発明の第1の差動機構に相当しており、第1遊星歯車機構3が入力部材2と同一軸線上に配置され、第2遊星歯車機構4が第1遊星歯車機構3の半径方向で外側に離隔し、それぞれの中心軸線を平行にした状態で並列に配置されている。

【0024】

これらの遊星歯車機構3,4は、シングルピニオン型遊星歯車機構によって構成されており、外歯歯車であるサンギヤ3S,4Sと、そのサンギヤ3S,4Sと同心円状に配置された、内歯歯車であるリングギヤ3R,4Rと、これらサンギヤ3S,4Sとリングギヤ3R,4Rとに噛み合っているピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持したキャリア3C,4Cとを備えている。そして、第1遊星歯車機構3におけるリングギヤ3Rに前記入力部材2が連結され、このリングギヤ3Rが入力要素となっている。また、入力部材2にはカウンタドライブギヤ5が取り付けられており、このカウンタドライブギヤ5にアイドルギヤ6が噛み合っていると、そのアイドルギヤ6にカウンタドリブンギヤ7が噛み合っている。このカウンタドリブンギヤ7は、前記第2遊星歯車機構4と同一軸線上に配置され、かつ第2遊星歯車機構4のリングギヤ4Rに、一体となって回転するように連結されている。したがって、第2遊星歯車機構4においては、そのリングギヤ4Rが入力要素となっている。各遊星歯車機構3,4の入力要素であるリングギヤ3R,4Rは、カウンタギヤ対がアイドルギヤ6を備えた構成であるから、同方向に回転するようになっている。

30

40

【0025】

第1遊星歯車機構3におけるキャリア3Cは出力要素となっており、そのキャリア3Cに第1中間軸8が、一体になって回転するように連結されている。この第1中間軸8は中空軸であって、その内部をモータ軸9が回転自在に挿入されており、このモータ軸9の一端部が、第1遊星歯車機構3における反力要素であるサンギヤ3Sに、一体となって回転するように連結されている。

【0026】

第2遊星歯車機構4においても同様な構成であって、そのキャリア4Cが出力要素となっており、そのキャリア4Cに第2中間軸10が、一体になって回転するように連結されている。この第2中間軸10は中空軸であって、その内部をポンプ軸11が回転自在に挿

50

入されており、このポンプ軸 11 の一端部が、第 2 遊星歯車機構 4 における反力要素であるサンギヤ 4S に、一体となって回転するように連結されている。

【0027】

上記のモータ軸 9 の他方の端部が正逆転可能な可変容量型ポンプモータ 12 の出力軸に連結されている。この可変容量型ポンプモータ 12 は、斜軸ポンプや斜板ポンプあるいはラジアルピストンポンプなどの吐出容量を変更可能な流体圧（油圧）ポンプであって、その出力軸にトルクを与えて回転させることによりポンプとして機能して圧力流体（圧油）を吐出し、また、ポンプとして機能する際の吐出口から圧力流体を供給して、ポンプとして機能する際の吸入口から排出させることにより、モータとして機能するようになっている。また、吐出容量がゼロの状態から正負いずれの方向にも斜軸や斜板などの角度を変更 10
できるように構成され、したがってモータとして機能する場合に、その設定の仕方によって正回転および逆回転のいずれも行うことができるようになっている。なお、この可変容量型ポンプモータ 12 を以下の説明では、第 1 ポンプモータ 12 と記し、図には P / M 1 と表示する。

【0028】

また、ポンプ軸 11 の他方の端部が可変容量型ポンプモータ 13 の出力軸に連結されている。この可変容量型ポンプモータ 13 は、斜軸ポンプや斜板ポンプあるいはラジアルピストンポンプなどの吐出容量を変更可能な流体圧（油圧）ポンプであって、その出力軸にトルクを与えて回転させることによりポンプとして機能して圧力流体（圧油）を吐出し、 20
また、ポンプとして機能する際の吐出口から圧力流体を供給して、ポンプとして機能する際の吸入口から排出させることにより、モータとして機能するようになっている。なお、この可変容量型ポンプモータ 13 を以下の説明では、第 2 ポンプモータ 13 と記し、図には P / M 2 と表示する。

【0029】

各ポンプモータ 12, 13 は、圧力流体である圧油を相互に受け渡すことができるように、油路 14, 15 によって連通されている。すなわち、それぞれの吸入口 12S, 13S 同士が油路 14 によって連通され、また吐出口 12D, 13D 同士が油路 15 によって連通されている。そして、これらの油路 14, 15 を流通する圧油の量や圧力すなわち各 30
ポンプモータ 12, 13 の押し出し容積や圧力を制御するためのバルブを主体として油圧制御装置 16 が、油路 14, 15 に介装されている。さらに、この油圧制御装置 16 や各ポンプモータ 12, 13 の吐出容量を制御するための電子制御装置（ECU）17 が設けられている。すなわち、吐出容量を設定するための斜板や斜軸の角度あるいはラジアルピストンポンプのカムリング（図示せず）の位相角度などを変更するためのアクチュエータ（図示せず）に、電子制御装置 17 から指令信号が出力されるようになっている。

【0030】

上記の各中間軸 8, 10 と平行に、この発明の出力部材に相当する出力軸 18 が配置されている。そして、この出力軸 18 と各中間軸 8, 10 との間のそれぞれに、所定の変速比を設定する伝動機構が設けられている。この発明における伝動機構としては、固定された変速比で動力を伝達する機構に限らず、変速比が可変な機構を採用することができ、図 40
1 に示す例では、固定された変速比で動力を伝達する複数のギヤ対 19, 20 が採用されている。具体的に説明すると、前記第 1 中間軸 8 には、第 2 速駆動ギヤ 19A が配置され、かつ第 1 中間軸 8 に対して回転自在に嵌合されている。その第 2 速駆動ギヤ 19A に噛み合っている第 2 速従動ギヤ 19B が、出力軸 18 に一体回転するように取り付けられている。したがって第 2 速用の駆動ギヤ 19A および従動ギヤ 19B が、この発明における第 4 の伝動機構に相当する。

【0031】

また、上記の第 2 速従動ギヤ 19B に噛み合っている第 1 速駆動ギヤ 20A が、第 2 中間軸 10 に回転自在に嵌合させられている。したがって、第 2 速従動ギヤ 19B が第 1 速従動ギヤを兼ねている。したがって第 1 速用の駆動ギヤ 20A および従動ギヤ 19B が、この発明における第 2 の伝動機構を構成している。 50

【0032】

さらに、発進用ギヤ対21が設けられている。この発進用ギヤ対21は、図1の上側の第1ポンプモータ12が流体圧モータとして機能した場合に、その出力トルクを出力軸18に伝達するためのものであって、この発明の第1の伝動機構に相当する。具体的には、モータ軸9に回転自在に嵌合させられた発進駆動ギヤ21Aと、この発進駆動ギヤ21Aに噛み合うとともに出力軸18に一体回転するように取り付けられた発進従動ギヤ21Bとによって構成されている。

【0033】

そして、この発明の特徴的構成である後進用ギヤ対22が設けられている。この後進用ギヤ対22は、図1の下側の第2ポンプモータ13が流体圧ポンプとして機能した場合に、その出力トルクを出力軸18に伝達するためのものであって、この発明の第3の伝動機構に相当する。具体的には、モータ軸11に回転自在に嵌合させられた後進駆動ギヤ22Aと、この後進駆動ギヤ22Aに噛み合っているアイドルギヤ22Bと、そのアイドルギヤ22Bに噛み合っているとともに、出力軸18に一体回転するように取り付けられた後進従動ギヤ22Cとによって構成されている。

10

【0034】

上述した第1速用および第2速用の各ギヤ対20, 19、および発進用のギヤ対21、および後進用のギヤ対22を、いずれかの中間軸8, 10と出力軸18との間、もしくはモータ軸9と出力軸18との間でトルク伝達可能な状態とするための係合機構が設けられている。この係合機構は、要は、選択的にトルクを伝達する機構であって、従来知られているドグクラッチ機構や同期連結機構(シンクロナイザー)などの機構を採用することができ、図1にはシンクロナイザーを採用した例を示してある。

20

【0035】

シンクロナイザーは、基本的には、回転軸と共に回転するスリーブを軸線方向に移動させて、その回転軸に対して相対回転するように取り付けられた回転部材のスプラインに係合させ、その過程でシンクロナイザリングが回転部材に次第に摩擦接触することで回転軸と回転部材とを同期させることにより、回転軸と回転部材とを連結するように構成されている。前記モータ軸9上で、発進駆動ギヤ21Aの図1における右側、すなわち発進駆動ギヤ21Aの動力源1に近い側に第1のシンクロナイザー(以下、第1シンクロと記す)23が設けられている。この第1シンクロ23は、そのスリーブを図1の左側に移動させることにより、発進駆動ギヤ21Aをモータ軸9に連結し、発進用のギヤ対21がモータ軸9と出力軸18との間でトルクを伝達するように構成されている。

30

【0036】

また、前記第2中間軸10上で、後進駆動ギヤ22Aと第1速駆動ギヤ20Aとの間に第2のシンクロナイザー(以下、第2シンクロと記す)24が設けられている。この第2シンクロ24は、そのスリーブを図1の左側に移動させることにより、後進駆動ギヤ22Aを第2中間軸10に連結し、後進用ギヤ対22が第2中間軸10と出力軸18との間でトルクを伝達するように構成されている。また、反対にそのスリーブを図1の右側に移動させることにより、第1速駆動ギヤ20Aを第2中間軸10に連結し、第1速用のギヤ対20が第2中間軸10と出力軸18との間でトルクを伝達するように構成されている。

40

【0037】

この第2シンクロ24は、別の言い方をすると、後進駆動ギヤ22Aを第2中間軸10に連結させる機能と、第1速駆動ギヤ20Aを第2中間軸10に連結させる機能との両方を兼ね備えている。すなわち、第1速段を設定するための係合機構と後進段を設定するための係合機構とが、第2シンクロ24によって兼用されている。そのため、第2シンクロ24を構成する例えばアクチュエータやシフトフォーク(共に図示せず)などの各種機械装置・部品を共用化することができ、部品点数を削減して、コスト低減、変速機の小型・軽量化を図ることができる。

【0038】

さらに、前記第1中間軸8上で、第2速駆動ギヤ19Aの図1での左側、すなわち第2

50

速駆動ギヤ 19 A の第 1 ポンプモータ 12 に近い側に第 3 のシンクロナイザー（以下、第 3 シンクロと記す）25 が設けられている。この第 3 シンクロ 25 は、そのスリーブを図 1 の右側に移動させることにより、第 2 速駆動ギヤ 19 A を第 1 中間軸 8 に連結し、第 2 速用のギヤ対 19 が第 1 中間軸 8 と出力軸 18 との間でトルクを伝達するように構成されている。

【0039】

これらのシンクロ 23, 24, 25 は、手動操作によって切り替え動作するように構成することができるが、これに替えていわゆる自動制御するように構成することもでき、その場合は、例えば前述したスリーブを軸線方向に移動させる適宜のアクチュエータ（図示せず）を設け、そのアクチュエータを前述した電子制御装置 17 の指令信号を動作させるように構成すればよい。

10

【0040】

上述したように、図 1 に示す変速機は、動力源 1 が出力したトルクが、各いずれかの中間軸 8, 10 もしくはモータ軸 9, 11 を介して出力軸 18 に伝達されるように構成されている。そして、その出力軸 18 には、歯車機構あるいはチェーンなどの巻き掛け伝動機構などの伝動機構 26 を介してデファレンシャル 27 が連結され、ここから左右の車輪（図示せず）に動力を出力するようになっている。

【0041】

つぎに、上述した変速機の作用について説明する。図 2 は、各変速段を設定する際の各オイルポンプ（P/M1, P/M2）12, 13、および各シンクロ 23, 24, 25 の動作状態をまとめて示す図表であって、この図 2 における各オイルポンプ 12, 13 についての「OFF」は、ポンプ容量を実質的にゼロとし、その出力軸が回転させられても圧油を発生することがなく、また油圧が供給されても出力軸が回転しない状態を示し、「LOCK」は、ポンプ容量を最大にするとともにオイルの吐出を制限してその出力軸にトルクが現れる状態を示している。さらに「油圧発生」は、ポンプ容量を実質的なゼロより大きくするとともに圧油を吐出している状態を示し、したがって該当するオイルポンプ 12, 13 はポンプとして機能している。また、「油圧回収」は、一方のオイルポンプ 13（もしくは 12）が吐出した圧油が供給されてモータとして機能している状態を示し、したがって該当するオイルポンプ 13（もしくは 12）は軸トルクを発生し、対応する中間軸 8, 10 に駆動トルクを伝達している。

20

30

【0042】

そして、各シンクロ 23, 24, 25 についての「右」、「左」は、それぞれのシンクロ 23, 24, 25 におけるスリーブの図 1 での位置を示すとともに、丸括弧はダウンシフトするための待機状態、カギ括弧はアップシフトするための待機状態を示し、そして「-」はスリーブが中央に位置して中立状態となっていることを示す。

【0043】

図示しないシフト装置でニュートラルポジションが選択されるなどのことによってニュートラル（N）状態を設定する際には、各オイルポンプ 12, 13 が「OFF」状態とされ、また各シンクロ 23, 24, 25 のスリーブが中央位置に設定される。したがって、いずれのギヤ対 19, 20, 21, 22 も出力軸 18 に連結されていないニュートラル状態となる。すなわち、各オイルポンプ 12, 13 が、ポンプ容量が実質的にゼロとなるように制御され、その結果、いわゆる空回り状態となるので、各遊星歯車機構 3, 4 のリングギヤ 3R, 4R に動力源 1 からトルクが伝達されても、サンギヤ 3S, 4S に反力が作用しないので、出力要素であるキャリア 3C, 4C に連結されている各中間軸 8, 10 にはトルクが伝達されない。

40

【0044】

車両を発進させる場合、発進用のギヤ対 21 と第 1 速用のギヤ対 20 とを介して出力軸 18 にトルクが伝達される。すなわち、まず、第 1 シンクロ 23 のスリーブが図 1 の左側に移動させられて発進駆動ギヤ 21 A がモータ軸 9 に連結され、モータ軸 9 と出力軸 18 とが発進用のギヤ対 21 を介して連結される。また、同時に、第 2 シンクロ 24 のスリー

50

ブが図1の右側に移動させられて第1速駆動ギヤ20Aが第2中間軸10に連結され、第2中間軸10と出力軸18とが第1速用のギヤ対20を介して連結される。したがって、この場合は、第2遊星歯車機構4を介したトルクの伝達が生じることになる。なお、この場合の第2遊星歯車機構4についての共線図を図3に示してある。

【0045】

第1および第2のシンクロ23, 24を上記のように設定した状態で車両が停止していると、第2遊星歯車機構4のリングギヤ4Rは、動力源1からのトルクを受けて所定の回転数で正回転（動力源1の回転方向と同じ方向の回転）しており、また出力軸18に連結されているキャリア4Cの回転が止められているから、サンギヤ4Sおよびこれに連結されている第2ポンプモータ13が逆回転している（図3の線L1で示す状態）。その状態で、第2ポンプモータ13の押し出し容積を次第に増大させ、またその吐出を次第に絞ると、すなわちフリー状態からロック状態に向けて次第に変化させると、ポンプ軸11およびこれに連結されているサンギヤ4Sに、その回転を止める方向のトルク（反力トルク）が発生する。また同時に、第2ポンプモータ13が圧油を吐出し、これが第1ポンプモータ12の吐出口12Dに供給される。

10

【0046】

その場合、第1ポンプモータ12に連結されているモータ軸9が回転できないので、第1ポンプモータ12のポンプ容量をゼロから次第に増大させると、圧油が前記油圧制御装置16におけるリリーフバルブ（図示せず）などを介してドレーンされる。すなわち、いわゆるダブルロック状態となることを、圧油をドレーンさせることにより解消するようになっている。

20

【0047】

各ポンプモータ12, 13のポンプ容量が増大すると、第2遊星歯車機構4でそのサンギヤ4Sに作用する反力が増大するので、キャリア4Cおよびこれに連結されている第2中間軸10に現れるトルクが大きくなり、そのトルクが第1速用のギヤ対20を介して出力軸18に伝達される。その場合、第1速用のギヤ対20の変速比に応じた減速作用を受け、伝達されるトルクが増大する。また一方、第2ポンプモータ13が圧油を発生し、これが第1ポンプモータ12に供給される。第1ポンプモータ12は、そのポンプ容量が増大させられることにより、圧油が供給されて油圧モータとして機能し、したがってそのモータ軸9に現れたトルクが発進用のギヤ対21を介して出力軸18に伝達される。その場合、発進用のギヤ対21の変速比に応じた減速作用を受け、伝達されるトルクが増大する。このようにして出力軸18のトルクが増大することにより車両が発進する（図3の線L2で示す状態）。

30

【0048】

したがって、発進時には、第1ポンプモータ12をモータとして機能させて反力トルクを生じさせ、それに伴って第2遊星歯車機構4のキャリア4Cから第2中間軸10および第1速用のギヤ対20を介して出力軸18にトルクを伝達する。これと同時に、第2ポンプモータ13で生じた圧油を第1ポンプモータ12に供給して動力の回収を行い、それに伴うトルクを発進用のギヤ対21を介して出力軸18に伝達するから、動力源1の動力を有効に利用して、変速機としての大きい出力軸トルクもしくは車両としての大きい駆動トルクを得ることができる。その出力トルク T_{oF} を式で表せば、

40

$$T_{oF} = \left\{ (1 + \frac{2}{q_2}) \cdot \frac{1 + q_1 \cdot 2 \cdot s / q_2}{2} \right\} \times T_{in}$$

であり、また吐出口12D, 13D同士を連通させている油路15の圧力PFは、

$$PF = \left(2 \cdot \frac{2}{q_2} \right) \times T_{in}$$

となる。ここで、 q_1 は第1ポンプモータ12の1回転あたりの押し出し容積、 q_2 は第2ポンプモータ13の1回転あたりの押し出し容積、 2 は第2遊星歯車機構4のギヤ比、 s は発進用ギヤ対21の変速比、 T_{in} は入力部材2に入力されるトルクをそれぞれ示す。

【0049】

このように発進時の駆動トルクが大きくなるので、車両の発進加速性を良好なものとす

50

ることができ、また動力源 1 の動力を有効に利用するので、燃費を向上し、内燃機関を使用した場合には排ガスを低減することができる。また、第 2 ポンプモータ 1 3 で発生した圧油を第 1 ポンプモータ 1 2 に供給することにより、その圧油を動力の伝達に使用するから、オイルの温度の上昇を抑制でき、それに伴ってオイルの耐久性や変速機の全体としての信頼性を向上させることができる。そして、発進時には、発進用のギヤ対 2 1 を使用したトルクの伝達が可能であり、そのため走行中の加減速時に使用する第 1 速の変速比を相対的に小さくすることができ、そのために全体としての固定変速比の数を少なくし、変速機の小型・軽量化を図ることができる。

【 0 0 5 0 】

第 2 ポンプモータ 1 3 の吐出量を次第に絞り、ついには圧油の吐出を完全に止めると、これがロック状態であり、第 2 遊星歯車機構 4 に対する反力が最大になるとともに、そのサンギヤ 4 S の回転が止められる。そしてキャリア 4 C およびこれに連結されている第 2 中間軸 1 0 が、入力要素であるリングギヤ 4 R の回転数に対して減速されて正回転する（図 3 の線 L 3 で示す状態）。この場合、第 2 ポンプモータ 1 3 は停止していて圧油を発生しないから、第 1 ポンプモータ 1 2 はトルク伝達に特には関与しない。したがって第 1 シンクロ 2 3 を中立状態（解放状態）に設定し、第 1 ポンプモータ 1 2 を停止させる。

10

【 0 0 5 1 】

このようにして設定された状態が、固定変速比である第 1 速でかつ停止待機の状態である。したがって、動力源 1 の動力は、第 2 中間軸 1 0 から第 1 速用のギヤ対 2 0 を介して出力軸 1 8 に伝達されるので、変速比は第 1 速用のギヤ対 2 0 で決まる値となる。なお、車両が停止している状態から発進して固定変速比である第 1 速が設定されるまでの間は、出力軸 1 8 のトルクおよび回転数が第 2 ポンプモータ 1 3 の反力トルクおよび回転数に応じて連続的に変化する。したがって、いわゆる無段変速が実行され、スムーズな発進が可能になる。

20

【 0 0 5 2 】

第 1 速を設定している場合には、第 1 シンクロ 2 3 のスリーブを図 1 の左側に、第 2 のシンクロ 2 4 のスリーブを図 1 の右側に移動させて設定する車両を停止させるため停止待機の状態の他に、固定変速比である第 2 速へのアップシフトに備える待機状態を設定することが可能である。これは、図 2 に示すように、第 2 シンクロ 2 4 のスリーブを図 1 の右側に移動させて第 1 速の状態を維持したまま、第 3 シンクロ 2 5 のスリーブを図 1 の右側に移動させて、第 2 速駆動ギヤ 1 9 A を第 1 中間軸 8 に連結して設定される。この場合、第 1 ポンプモータ 1 2 は容量がゼロでかつ吐出を制限しないフリー状態となっている。したがって、第 1 中間軸 8 が第 2 速用のギヤ対 1 9 を介して出力軸 1 8 に連結されても、第 1 ポンプモータ 1 2 が逆回転するのみであって、いわゆるダブルロックなどの事態が生じることはない。

30

【 0 0 5 3 】

第 2 速は、動力源 1 から第 1 遊星歯車機構 3 および第 1 中間軸 8 ならびに第 2 速用のギヤ対 1 9 を介して設定するから、フリー状態の第 1 ポンプモータ 1 2 のポンプ容量を次第に増大させるとともにその吐出量を次第に絞ることにより、第 2 速への変速を実行する。第 1 ポンプモータ 1 2 は第 1 速で逆回転しているので、そのポンプ容量を増大させると、ポンプとして機能した圧油を吐出し、それに伴う反力トルクが第 1 遊星歯車機構 3 のサンギヤ 3 S に作用する。したがって、動力源 1 からのトルクと第 1 ポンプモータ 1 2 からの反力トルクが第 1 遊星歯車機構 3 で合成されて第 1 中間軸 8 および第 2 速用のギヤ対 1 9 を介して出力軸 1 8 に伝達される。

40

【 0 0 5 4 】

また、第 1 ポンプモータ 1 2 が吐出した圧油が第 2 ポンプモータ 1 3 に供給されるので、第 2 ポンプモータ 1 3 がモータとして機能し、そのトルクが第 2 遊星歯車機構 4 のサンギヤ 4 S に伝達される。したがって、第 2 遊星歯車機構 4 では、動力源 1 から伝達されたトルクと第 2 ポンプモータ 1 3 から伝達されたトルクとが合成され、その合成トルクが第 2 中間軸 1 0 および第 1 速用のギヤ対 2 0 を介して出力軸 1 8 に伝達される。

50

【 0 0 5 5 】

このように、第 1 ポンプモータ 1 2 の押し出し容積を増大させるとともに吐出を次第に絞ることにより、第 2 速への変速が進行し、したがって変速比およびトルクが連続的に変化する無段変速が実行される。また、その変速の過程で第 1 ポンプモータ 1 2 がポンプとして機能し、圧油を発生するが、その圧油を第 2 ポンプモータ 1 3 に供給して動力として回収するので、動力損失の少ない変速が可能になり、車両の燃費の向上に有利である。

【 0 0 5 6 】

上記のようにして第 1 ポンプモータ 1 2 の吐出を次第に絞り、ついには完全にゼロとすることにより、すなわちロックすることにより、第 2 速が達成される。また、この第 2 速状態、特に第 1 速がアップシフトされた直後の状態もしくは第 1 速へのダウンシフトに備えた待機状態では、第 2 ポンプモータ 1 3 は容量がゼロで自由回転の可能なフリー状態に設定される。さらに、アップシフトおよびダウンシフトのいずれにも備えていない安定的な第 2 速の状態は、第 2 シンクロ 2 4 を中立位置に設定した状態である。

10

【 0 0 5 7 】

したがって、各ギヤ対 1 9 , 2 0 の変速比に基づいて設定されるいわゆる固定変速比は、一方のポンプモータ 1 2 (もしくは 1 3) を「 L O C K 」状態とするとともに、他方のポンプモータ 1 3 (もしくは 1 2) を「 O F F 」状態にして設定されるから、圧油を介することなくその変速比を設定でき、そのため動力の消費がなく、燃費を向上させることができる。また、これらの固定変速比の間では、変速比およびトルクが連続的に変化するので、いわゆる無段変速を達成することができる。

20

【 0 0 5 8 】

つぎに、後進段について説明する。図 1 に示す構成では、第 1 ポンプモータ 1 2 が正回転と逆回転とのいずれも可能であるから、その機能を利用して後進段が設定されるようになっている。具体的には、車両を後進させる場合、発進用のギヤ対 2 1 と後進用のギヤ対 2 2 とを介して出力軸 1 8 にトルクが伝達される。すなわち、先ず、第 1 シンクロ 2 3 のスリーブが図 1 の左側に移動させられて発進駆動ギヤ 2 1 A がモータ軸 9 に連結され、モータ軸 9 と出力軸 1 8 とが発進用のギヤ対 2 1 を介して連結される。このとき、第 1 ポンプモータ 1 2 を逆回転させた状態 (すなわちいわゆる逆振りの状態) とすることにより、出力軸 1 8 には逆回転方向、すなわち前進走行時の回転方向とは反対の方向、つまり後進走行時の回転方向のトルクが伝達される。

30

【 0 0 5 9 】

また、同時に、第 2 シンクロ 2 4 のスリーブが図 1 の左側に移動させられて、後進駆動ギヤ 2 2 A が第 2 中間軸 1 0 に連結され、第 2 中間軸 1 0 と出力軸 1 8 とが後進用のギヤ対 2 2 を介して連結される。このとき、前述のように後進駆動ギヤ 2 2 A は、アイドルギヤ 2 2 B を介して出力軸 1 8 と一体回転する後進従動ギヤ 2 2 C と連結されているため、出力軸 1 8 には逆回転方向 (前進走行時の回転方向とは反対の方向、すなわち後進走行時の回転方向) のトルクが伝達されることになる。したがって、この場合も、前述の発進時の場合と同様に、第 2 遊星歯車機構 4 を介したトルクの伝達が生じることになる。なお、この場合の第 2 遊星歯車機構 4 についての共線図を図 4 に示してある。

【 0 0 6 0 】

第 1 および第 2 のシンクロ 2 3 , 2 4 を上記のように設定した状態で車両が停止していると、第 2 遊星歯車機構 4 のリングギヤ 4 R は、動力源 1 からのトルクを受けて所定の回転数で正回転 (動力源 1 の回転方向と同じ方向の回転) しており、また出力軸 1 8 に連結されているキャリア 4 C の回転が止められているから、サンギヤ 4 S およびこれに連結されている第 2 ポンプモータ 1 3 が逆回転している (図 4 の線 L 4 で示す状態) 。その状態で、第 2 ポンプモータ 1 3 の押し出し容積を次第に増大させ、またその吐出を次第に絞ると、すなわちフリー状態からロック状態に向けて次第に変化させると、ポンプ軸 1 1 およびこれに連結されているサンギヤ 4 S に、その回転を止める方向のトルク (反力トルク) が発生する。また同時に、第 2 ポンプモータ 1 3 が圧油を吐出し、これが第 1 ポンプモータ 1 2 の吐出口 1 2 D に供給される。

40

50

【0061】

その場合、第1ポンプモータ12に連結されているモータ軸9が回転できないので、第1ポンプモータ12のポンプ容量をゼロから次第に増大させると、圧油が前記油圧制御装置16におけるリリーブバルブ(図示せず)などを介してドレーンされる。すなわち、いわゆるダブルロック状態となることを、圧油をドレーンさせることにより解消するようになっている。

【0062】

各ポンプモータ12, 13のポンプ容量が増大すると、第2遊星歯車機構4でそのサンギヤ4Sに作用する反力が増大するので、キャリア4Cおよびこれに連結されている第2中間軸10に現れるトルクが大きくなり、そのトルクが後進用のギヤ対22を介して出力軸18に逆回転方向のトルクとして伝達される。その場合、後進用のギヤ対22の変速比に応じた減速作用を受け、伝達される逆回転方向のトルクが増大する。また一方、第2ポンプモータ13が圧油を発生し、これが第1ポンプモータ12に供給される。第1ポンプモータ12は、前述のように逆振りの状態に制御されていて、そのポンプ容量が増大させられることにより、圧油が供給されて油圧モータとして機能し、したがってそのモータ軸9に現れた逆回転方向のトルクが発進用のギヤ対21を介して出力軸18に伝達される。その場合、発進用のギヤ対21の変速比に応じた減速作用を受け、伝達される逆回転方向のトルクが増大する。このようにして出力軸18の逆回転方向のトルクが増大することにより車両が後進する(図4の線L5で示す状態)。

【0063】

したがって、後進時においても、前進時と同様に、第1ポンプモータ12をモータとして機能させて反力トルクを生じさせ、それに伴って第2遊星歯車機構4のキャリア4Cから第2中間軸10および後進用のギヤ対22を介して出力軸18にトルクを伝達する。これと同時に、第2ポンプモータ13で生じた圧油を第1ポンプモータ12に供給して動力の回収を行い、それに伴うトルクを発進用のギヤ対21を介して出力軸18に伝達するから、動力源1の動力を有効に利用して、変速機としての大きい出力軸トルクもしくは車両としての大きい駆動トルクを得ることができる。

【0064】

このようにして設定される後進段での出力軸トルク T_{oR} は、後進用ギヤ対22の変速比を R とすると、

$$T_{oR} = \{ (1 + 2) R + q_1 \cdot 2 \cdot s / q_2 \} \times T_{in}$$

であり、また吐出口12D, 13D同士を連通させている油路15の圧力 P_R は、前述の前進時に出力軸トルク T_{oF} を生じさせている際の油路15の圧力 P_F と同様に、

$$P_R (= P_F) = (2 \cdot 2 / q_2) \times T_{in}$$

となる。

【0065】

第2ポンプモータ13の吐出量を次第に絞り、ついには圧油の吐出を完全に止めると、これがロック状態であり、第2遊星歯車機構4に対する反力が最大になるとともに、そのサンギヤ4Sの回転が止められる。そしてキャリア4Cおよびこれに連結されている第2中間軸10が、入力要素であるリングギヤ4Rの回転数に対して減速されて逆回転する(図4の線L6で示す状態)。

【0066】

このように、後進時においても、前述の発進時と同様に、後進時の駆動トルクが大きくなるので、車両の後進時の発進性を良好なものとすることができ、また動力源1の動力を有効に利用するので、燃費を向上し、内燃機関を使用した場合には排ガスを低減することができる。また、第2ポンプモータ13で発生した圧油を第1ポンプモータ12に供給することにより、その圧油を動力の伝達に使用するから、オイルの温度の上昇を抑制でき、それに伴ってオイルの耐久性や変速機の全体としての信頼性を向上させることができる。

【0067】

つぎに、上記のように構成されたこの発明の車両用変速機を操作する際の制御例を説明

10

20

30

40

50

する。図5は、その制御例を説明するためのフローチャートである。先ず、例えば車両の起動スイッチがONされることなどにより、システムが起動されたか否かが判断される（ステップS11）。

【0068】

これは、前進シフトもしくは後進シフトを設定するために、発進用のギヤ対21と、第1速用のギヤ対20もしくは後進用ギヤ対22とを介して出力軸18にトルクが伝達される状態に設定される状態にあることを検出するためのステップであり、言い換えると、このステップS11での制御における機的手段は、この発明における第1の伝動機構（すなわち発進用のギヤ対21）を介して出力部材（すなわち出力軸18）にトルクが伝達される状態での運転が想定されることを検出する手段に相当している。

10

【0069】

システムが起動されなかったことによって、このステップS11で否定的に判断された場合は、以降の制御は行わずに、このルーチンを一旦終了する。これに対して、システムが起動されたこと、すなわち発進用のギヤ対21を介して出力軸18にトルクが伝達される状態での運転が想定されることが検出されたことによって、ステップS11で肯定的に判断された場合には、ステップS12へ進み、予め、スタートギヤ用シンクロがONにされる。すなわち第1シンクロ23が図1の左側に移動させられ、発進駆動ギヤ21Aがモータ軸9に連結される。

【0070】

したがって、このステップS12での制御における機的手段は、この発明における第1の伝動機構（発進用のギヤ対21）を介して出力部材（出力軸18）にトルクが伝達される状態での運転が想定されることが検出された場合に、第1の伝動機構（発進用のギヤ対21）を流体圧モータ（すなわち第1ポンプモータ12）の出力軸（すなわちモータ軸9）と出力部材（出力軸18）との間でトルク伝達可能な状態に設定する手段に相当している。

20

【0071】

ついで、運転者により、例えばシフトレバー（図示せず）の切り換え操作などのシフト操作が行われて、変速機のシフトポジションが選択されると（ステップS13）、そのシフトポジションが、車両を前進方向に発進させる前進シフト（例えばドライブ（D）レンジ、1st（第1速）レンジ）であるか否かが判断される（ステップS14）。

30

【0072】

選択されたシフトポジションが前進シフトであることによって、このステップS14で肯定的に判断された場合は、ステップS15へ進み、1st用シンクロがONされる。すなわち第2シンクロ24が図1の「右側」に移動させられ、第1速駆動ギヤ20Aが第2中間軸10に連結され、発進段が設定される。そしてその後このルーチンを一旦終了する。

【0073】

一方、選択されたシフトポジションが前進シフトではないことによって、ステップS14で否定的に判断された場合には、ステップS16へ進み、選択されたシフトポジションが車両を後進方向に発進させる後進シフト（例えばリバース（R）レンジ）であるか否かが判断される。

40

【0074】

選択されたシフトポジションが後進シフトではないことによって、このステップS16で否定的に判断された場合は、前述のステップS13へ戻り、以降の制御が同様に実行される。これに対して、選択されたシフトポジションが後進シフトであることによって、ステップS16で肯定的に判断された場合には、ステップS17へ進み、リバース用シンクロがONされる。すなわち第2シンクロ24が図1の「左側」に移動させられ、後進駆動ギヤ22Aが第2中間軸10に連結され、後進段が設定される。そしてその後このルーチンを一旦終了する。

【0075】

50

このように制御することにより、システムが起動された直後に、予め第1シンクロ23を図1の左側に移動させて、発進用のギヤを設定しておき、運転者のシフト操作に応じて、第2シンクロ24が図1の「右側」・「左側」に切り換えて移動される。そのため、例えば車両を車庫に入れて駐車する際にDレンジとRレンジとを交互に繰り返して切り換えられるいわゆるガレージシフトの際に、同時に複数のシンクロナイザーを作動させることなく、第2シンクロ24だけを制御すればよく、ガレージシフト時の制御を簡素化し、その場合の応答性を向上することができる。また、同時に複数のシンクロナイザーを制御する必要がなくなることにより、例えばシフトアクチュエータなどにかかる負荷を低減し、そのアクチュエータを小型・軽量化することができ、ひいては変速機の小型・軽量化を図ることができる。

10

【0076】

なお、この発明は上述した具体例に限定されないものであって、各伝動機構は、歯車による機構以外に、例えばローラーチェーンとスプロケットホイールとによるローラーチェーン伝動装置、あるいはベルトとプーリとによるベルト伝動装置などの巻き掛け伝動機構によって構成してもよい。

【0077】

また、この発明においては、差動機構に相当する各遊星歯車機構3,4は、シングルピニオン型遊星歯車機構に替えて例えばダブルピニオン型遊星歯車機構によって構成することもでき、あるいは更に他の構成の差動歯車機構によって構成することもできる。また、出力部材との間に設けられる伝動機構は、適宜の変速比を設定することができればよいのであって、全体としての固定変速比の数は、二速以外に、これより少なくともよく、あるいは反対に二速以上であってもよく、さらには変速比が連続的に変化する伝動機構であってもよい。さらに、動力源は一方の差動機構に直接連結する替わりに、前述したカウンタギヤ対のアイドルギヤに連結してもよい。

20

【図面の簡単な説明】

【0078】

【図1】この発明の車両用変速機の一例を模式的に示すスケルトン図である。

【図2】図1に示す車両用変速機の動作状態をまとめて示す図表である。

【図3】発進段での第2遊星歯車機構の状態を示す共線図である。

【図4】後進段での第2遊星歯車機構の状態を示す共線図である。

30

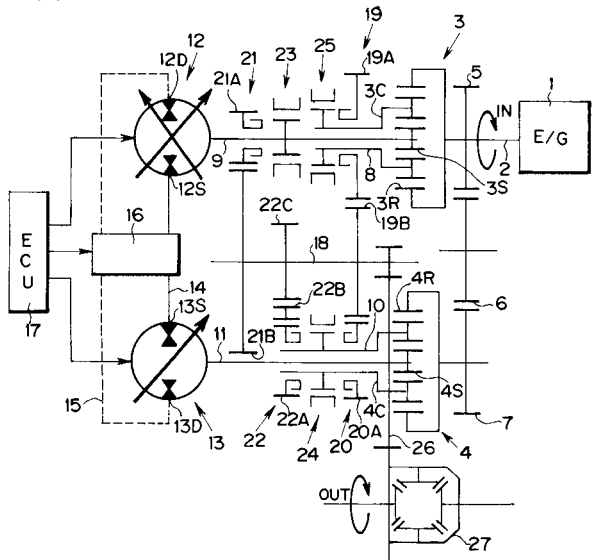
【図5】この発明の車両用変速機を操作する際の制御例を説明するためのフローチャートである。

【符号の説明】

【0079】

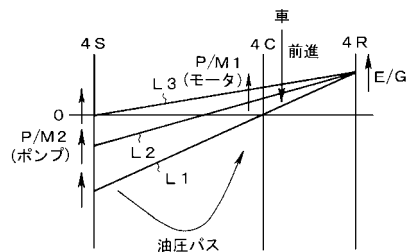
1...動力源、 2...入力部材、 3,4...遊星歯車機構、 8...第1中間軸、 9...モータ軸、 10...第2中間軸、 11...ポンプ軸、 12...第1ポンプモータ、 13...第2ポンプモータ、 18...出力軸、 19...第2速用ギヤ対、 20...第1速用ギヤ対、 21...発進用ギヤ対、 22...後進用ギヤ対、 23,24,25...同期連結機構(シンクロ)。

【 図 1 】

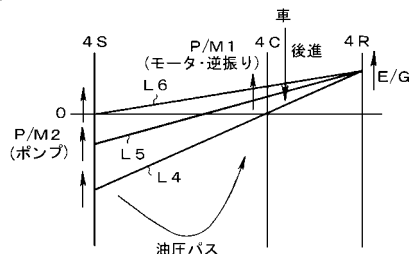


1:動力源 2:入力部材 3,4:遊星歯車機構 8,10:中間軸 12,13:ポンプモータ
 18:出力軸 19:第2速用ギヤ対 20:第1速用ギヤ対 21:発進用ギヤ対
 22:後進用ギヤ対 23,24,25:同期連結機構(シンクロ)

【 図 3 】



【 図 4 】



【 図 2 】

	P/M1	P/M2	第1シンクロ	第2シンクロ	第3シンクロ
N	OFF	OFF	—	—	—
発進	油圧回収	油圧発生	左	右	—
1st	OFF	LOCK	—(左) <—>	右	—(—) <右>
1-2	油圧発生	油圧回収	—	右	右
2nd	LOCK	OFF	—	—(右)	右
Rev	油圧回収	油圧発生	左	左	—

【 図 5 】

