(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第6811154号
(P6811154)
(45)発行日　令和3年1月13日(2021.1.13)　(24)登録日　令和2年12月16日(2020.12.16)

(51)Int.Cl.　F I
F16H 3/66 (2006.01)　F16H 3/66 B

請求項の数 3　(全 12 頁)

(21)出願番号　特願2017-175242(P2017-175242)
(22)出願日　平成29年9月12日(2017.9.12)
(65)公開番号　特開2019-52653(P2019-52653A)
(43)公開日　平成31年4月4日(2019.4.4)
審査請求日　令和1年12月9日(2019.12.9)

(73)特許権者　000005326
本田技研工業株式会社
東京都港区南青山二丁目１番１号
(74)代理人　100125265
弁理士　貝塚　亮平
(74)代理人　100142158
弁理士　岩田　啓
(72)発明者　笠原　崇宏
埼玉県和光市中央１丁目４番１号　株式会社本田技術研究所内

審査官　前田　浩

最終頁に続く

(54)【発明の名称】自動変速機

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
第１要素と、第３要素と、前記第１要素と前記第３要素とに噛合するギヤを自転及び公転自在に軸支する第２要素とからなる第１遊星歯車機構と、
第４要素と、第６要素と、前記第４要素及び前記第６要素に噛合するギヤを自転及び公転自在に軸支する第５要素とからなる第２遊星歯車機構と、
第７要素と、第９要素と、前記第７要素及び前記第９要素に噛合するギヤを自転及び公転自在に軸支する第８要素とからなる第３遊星歯車機構と、
前記第１遊星歯車機構の前記第２要素と入力部材とを連結する連結状態と、この連結を断つ解放状態とに切換自在に構成された第１クラッチと、
前記第３遊星歯車機構の第９要素と前記入力部材とを連結する連結状態と、この連結を断つ解放状態とに切換自在に構成された第２クラッチと、
前記第１遊星歯車機構の第１要素を固定する固定状態と、この固定を解除する解放状態とに切換自在に構成された第１ブレーキと、
前記第３遊星歯車機構の第９要素を固定する固定状態と、この固定を解除する解放状態とに切換自在に構成された第２ブレーキと、
前記第１遊星歯車機構の前記第２要素と前記第２遊星歯車機構の前記第５要素とを連結する第１連結部材と、
前記第１遊星歯車機構の前記第３要素と前記第３遊星歯車機構の前記第８要素とを連結する第２連結部材と、

前記第２遊星歯車機構の前記第４要素と前記第３遊星歯車機構の前記第９要素とを連結する第３連結部材と、
前記第１連結部材を固定する固定状態と、この固定を解除する解放状態とに切換自在に構成された切替機構と、
前記第２遊星歯車機構の前記第６要素に接続された出力部材と、を備える
ことを特徴とする自動変速機。
【請求項２】
前記自動変速機は、車両に搭載された駆動源からの駆動力の回転を変速して駆動輪側に出力する変速機であって、前進６速段、後進１速段の設定が可能であり、
前記第１ブレーキを固定状態とし、前記切替機構を固定状態とすることで前進第１速段を確立し、
前記第１ブレーキ及び前記第２ブレーキを固定状態とすることで前進第２速段を確立し、
前記第２クラッチを連結状態とし、前記第１ブレーキを固定状態とすることで前進第３速段を確立し、
前記第１クラッチを連結状態とし、前記第１ブレーキを固定状態とすることで前進第４速段を確立し、
前記第１クラッチ及び前記第２クラッチを連結状態とすることで前進第５速段を確立し、
前記第１クラッチを連結状態とし、前記第２ブレーキを固定状態とすることで前進第６速段を確立し、
前記第２クラッチを連結状態とし、前記切替機構を固定状態とすることで後進段を確立する
ことを特徴とする請求項１に記載の自動変速機。
【請求項３】
前記第３遊星歯車機構のリングギヤと、前記第２ブレーキと、前記第２クラッチとを一体に接続する第４連結部材を備える
ことを特徴とする請求項１又は２に記載の自動変速機。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、入力部材の回転を複数の遊星歯車機構を介して複数段に変速して出力部材から出力する自動変速機に関する。
【背景技術】
【０００２】
従来、車両に搭載される自動変速機として、複数の遊星歯車機構とクラッチやブレーキからなる複数の係合機構とを用いて変速を行うように構成された自動変速機が知られている。この種の自動変速機として、特許文献１、２に示す自動変速機がある。特許文献１に記載の自動変速機は、２個の遊星歯車機構と５個のクラッチやブレーキなどの係合機構とを備え、前進６段および後進１段の変速段の設定が可能な自動変速機である。また、特許文献２に記載の自動変速機は、４個の遊星歯車機構と７個のクラッチやブレーキなどの係合機構を備え、前進１０段および後進１段の変速段の設定が可能な自動変速機である。
【０００３】
しかしながら、特許文献１に示す従来の前進６段の自動変速機は、クラッチやブレーキなど構成要素の数が比較的に多く、また、外形寸法（特に軸方向の長さ寸法）が比較的に大きいという課題がある。また、自動変速機の全体の変速比（レシオカバレッジ）をさらに広げる余地がある。すなわち、同じ前進６段の変速段を有する自動変速機でも、内部機構の構成を見直すことにより、構成要素の数の削減や寸法の小型化・軽量化を図る余地がある。また、レシオカバレッジをより広くすることも可能である。
【０００４】

また、特許文献２に示す自動変速機は、前進１０段および後進１段の変速段の設定が可能であるものの、より小型の車両に搭載することなどを考えると、設定可能な変速段の段数を少なくしても、外形寸法の更なる小型化や軽量化を図ることができる他の構成の自動変速機を構築することが考えられる。この場合において、特許文献２に記載の既存の自動変速機の構成を可能な限り流用しながらも、各変速段の変速比や段間比を適切に設定できるような最適な設計で、新たな自動変速機の開発を行うことが必要である。

【先行技術文献】

【特許文献】

【０００５】

【特許文献１】特開２０００－１６１４５０号公報

【特許文献２】特開２０１５－２３００３６号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【０００６】

本発明は上記の点に鑑みてなされたものであり、その目的は、構成要素の数を少なく抑えて外形寸法の小型化や軽量化を図ることができ、また、レシオカバレッジをより広く取ることが可能な自動変速機を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【０００７】

上記課題を解決するため、本発明にかかる自動変速機は、第１要素（Ｓａ）と、第３要素（Ｒａ）と、第１要素（Ｓａ）と第３要素（Ｒａ）とに噛合するギヤ（Ｐａ）を自転及び公転自在に軸支する第２要素（Ｃａ）とからなる第１遊星歯車機構（Ｐ１）と、第４要素（Ｓｂ）と、第６要素（Ｒｂ）と、第４要素（Ｓｂ）及び第６要素（Ｒｂ）に噛合するギヤ（Ｐｂ）を自転及び公転自在に軸支する第５要素（Ｃｂ）とからなる第２遊星歯車機構（Ｐ２）と、第７要素（Ｓｃ）と、第９要素（Ｒｃ）と、第７要素（Ｓｃ）及び第９要素（Ｒｃ）に噛合するギヤ（Ｐｃ）を自転及び公転自在に軸支する第８要素（Ｃｃ）とからなる第３遊星歯車機構（Ｐ３）と、第１遊星歯車機構（Ｐ１）の第２要素（Ｃａ）と入力部材（２）とを連結する連結状態と、この連結を断つ解放状態とに切換自在に構成された第１クラッチ（Ｃ１）と、第３遊星歯車機構（Ｐ３）の第９要素（Ｒｃ）と入力部材（２）とを連結する連結状態と、この連結を断つ解放状態とに切換自在に構成された第２クラッチ（Ｃ２）と、第１遊星歯車機構（Ｐ１）の第１要素（Ｓａ）を固定する固定状態と、この固定を解除する解放状態とに切換自在に構成された第１ブレーキ（Ｂ１）と、第３遊星歯車機構（Ｐ３）の第９要素（Ｒｃ）を固定する固定状態と、この固定を解除する解放状態とに切換自在に構成された第２ブレーキ（Ｂ２）と、第１遊星歯車機構（Ｐ１）の第２要素（Ｃａ）と第２遊星歯車機構（Ｐ２）の第５要素（Ｃｂ）とを連結する第１連結部材（Ｍ１）と、第１遊星歯車機構（Ｐ１）の第３要素（Ｒａ）と第３遊星歯車機構（Ｐ３）の第８要素（Ｃｃ）とを連結する第２連結部材（Ｍ２）と、第２遊星歯車機構（Ｐ２）の第４要素（Ｓｂ）と第３遊星歯車機構（Ｐ３）の第９要素（Ｒｃ）とを連結する第３連結部材（Ｍ３）と、第１連結部材（Ｍ１）を固定する固定状態と、この固定を解除する解放状態とに切換自在に構成された切替機構（Ｆ１）と、第２遊星歯車機構（Ｐ２）の第６要素（Ｒｂ）に接続された出力部材（３）と、を備えることを特徴とする。

【０００８】

本発明にかかる自動変速機によれば、３つの遊星歯車機構と、１つの切替機構と、２つのクラッチと、２つのブレーキとを備えた構成の自動変速機において、切替機構やクラッチやブレーキなどの構成要素として必要最小限の構成要素を備えたコンパクトな自動変速機を構成することができる。また、従来の遊星歯車式の自動変速機と比較して、レシオカバレッジがより広い自動変速機を構成することができる。

【０００９】

また、上記の自動変速機では、自動変速機（ＴＭ）は、車両に搭載された駆動源（ＥＮＧ）からの駆動力の回転を変速して駆動輪（Ｗ）側に出力する変速機であって、前進６速

段、後進１速段の設定が可能であり、第１ブレーキ（Ｂ１）を固定状態とし、切替機構（Ｆ１）を固定状態とすることで前進第１速段を確立し、第１ブレーキ（Ｂ１）及び第２ブレーキ（Ｂ２）を固定状態とすることで前進第２速段を確立し、第２クラッチ（Ｃ２）を連結状態とし、第１ブレーキ（Ｂ１）を固定状態とすることで前進第３速段を確立し、第１クラッチ（Ｃ１）を連結状態とし、第１ブレーキ（Ｂ１）を固定状態とすることで前進第４速段を確立し、第１クラッチ（Ｃ１）及び第２クラッチ（Ｃ２）を連結状態とすることで前進第５速段を確立し、第１クラッチ（Ｃ１）を連結状態とし、第２ブレーキ（Ｂ２）を固定状態とすることで前進第６速段を確立し、第２クラッチ（Ｃ２）を連結状態とし、切替機構（Ｆ１）を固定状態とすることで後進段を確立するように構成してもよい。

【００１０】

この構成によれば、３つの遊星歯車機構と、１つの切替機構と、２つのクラッチと、２つのブレーキとを備えた構成の自動変速機において、切替機構やクラッチやブレーキなどの構成要素として必要最小限の構成要素を備えたコンパクトな自動変速機でありながら、最適な変速比を有する前進６速段、後進１速段の変速段を確立することが可能となる。

【００１１】

また、この自動変速機では、第３遊星歯車機構（Ｐ３）のリングギヤ（Ｒｃ）と、第２ブレーキ（Ｂ２）と、第２クラッチ（Ｃ２）とを一体に接続する第４連結部材（Ｍ４）を備えるとよい。

【００１２】

この構成によれば、第４連結部材にて第３遊星歯車機構（Ｐ３）のリングギヤ（Ｒｃ）と、第２ブレーキ（Ｂ２）と、第２クラッチ（Ｃ２）とを一体に接続する構成を採用したことで、自動変速機の部品点数を少なく抑えて構成の簡素化、小型化を図りながらも、適切な変速比の設定などが可能な自動変速機を構成することができる。

なお、上記の括弧内の符号は、後述する実施形態の対応する構成要素の符号を本発明の一例として示したものである。

【発明の効果】

【００１３】

本発明にかかる自動変速機によれば、構成要素の数を少なく抑えて外形寸法の小型化や軽量化を図ることができ、また、レシオカバレッジをより広く取ることが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【００１４】

【図１】本発明の一実施形態にかかる自動変速機を示すスケルトン図である。

【図２】本実施形態の自動変速機の遊星歯車機構の共線図である。

【図３】本実施形態の自動変速機の各変速段における係合機構の状態を示す一覧表である。

【図４】本実施形態の自動変速機における（ａ）１速段（Ｌｏｗ）と（ｂ）６速段（６ｔｈ）それぞれの動力伝達経路を示す図である。

【図５】本実施形態の自動変速機の各変速段の段間比とレシオカバレッジを示す表である。

【発明を実施するための形態】

【００１５】

以下、添付図面を参照して本発明の実施形態を詳細に説明する。図１は、本発明の一実施形態にかかる自動変速機を示すスケルトン図である。同図に示す自動変速機ＴＭは、内燃機関（エンジン）等の駆動源ＥＮＧが出力する駆動力がロックアップクラッチＬＣ及びダンパＤＡを有するトルクコンバータＴＣを介して伝達される入力軸（入力部材）２と、入力軸２と同心に配置された出力ギヤ（出力部材）３とを備えている。入力軸２及び出力ギヤ３は、筐体１内に回転自在に軸支されている。

【００１６】

出力ギヤ３の回転は、図外のデファレンシャルギヤ、またはプロペラシャフトを介して車両の左右の駆動輪に伝達される。なお、トルクコンバータＴＣに代えて、摩擦係合自在

に構成される単板型、または多板型の発進クラッチを設けてもよい。

【００１７】

筐体１内には、第１～第３の３つの遊星歯車機構Ｐ１～Ｐ３が入力軸２と同心に配置されている。第１遊星歯車機構Ｐ１は、サンギヤＳａと、リングギヤＲａと、サンギヤＳａとリングギヤＲａとに噛合するピニオンＰａを自転及び公転自在に軸支するキャリアＣａとからなる所謂シングルピニオン型の遊星歯車機構で構成されている。

【００１８】

図２は、第１～第３の３つの遊星歯車機構Ｐ１～Ｐ３の共線図（速度線図）である。本明細書において、共線図は、サンギヤ、キャリア、リングギヤの３つの要素の相対回転速度の比を直線（速度線）で表すことができる図と定義する。共線図において、３つの要素は、ギヤ比（リングギヤの歯数／サンギヤの歯数）に対応する間隔で並ぶ。

【００１９】

図２の右側に示す第１遊星歯車機構Ｐ１の共線図を参照して、第１遊星歯車機構Ｐ１の３つの要素Ｓａ，Ｃａ，Ｒａを、共線図の並び順に左側から夫々第１要素、第２要素及び第３要素とすると、第１要素はサンギヤＳａ、第２要素はキャリアＣａ、第３要素はリングギヤＲａになる。

【００２０】

ここで、サンギヤＳａとキャリアＣａ間の間隔とキャリアＣａとリングギヤＲａ間の間隔との比は、第１遊星歯車機構Ｐ１のギヤ比をｈとして、ｈ：１に設定される。なお、共線図において、下の横線と上の横線は夫々回転速度が「０」と「１」（入力軸２と同じ回転速度）であることを示している。

【００２１】

第２遊星歯車機構Ｐ２も、サンギヤＳｂと、リングギヤＲｂと、サンギヤＳｂ及びリングギヤＲｂに噛合するピニオンＰｂを自転及び公転自在に軸支するキャリアＣｂとからなる所謂シングルピニオン型の遊星歯車機構で構成される。

【００２２】

図２の中央に示す第２遊星歯車機構Ｐ２の共線図を参照して、第２遊星歯車機構Ｐ２の３つの要素Ｓｂ，Ｃｂ，Ｒｂを、共線図の並び順に左側から夫々第４要素、第５要素及び第６要素とすると、第４要素はサンギヤＳｂ、第５要素はキャリアＣｂ、第６要素はリングギヤＲｂになる。サンギヤＳｂとキャリアＣｂ間の間隔とキャリアＣｂとリングギヤＲｂ間の間隔との比は、第２遊星歯車機構Ｐ２のギヤ比をｊとして、ｊ：１に設定される。

【００２３】

第３遊星歯車機構Ｐ３も、サンギヤＳｃと、リングギヤＲｃと、サンギヤＳｃ及びリングギヤＲｃに噛合するピニオンＰｃを自転及び公転自在に軸支するキャリアＣｃとからなる所謂シングルピニオン型の遊星歯車機構で構成される。

【００２４】

図２の左側に示す第３遊星歯車機構Ｐ３の共線図を参照して、第３遊星歯車機構Ｐ３の３つの要素Ｓｃ，Ｃｃ，Ｒｃを、共線図の並び順に左側から夫々第７要素、第８要素及び第９要素とすると、第７要素はサンギヤＳｃ、第８要素はキャリアＣｃ、第９要素はリングギヤＲｃになる。サンギヤＳｃとキャリアＣｃ間の間隔とキャリアＣｃとリングギヤＲｃ間の間隔との比は、第３遊星歯車機構Ｐ３のギヤ比をｋとして、ｋ：１に設定される。

【００２５】

図１に示すように、第３遊星歯車機構Ｐ３のサンギヤＳｃは、入力軸２に連結されている。また、第２遊星歯車機構Ｐ２のリングギヤＲｂは、出力ギヤ３に連結されている。

【００２６】

また、第１遊星歯車機構Ｐ１のキャリアＣａと第２遊星歯車機構Ｐ２のキャリアＣｂとが連結されて、第１連結体Ｍ１（Ｃａ－Ｃｂ）が構成されている。また、第１遊星歯車機構Ｐ１のリングギヤＲａと第３遊星歯車機構Ｐ３のキャリアＣｃとが連結されて、第２連結体Ｍ２（Ｒａ－Ｃｃ）が構成されている。また、第２遊星歯車機構Ｐ２のサンギヤＳｂと第３遊星歯車機構Ｐ３のリングギヤＲｃとが連結されて、第３連結体Ｍ３（Ｓｂ－Ｒｃ

）が構成されている。また、この自動変速機ＴＭには、第３遊星歯車機構Ｐ３のリングギヤＲｃと、第２ブレーキＢ２と、第２クラッチＣ２とを一体に連結する第４連結体（第４連結部材）Ｍ４が設けられている。

【００２７】

また、本実施形態の自動変速機ＴＭは、切替機構Ｆ１と、第１クラッチＣ１と、第２クラッチＣ２と、第１ブレーキＢ１と、第２ブレーキＢ２とからなる５つの係合機構を備える。切替機構Ｆ１は、２ウェイクラッチであり、第１連結体Ｍ１の正転（入力軸２の回転方向と同一方向への回転）を許容し逆転を阻止する逆転阻止状態と、第１連結体Ｍ１を筐体１に固定して回転を阻止する固定状態とに切換自在に構成されている。

【００２８】

第１クラッチＣ１は、油圧作動型の湿式多板クラッチであり、第１遊星歯車機構Ｐ１のキャリアＣａと入力軸２とを連結する連結状態と、この連結を断つ解放状態とに切換自在に構成されている。また、第２クラッチＣ２は、油圧作動型の湿式多板クラッチであり、第３遊星歯車機構Ｐ３のリングギヤＲｃと入力軸２とを連結する連結状態と、この連結を断つ解放状態とに切換自在に構成されている。

【００２９】

第１ブレーキＢ１は、油圧作動型の湿式多板ブレーキであり、第１遊星歯車機構Ｐ１のサンギヤＳａを筐体１に固定する固定状態と、この固定を解除する解放状態とに切換自在に構成されている。また、第２ブレーキＢ２は、油圧作動型の湿式多板ブレーキであり、第３遊星歯車機構Ｐ３のリングギヤＲｃ（第３連結体Ｍ３）を筐体１に固定する固定状態と、この固定を解除する解放状態とに切換自在に構成されている。

【００３０】

切替機構Ｆ１、第１、第２クラッチＣ１、Ｃ２及び第１、第２ブレーキＢ１、Ｂ２は、トランスミッション・コントロール・ユニットからなる制御部ＥＣＵ（図示せず）により、車両の走行速度等の車両情報に基づいて、状態が切り換えられる。

【００３１】

入力軸２の軸線上には、駆動源ＥＮＧ及びトルクコンバータＴＣ側から、第１クラッチＣ１、第１遊星歯車機構Ｐ１、第２遊星歯車機構Ｐ２、第３遊星歯車機構Ｐ３、第２クラッチＣ２の順番で配置されている。

【００３２】

そして、第２ブレーキＢ２が第３遊星歯車機構Ｐ３の径方向外方に配置され、切替機構Ｆ１は第１遊星歯車機構Ｐ１の径方向外方に配置され、第１ブレーキＢ１は第１クラッチＣ１の径方向外方に配置されている。このように、切替機構Ｆ１および２つのブレーキＢ１、Ｂ２を遊星歯車機構、またはクラッチの径方向外方に配置することにより、これらを遊星歯車機構及びクラッチと共に入力軸２の軸線上に並べて配置した場合に比べて、自動変速機ＴＭの軸長の短縮化を図ることができる。なお、第２ブレーキＢ２を第２クラッチＣ２の径方向外方に配置してもよい。

【００３３】

次に、図２及び図３を参照して、本実施形態の自動変速機ＴＭの各変速段を確立させる場合を説明する。図３は、各変速段における切替機構Ｆ１、第１クラッチＣ１、第２クラッチＣ２、第１ブレーキＢ１、第２ブレーキＢ２の状態を表示した係合表であり、第１、第２クラッチＣ１、Ｃ２の「○」印は連結状態、空欄は解放状態を示している。また、第１、第２ブレーキＢ１、Ｂ２の「○」印は固定状態、空欄は解放状態を示している。また、切替機構Ｆ１の列の「○」印は固定状態、無印は逆転阻止状態を示している。

【００３４】

１速段（Ｌｏｗ）を確立させる場合には、切替機構Ｆ１を固定状態とし、第１ブレーキＢ１を固定状態とする。切替機構Ｆ１を固定状態とすることで、第１連結体Ｍ１の回転が阻止され、第１遊星歯車機構Ｐ１のキャリアＣａ及び第２遊星歯車機構Ｐ２のキャリアＣｂの回転速度が「０」になる。また、第１ブレーキＢ１を固定状態とすることで、第１遊星歯車機構Ｐ１のサンギヤＳａの回転速度が「０」になる。

【００３５】
これにより、第１遊星歯車機構Ｐ１のサンギヤＳａ，キャリアＣａ，リングギヤＲａが相対回転不能なロック状態となる。また、第２遊星歯車機構Ｐ２のキャリアＣｂを含む第１連結体Ｍ１の回転速度も「０」になり、第３遊星歯車機構Ｐ３のキャリアＣｃを含む第２連結体Ｍ２の回転速度も「０」になる。そして、出力ギヤ３が連結された第２遊星歯車機構Ｐ２のリングギヤＲｂの回転速度が図２に示す「Ｌｏｗ」となり、１速段が確立される。
【００３６】
２速段（２ｎｄ）を確立させる場合には、第１ブレーキＢ１及び第２ブレーキＢ２を固定状態とする。第１ブレーキＢ１を固定状態とすることで、第１遊星歯車機構Ｐ１のサンギヤＳａの回転速度が「０」になる。また、第２ブレーキＢ２を固定状態とすることで、第２遊星歯車機構Ｐ２のサンギヤＳｂの回転速度も「０」になる。これにより、出力ギヤ３が連結された第２遊星歯車機構Ｐ２のリングギヤＲｂの回転速度が図２に示す「２ｎｄ」となり、２速段が確立される。
【００３７】
３速段（３ｒｄ）を確立させる場合には、第２クラッチＣ２を連結状態とし、第１ブレーキＢ１を固定状態とする。第１ブレーキＢ１を固定状態とすることで、第１遊星歯車機構Ｐ１のサンギヤＳａの回転速度が「０」になる。また、第２クラッチＣ２を連結状態とすることで、第２遊星歯車機構Ｐ２のサンギヤＳｂの回転速度が、入力軸２の回転速度と同一速度の「１」となる。そして、キャリアＣｂの回転速度は、ｊ／（ｊ＋１）となる。そして、出力ギヤ３が連結されたリングギヤＲｂの回転速度が図２に示す「３ｒｄ」となり、３速段が確立される。
【００３８】
４速段（４ｔｈ）を確立させる場合には、第１クラッチＣ１を連結状態とし、第１ブレーキＢ１を固定状態とする。第１クラッチＣ１を連結状態とすることで、第１遊星歯車機構Ｐ１のキャリアＣａの回転速度が、入力軸２の回転速度と同一速度の「１」となる。また、第１連結体Ｍ１の連結によって第２遊星歯車機構Ｐ２のキャリアＣｂの回転速度も「１」となる。また、第１ブレーキＢ１を固定状態とすることで、第１遊星歯車機構Ｐ１のサンギヤＳａの回転速度が「０」になる。そして、第１遊星歯車機構Ｐ１のリングギヤＲａ（第２連結体Ｍ２）の回転速度が（ｈ＋１）／ｈとなる。そして、第３遊星歯車機構Ｐ３のキャリアＣｃ及び第３連結体Ｍ３の回転速度が（ｈ＋１）（ｋ＋１）／ｈ・ｋとなり、出力ギヤ３が連結された第２遊星歯車機構Ｐ２のリングギヤＲｂの回転速度が図２に示す「４ｔｈ」となり、４速段が確立される。
【００３９】
５速段（５ｔｈ）を確立させる場合には、第１クラッチＣ１及び第２クラッチＣ２を連結状態とする。第１クラッチＣ１を連結状態とすることで、第１遊星歯車機構Ｐ１のキャリアＣａの回転速度が、入力軸２の回転速度と同一速度の「１」となる。また、第２クラッチＣ２を連結状態とすることで、第２遊星歯車機構Ｐ２のサンギヤＳｂの回転速度が、入力軸２の回転速度と同一速度の「１」となる。これにより、第１遊星歯車機構Ｐ１は、キャリアＣａとサンギヤＳａとが同一速度の「１」となり、各要素が相対回転不能なロック状態となる。また、第２遊星歯車機構Ｐ２も、キャリアＣｂとサンギヤＳｂとが同一速度の「１」となり、各要素が相対回転不能なロック状態となる。また、第３遊星歯車機構Ｐ３も、サンギヤＳｃとリングギヤＲｃとが同一速度の「１」となり、各要素が相対回転不能なロック状態となる。これにより、出力ギヤ３が連結された第２遊星歯車機構Ｐ２のリングギヤＲｂの回転速度が図２に示す「５ｔｈ」（＝「１」）となり、５速段が確立される。
【００４０】
６速段（６ｔｈ）を確立させる場合には、第１クラッチＣ１を連結状態とし、第２ブレーキＢ２を固定状態とする。第１クラッチＣ１を連結状態とすることで、第１遊星歯車機構Ｐ１のキャリアＣａの回転速度が、入力軸２の回転速度と同一速度の「１」となる。ま

た、第２ブレーキＢ２を固定状態とすることで、第２遊星歯車機構Ｐ２のサンギヤＳｂ及び第３遊星歯車機構Ｐ３のリングギヤＲｃの回転速度が「０」になる。そして、出力ギヤ３が連結された第２遊星歯車機構Ｐ２のリングギヤＲｂの回転速度が図２に示す「６ｔｈ」となり、６速段が確立される。

【００４１】

後進段（Ｒｖｓ）を確立させる場合には、切替機構Ｆ１を固定状態とし、第２クラッチＣ２を連結状態とする。第２クラッチＣ２を連結状態とすることで、第３遊星歯車機構Ｐ３も、サンギヤＳｃとリングギヤＲｃとが同一速度の「１」となり、各要素が相対回転不能なロック状態となる。また、切替機構Ｆ１を固定状態とすることで、第１連結体Ｍ１の回転が阻止されて回転速度が「０」になる。そして、出力ギヤ３が連結された第２遊星歯車機構Ｐ２のリングギヤＲｂの回転速度が図２に示す逆転の「Ｒｖｓ」となり、後進段が確立される。

【００４２】

本実施形態の自動変速機ＴＭでは、３つの遊星歯車機構と、１つの切替機構Ｆ１と、２つのクラッチＣ１、Ｃ２と、２つのブレーキＢ１、Ｂ２とを備えた構成の自動変速機において、遊星歯車機構及び切替機構やクラッチやブレーキなどの構成要素として必要最小限の構成要素を備えたコンパクトな自動変速機を構成することができる。

【００４３】

ここで、本実施形態の自動変速機ＴＭは、特許文献１に示す従来の前進６速段を確立可能な遊星歯車式の自動変速機と比較して、より広いレシオカバレッジを取ることが可能である。以下、その理由について説明する。

【００４４】

図４は、本実施形態の自動変速機ＴＭにおける（ａ）１速段（Ｌｏｗ）と（ｂ）６速段（６ｔｈ）それぞれの動力伝達経路を示す図である。また、図５は、自動変速機ＴＭの各変速段の段間比とレシオカバレッジを示す表である。本実施形態の自動変速機ＴＭは、図４（ｂ）に示す経路で動力が伝達される６速段（オーバードライブ側）のレシオ（ＯＤレシオ）は、特許文献１に記載の自動変速機と同じ値となる。その一方で、本実施形態の自動変速機ＴＭでは、図４（ａ）に示す経路で動力が伝達される１速段（Ｌｏｗ）では、第２遊星歯車機構Ｐ２と第３遊星歯車機構Ｐ３の２組の遊星歯車機構を順に動力が伝達される構成である。そのため、特許文献１の従来の自動変速機よりも当該１速段（アンダードライブ側）のレシオ（ＵＤレシオ）が広い。そのため、特許文献１に記載の従来の自動変速機と比較して、当該１速段のレシオ（ＵＤレシオ）をより小さな値（深い値）に設定することができる。具体的には、ＵＤレシオを１／２以下の値に設定することができる。これにより、図５に示すように、自動変速機ＴＭの全体としてのレシオ（レシオカバレッジ）としてより大きな値を取ることが可能となる。

【００４５】

また、本実施形態の自動変速機ＴＭは、特許文献２に記載された従来構造の前進１０速段、後進１速段の自動変速機と比較して、遊星歯車機構（Ｐ４）、クラッチ（Ｃ２）、ブレーキ（Ｂ３）を取り除き、部品変更は最小限に留め、従来繋がっていなかった遊星歯車機構（Ｐ３）のリングギヤ（Ｒ３）とクラッチ（Ｃ３）及びブレーキ（Ｂ２）を一体に繋ぐ連結部材（本実施形態の第４連結体Ｍ４）を設けたことにより、既存前進１０速段の自動変速機のその他の回転部品の構成に大きな変更を加えること無く、軸方向の長さ寸法（全長）を短縮しレシオカバレッジが広い前進６速段、後進１速段の自動変速機を実現したものである。

【００４６】

しかしながら、下記で詳細に述べるように、特許文献２に示す既存の前進１０速段の自動変速機から単に遊星歯車機構やクラッチ、ブレーキなどの構成要素を取り除いただけ、あるいは単にブレーキ（Ｂ２）とクラッチ（Ｃ３）とを連動させただけでは、前進６速段の有効な構成の自動変速機を構築することは不可能である。

【００４７】

すなわち、遊星歯車機構（Ｐ３）のリングギヤ（Ｒ３）とクラッチ（Ｃ３）及びブレーキ（Ｂ２）を新規の部品で繋ぐ場合、複数種類の方法が存在する。そして、本実施形態の自動変速機ＴＭが備える上記の第４連結体Ｍ４による繋ぎ方以外では、システムとして有効な前進６速段を設定可能な自動変速機を構築することはできない。例えば、本実施形態の第４連結体Ｍ４にかえて、詳細な図示は省略するが、第２ブレーキＢ２と第２クラッチＣ２と第３遊星歯車機構Ｐ３のキャリアＣｃを繋ぐ他の連結部材を設ける構成や、第２ブレーキＢ２と第３遊星歯車機構Ｐ３のリングギヤＲｃを繋ぐ連結部材と第２クラッチＣ２と第３遊星歯車機構Ｐ３のキャリアＣｃとを繋ぐ連結部材との両方を設ける構成では、有効な前進６速段の自動変速機を構成することができない。さらには、特許文献２の自動変速機の構成から、ブレーキ（Ｂ３）を取り除くだけの構成や、クラッチ（Ｃ３）とブレーキ（Ｂ２）を連結する連結部材を設けるだけの構成でも、有効な６速段を形成することができないため、それらの構成も採用できない。

【００４８】

また、本実施形態の自動変速機ＴＭは、上記で説明したように、既存の前進１０速段の自動変速機の骨格の一部構成を流用したことと、軸方向の寸法（全長）を小型化したことによる効果によって、開発工数を最小限に抑えることができ、新規な自動変速機をより安価に市場投入することが可能となる。また、既存の自動変速機の骨格の一部構成を流用したことにより、故障などの不具合が生じるおそれを効果的に低減することができるので、信頼性の高い自動変速機を提供することができる。

【００４９】

また、本実施形態の自動変速機ＴＭは、軸方向の寸法（全長）を短縮したことで、駆動源としての電動機（電気モータ）を自動変速機と一体に設けるか、あるいは隣りに配置して設けることなどが容易に可能となる。これにより、駆動源と自動変速機を含む駆動装置のレイアウトの最適化、省スペース化を図ることができる。

【００５０】

また、特許文献２に記載の従来の自動変速機では、変速比が１以下となるオーバードライブ（ＯＤ）の変速段である９速段において遊星歯車機構のキャリアが固定されるため、キャリアに設けたピニオンギヤに潤滑油が供給され難くなり、ピニオンギヤの冷却性が低下するところ、本実施形態の自動変速機ＴＭでは、特許文献２の自動変速機と異なり、オーバードライブ（ＯＤ）の変速段で遊星歯車機構のキャリアが固定されることがないため、キャリアに設けたピニオンギヤに潤滑油が供給され易くなり、ピニオンギヤの冷却性が向上する。また、その分、キャリア及びピニオンギヤに供給する潤滑油の油量を少なく抑えることができるので、潤滑油の供給によって自動変速機内で生じる摩擦（フリクション）の低減を図ることができる。

【００５１】

以上本発明の実施形態を説明したが、本発明は上記実施形態に限定されるものではなく、特許請求の範囲、及び明細書と図面に記載された技術的思想の範囲内において種々の変形が可能である。

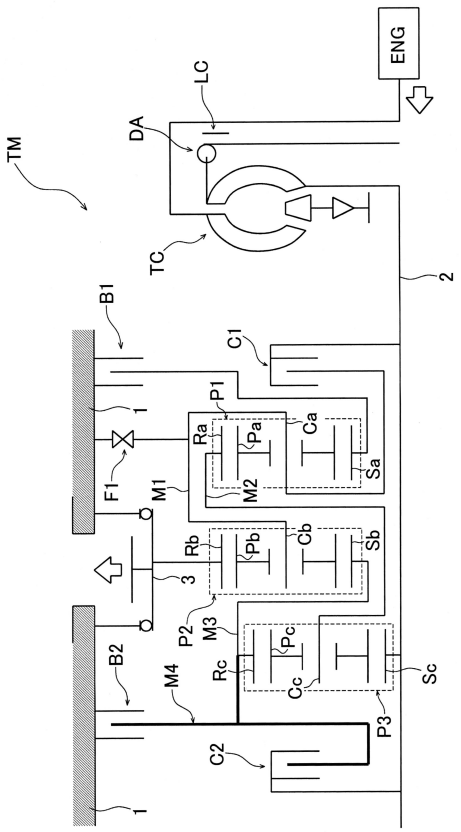
【符号の説明】

【００５２】

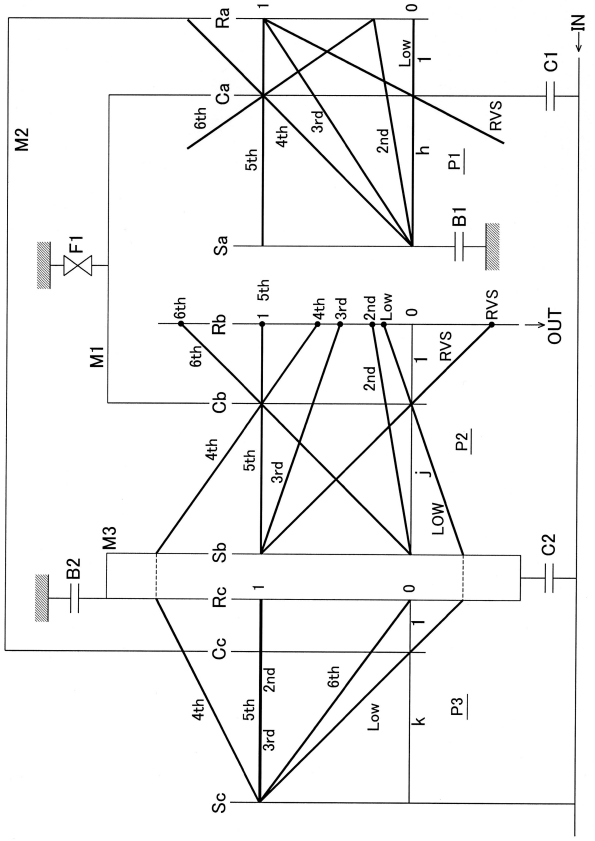
ＴＭ 自動変速機
１ 筐体
２ 入力軸（入力部材）
３ 出力ギヤ（出力部材）
Ｆ１ 切替機構
Ｃ１ 第１クラッチ
Ｃ２ 第２クラッチ
Ｂ１ 第１ブレーキ
Ｂ２ 第２ブレーキ
Ｍ１ 第１連結体（第１連結部材）

Ｍ２　第２連結体（第２連結部材）
Ｍ３　第３連結体（第３連結部材）
Ｍ４　第４連結体（第４連結部材）
Ｐ１　第１遊星歯車機構
Ｓａ　サンギヤ（第１要素）
Ｃａ　キャリア（第２要素）
Ｒａ　リングギヤ（第３要素）
Ｐａ　ピニオン（ギヤ）
Ｐ２　第２遊星歯車機構
Ｓｂ　サンギヤ（第４要素）
Ｃｂ　キャリア（第５要素）
Ｒｂ　リングギヤ（第６要素）
Ｐｂ　ピニオン（ギヤ）
Ｐ３　第３遊星歯車機構
Ｓｃ　サンギヤ（第７要素）
Ｃｃ　キャリア（第８要素）
Ｒｃ　リングギヤ（第９要素）
Ｐｃ　ピニオン（ギヤ）
ＴＣ　トルクコンバータ
ＤＡ　ダンパ
ＥＮＧ　駆動源
ＬＣ　ロックアップクラッチ

【図１】



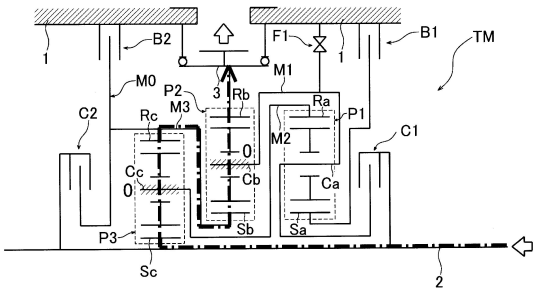
【図２】



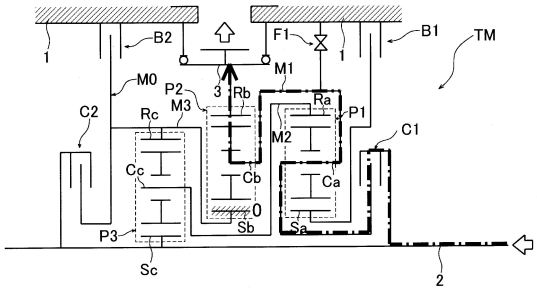
【図３】

	C1	C2	B1	B2	F1
Rvs		○			○
Low			○		○
2nd			○	○	
3rd		○	○		
4th	○		○		
5th	○	○			
6th	○			○	

【図４】



Low
(a)



6th
(b)

【図５】

	段間比
Rvs	
Low	1.61
2nd	2.08
3rd	1.23
4th	1.30
5th	1.53
6th	
ﾚｼｵｶﾊﾞﾚｯｼﾞ	8.05

フロントページの続き

(56)参考文献　特開平０２－１０７８４８（ＪＰ，Ａ）
特開２０１３－１４８１４４（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
Ｆ１６Ｈ　　３／００