

(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2010-14276

(P2010-14276A)

(43) 公開日 平成22年1月21日 (2010.1.21)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 H 3/089 (2006.01)	F 1 6 H 3/089	3 J 0 2 8
F 1 6 H 3/66 (2006.01)	F 1 6 H 3/66 A	
	F 1 6 H 3/66 B	

審査請求 有 請求項の数 3 O L (全 103 頁)

(21) 出願番号	特願2009-193550 (P2009-193550)	(71) 出願人	000100768
(22) 出願日	平成21年8月24日 (2009.8.24)		アイシン・エイ・ダブリュ株式会社
(62) 分割の表示	特願2003-57845 (P2003-57845) の分割	(74) 代理人	100081776
原出願日	平成15年3月4日 (2003.3.4)		弁理士 大川 宏
(31) 優先権主張番号	02705078	(72) 発明者	川本 睦
(32) 優先日	平成14年3月5日 (2002.3.5)		愛知県安城市藤井町高根 1 〇番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
(33) 優先権主張国	欧州特許庁 (EP)	(72) 発明者	石原 親
			愛知県安城市藤井町高根 1 〇番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
		(72) 発明者	宮石 善則
			愛知県安城市藤井町高根 1 〇番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内

最終頁に続く

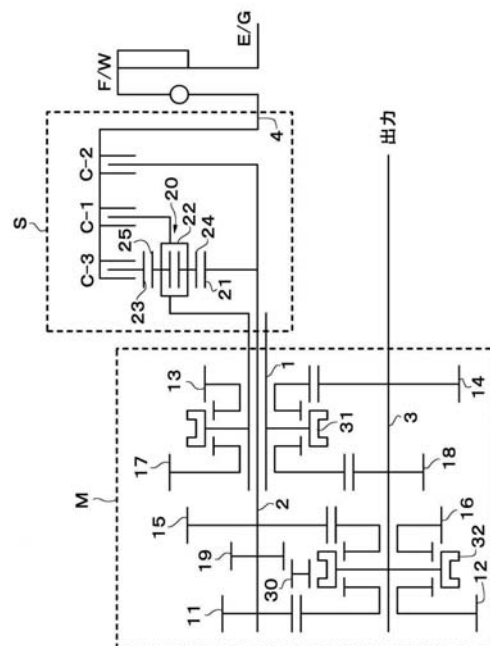
(54) 【発明の名称】 車両用変速機

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 手動変速の伝達効率の良さを保ち、ギヤ配列より多くの良好なギヤ比ステップの変速段を達成可能とし、自動変速機の加速の滑らかさを得る。

【解決手段】 車両用変速機は、主変速機Mと差動機構20とを有し、主変速機は、異なるギヤ比の歯車対1、2を有し、差動機構は、3つの要素21、22、23を有する。両歯車対に回転を選択的に入力する第1入力手段C-1、C-2と、差動機構の2つの要素21、22に2つの歯車対を連結し、他の1つの要素23に回転を入力する第2入力手段1、2、C-3を設けた。回転を直接1つの歯車対に伝達する動力伝達と、差動機構を介する速度の異なる回転を2つの歯車対に同時に伝達する動力伝達の切換えで、トルク抜けのない変速が可能となり、同時動力伝達時に、歯車対個々のギヤ比に対する中間ギヤ比が生成されるため、変速段数の増加も可能となる。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

それぞれ異なるギヤ比に設定された少なくとも 2 つの回転要素（1 1， 1 2； 1 3， 1 4）を有する主変速機（M）と、

少なくとも 3 つの要素（2 1， 2 2， 2 3）を有する差動機構（2 0）と、

該差動機構の異なる変速要素に前記 2 つの回転要素をそれぞれ直接、又は選択的に連結する連結手段を有することを特徴とする車両用変速機。

【請求項 2】

出力に駆動連結されると共に、それぞれ異なるギヤ比に設定された少なくとも 2 つの回転要素（1 1， 1 2； 1 3， 1 4）を有する主変速機（M）と、

少なくとも 3 つの要素（2 1， 2 2， 2 3）を有する差動機構（2 0）と、
該差動機構の 2 つの要素（2 1， 2 2）に、前記 2 つの回転要素を直接、又は選択的に連結すると共に、入力回転を選択的に入力する第 1 の入力手段と、

他の少なくとも 1 つの要素（2 3）に入力回転を直接、又は選択的に入力する第 2 の入力手段（C－3； 4）を有することを特徴とする車両用変速機。

【請求項 3】

前記第 1 の入力手段は、前記差動機構の 2 つの要素（2 1， 2 2）と前記 2 つの回転要素を直接連結する連結部材と、前記差動機構の 2 つの要素を入力軸に選択的に連結するクラッチを有し、

前記第 2 の入力手段は、前記他の 1 つの要素と入力軸を選択的に連結するクラッチを有する、請求項 2 記載の車両用変速機。

【請求項 4】

前記主変速機の 2 つの回転要素は、それぞれ前記差動機構の異なる要素に選択的に連結された、請求項 3 記載の車両用変速機。

【請求項 5】

前記主変速機は、少なくとも最低速段である第 1 変速段を達成可能とされた、請求項 3 又は 4 記載の車両用変速機。

【請求項 6】

前記差動機構は、プラネタリギヤからなる、請求項 3、 4 又は 5 記載の車両用変速機。

【請求項 7】

前記プラネタリギヤは、サンギヤ（2 1）とリングギヤ（2 3）とキャリア（2 2）の 3 つの要素からなるシングルプラネタリギヤとされ、

そのサンギヤとリングギヤのいずれか一方は、前記 2 つの回転要素の一方に連結する第 1 軸（1）に常時連結されると共に、前記第 1 の入力手段を構成する第 1 クラッチ（C－1）を介して入力軸（4）に選択的に連結され、他方は、前記 2 つの回転要素の他方に連結する第 2 軸（2）に常時連結されると共に、前記第 1 の入力手段を構成する第 2 クラッチ（C－2）を介して入力軸に選択的に連結され、キャリアは、前記第 2 の入力手段を構成する第 3 クラッチ（C－3）を介して入力軸に選択的に連結された、請求項 6 記載の車両用変速機。

【請求項 8】

前記プラネタリギヤは、サンギヤ（2 1）とリングギヤ（2 3）とキャリア（2 2）の 3 つの要素からなるダブルプラネタリギヤとされ、

そのサンギヤとキャリアのいずれか一方は、前記 2 つの回転要素の一方に連結する第 1 軸（1）に常時連結されると共に、前記第 1 の入力手段を構成する第 1 クラッチ（C－1）を介して入力軸（4）に選択的に連結され、他方は、前記 2 つの回転要素の他方に連結する第 2 軸（2）をに常時連結されると共に、前記第 1 の入力手段を構成する第 2 クラッチ（C－2）を介して入力軸に選択的に連結され、リングギヤは、前記第 2 の入力手段を構成する第 3 クラッチ（C－3）を介して入力軸に選択的に連結された、請求項 6 記載の車両用変速機。

【請求項 9】

前記第 1 の入力手段は、前記差動機構の 2 つの要素 (21, 22) を前記 2 つの回転要素に選択的に連結するクラッチ (C-1, C-2) と、前記差動機構 (20) の少なくとも 2 つの要素を選択的に連結するクラッチ (C-D) とを有し、前記第 2 の入力手段は、他の 1 つの要素と入力軸を常時連結する連結部材 (4) である、請求項 2 記載の車両用変速機。

【請求項 10】

前記主変速機の 2 つの回転要素は、それぞれ前記差動機構の異なる要素に選択的に連結された、請求項 9 記載の車両用変速機。

【請求項 11】

前記主変速機は、少なくとも最低速段である第 1 変速段を達成可能とされた、請求項 9 又は 10 記載の車両用変速機。

【請求項 12】

前記差動機構は、プラネタリギヤからなる、請求項 9、10 又は 11 記載の車両用変速機。

【請求項 13】

前記プラネタリギヤの少なくとも 2 つの要素を選択的に連結する第 3 クラッチ (C-D) が設けられ、

前記プラネタリギヤは、サンギヤ (21) とリングギヤ (23) とキャリア (22) の 3 つの要素からなるシングルプラネタリギヤとされ、そのサンギヤとリングギヤのいずれか一方は、前記第 1 の入力手段を構成する第 1 クラッチ (C-1) を介して前記 2 つの回転要素の一方に連結する第 1 軸 (1) に選択的に連結され、他方は、前記第 1 の入力手段を構成する第 2 クラッチ (C-2) を介して前記 2 つの回転要素の他方に連結する第 2 軸 (2) に選択的に連結され、キャリアは、前記連結部材により入力軸 (4) に常時連結された、請求項 12 記載の車両用変速機。

【請求項 14】

前記プラネタリギヤの少なくとも 2 つの要素を選択的に連結する第 3 クラッチ (C-D) が設けられ、

前記プラネタリギヤは、サンギヤ (21) とリングギヤ (23) とキャリア (22) の 3 つの要素からなるダブルプラネタリギヤとされ、そのサンギヤとキャリアのいずれか一方は、前記第 1 の入力手段を構成する第 1 クラッチ (C-1) を介して前記第 2 の回転要素の一方に連結する第 1 軸 (1) に選択的に連結され、他方は、前記第 2 クラッチ (C-2) を介して前記 2 つの回転要素の他方に連結する第 2 軸 (2) に選択的に連結され、リングギヤは、前記連結部材により入力軸 (4) に常時連結された、請求項 12 記載の車両用変速機。

【請求項 15】

それぞれ異なるギヤ比に設定された少なくとも 2 つの回転要素 (11, 12; 13, 14) を有する主変速機 (M) と、

前記 2 つの回転要素に入力回転を選択的に入力する入力手段 (C-1, C-2) と、少なくとも 3 つの要素 (21, 22, 23) を有する差動機構 (20) と、

該差動機構の 2 つの要素 (21, 22) に前記 2 つの回転要素を連結し、他の少なくとも 1 つの要素 (23) と前記 2 つの要素の一方から選択的に出力回転を出力する出力手段 (3A, 3B, 3C) を有することを特徴とする車両用変速機。

【請求項 16】

それぞれ異なるギヤ比に設定された少なくとも 2 つの回転要素 (11, 12; 13, 14) を有する主変速機 (M) と、

前記 2 つの回転要素に入力回転を入力する入力手段 (4) と、

少なくとも 3 つの要素 (21, 22, 23) を有する差動機構 (20) と、

該差動機構の 2 つの要素 (21, 22) に前記 2 つの回転要素を選択的に連結し、他の少なくとも 1 つの要素 (23) と前記 2 つの要素の一方から選択的に出力回転を出力する出力手段 (3A, 3B, C-1, C-2, C-D) を有することを特徴とする車両用変速

機。

【請求項 17】

それぞれ異なるギヤ比に設定された少なくとも 2 つの回転要素（11, 12; 13, 14）を有する主変速機（M）と、

前記 2 つの回転要素に入力回転を入力する入力手段（4）と、

少なくとも 3 つの要素（21, 22, 23）を有する差動機構（20）と、

該差動機構の 2 つの要素（21, 22）に前記 2 つの回転要素を連結し、他の少なくとも 1 つの要素（23）と前記 2 つの要素の一方から選択的に出力回転を出力する出力手段（3A, 3B, C-1~C-3）を有することを特徴とする車両用変速機。

【請求項 18】

前記主変速機の 2 つの回転要素は、それぞれ前記差動機構の異なる要素に選択的に連結された、請求項 15、16 又は 17 記載の車両用変速機。

【請求項 19】

前記主変速機は、少なくとも最低速段である第 1 変速段を達成可能とされた、請求項 15~18 のいずれか 1 項記載の車両用変速機。

【請求項 20】

前記差動機構は、プラネタリギヤからなる、請求項 15~19 のいずれか 1 項記載の車両用変速機。

【請求項 21】

前記プラネタリギヤの少なくとも 2 つの要素を連結する第 3 クラッチ（C-D）が設けられ、

前記プラネタリギヤは、サンギヤ（21）とリングギヤ（23）とキャリア（22）の 3 つの要素からなるダブルプラネタリギヤとされ、そのサンギヤとキャリアのいずれか一方は、前記出力手段を構成する第 1 軸（3A）に常時連結され、他方は、前記出力手段を構成する第 2 軸（3B）に常時連結されると共に、前記第 3 クラッチ（C-D）を介して前記一方の要素に選択的に連結され、リングギヤは、出力軸（3C）に常時連結された、請求項 20 記載の車両用変速機。

【請求項 22】

前記プラネタリギヤの少なくとも 2 つの要素を連結する第 3 クラッチ（C-D）が設けられ、

前記プラネタリギヤは、サンギヤ（21）とリングギヤ（23）とキャリア（22）の 3 つの要素からなるシングルプラネタリギヤとされ、そのサンギヤとリングギヤのいずれか一方は、前記出力手段を構成する第 1 軸（1）に常時連結され、他方は、前記出力手段を構成する第 2 軸（2）に常時連結とされると共に、第 3 クラッチ（C-D）を介して前記一方の要素に選択的に連結され、キャリアは、出力軸（3C）に常時連結された、請求項 20 記載の車両用変速機。

【請求項 23】

前記プラネタリギヤの少なくとも 2 つの要素を連結する第 3 クラッチ（C-D）が設けられ、

前記プラネタリギヤは、サンギヤ（21）とリングギヤ（23）とキャリア（22）の 3 つの要素からなるダブルプラネタリギヤとされ、そのサンギヤとキャリアのいずれか一方は、前記出力手段を構成する第 1 軸（1）に第 1 クラッチ（C-1）を介して選択的に連結され、他方は、前記出力手段を構成する第 2 軸（2）に第 2 クラッチを介して選択的に連結されると共に、第 3 クラッチ（C-D）を介してリングギヤに選択的に連結され、リングギヤは、出力軸（3C）に常時連結された、請求項 20 記載の車両用変速機。

【請求項 24】

前記プラネタリギヤの少なくとも 2 つの要素を連結する第 3 クラッチ（C-D）が設けられ、

前記プラネタリギヤは、サンギヤ（21）とリングギヤ（23）とキャリア（22）の 3 つの要素からなるダブルプラネタリギヤとされ、そのサンギヤとキャリアのいずれか一

10

20

30

40

50

方は、前記出力手段を構成する第 1 軸（1）に常時連結されると共に、第 1 クラッチ（C-1）を介して出力軸（3C）に選択的に連結され、他方は、前記出力手段を構成する第 2 軸（2）に常時連結されると共に、第 2 クラッチ（C-2）を介して出力軸（3C）に選択的に連結され、リングギヤは、第 3 クラッチを介して出力軸（3C）に選択的に連結された、請求項 20 記載の車両用変速機。

【請求項 25】

前記主変速機は、第 1 クラッチを係合することによって第 1 変速段を達成し、第 2 クラッチを係合することによって第 2 変速段を達成し、第 3 クラッチを係合することによって、第 1 変速段と第 2 変速段の中間段を達成する、請求項 7 又は 22 記載の車両用変速機。

【請求項 26】

前記主変速機は、第 1 クラッチと第 3 クラッチを係合することによって第 1 変速段を達成し、第 2 クラッチと第 3 クラッチを係合することによって第 2 変速段を達成し、第 1 クラッチと第 2 クラッチを係合することによって、第 1 変速段と第 2 変速段の中間段を達成する、請求項 13 又は 22 記載の車両用変速機。

【請求項 27】

前記主変速機は、回転要素として、

第 1 軸上に、第 1 変速段と、第 2 変速段より変速比の小さい第 3 変速段をそれぞれ選択的に達成可能な歯車（13, 17）を有し、

第 2 軸上に、第 2 変速段と、第 3 変速段より変速比の大きな第 4 変速段をそれぞれ選択的に達成可能な歯車（11, 15）を有し、

第 1 変速段と第 2 変速段の間の第 1 中間段、第 2 変速段と第 3 変速段の間の第 2 中間段、第 3 変速段と第 4 変速段の間の第 3 中間段を達成することによって、前進 7 段を達成する、請求項 1～26 のいずれか 1 項記載の車両用変速機。

【請求項 28】

前記主変速機は、更に、後進状態を達成するための後進用歯車（19）を有し、

主変速機を後進状態とし、第 1～第 3 クラッチのいずれか 1 つを係合することによって、後進段を達成する、請求項 7、8、24 又は 25 記載の車両用変速機。

【請求項 29】

前記主変速機は、更に、後進状態を達成するための後進用歯車（19）を有し、

主変速機を後進状態とし、第 1～第 3 クラッチのいずれか 2 つを係合することによって、後進段を達成する、請求項 13, 14、24 又は 26 記載の車両用変速機。

【請求項 30】

更に前記リングギヤを係止可能なブレーキ（B-1）が設けられ、

該ブレーキ及び第 2 クラッチ（C-2）を係合し、かつ主変速機を第 2 変速段とすることによって、後進段を達成する、請求項 8 又は 24 記載の車両用変速機。

【請求項 31】

更に前記リングギヤを係止可能なブレーキ（B-1）が設けられ、

該ブレーキ及び第 1 クラッチ（C-1）を係合し、かつ主変速機を第 1 変速段とすることによって、後進段を達成する、請求項 8 又は 24 記載の車両用変速機。

【請求項 32】

前記サンギヤとリングギヤのいずれか一方を係止可能なブレーキが設けられ、

該ブレーキ及びキャリア入力用のクラッチを係合し、かつサンギヤとリングギヤのいずれか他方と連結している軸上の歯車の変速段を達成することによって、該変速段より増速された変速段を達成する、請求項 7、25 又は 28 記載の車両用変速機。

【請求項 33】

前記サンギヤとキャリアのいずれか一方を係止可能なブレーキ（B-1）が設けられ、

該ブレーキ及びリングギヤ入力用のクラッチ（C-3）を係合し、かつサンギヤとキャリアのいずれか他方と連結している軸の変速段を達成することによって、該変速段より増速された変速段を達成する、請求項 8、30 又は 31 記載の車両用変速機。

【請求項 34】

前記サンギヤとリングギヤのいずれか一方を係止可能なブレーキが設けられ、

該ブレーキ及びサンギヤとリングギヤのいずれか他方と主変速機を連結するクラッチを係合し、かつリングギヤと連結している軸の変速段を達成することによって、該変速段より増速された変速段を達成する、請求項 1 3、2 6、2 7 又は 2 9 記載の車両用変速機。

【請求項 3 5】

前記サンギヤとキャリアのいずれか一方を係止可能なブレーキが設けられ、

該ブレーキ及びサンギヤとキャリアのいずれか他方と主変速機を連結するクラッチを係合し、かつサンギヤと連結している軸の変速段を達成することによって、該変速段より増速された変速段を達成する、請求項 1 4、2 6、2 7 又は 2 9 記載の車両用変速機。

【請求項 3 6】

前記主変速機は、前記第 1 軸上の歯車及び第 2 軸上の歯車とそれぞれ対をなす歯車を出力軸上に有し、対をなす歯車のいずれか一方は、軸に常時連結され、他方はドッグクラッチを介して軸に選択的に連結可能とされた、請求項 1～3 5 のいずれか 1 項記載の車両用変速機。

【請求項 3 7】

前記主変速機は、前記第 1 軸上の歯車及び第 2 軸上の歯車とそれぞれ対をなす歯車を出力軸上に有し、対をなす歯車のいずれか一方は、軸に常時連結され、他方は、多板クラッチを介して軸に選択的に連結可能とされた、請求項 1～3 6 のいずれか 1 項記載の車両用変速機。

【請求項 3 8】

前記主変速機は、前記第 1 軸上の歯車及び第 2 軸上の歯車とそれぞれ対をなす歯車を出力軸上に有し、対をなす歯車のいずれか一方は、直結回転と変速回転を生成可能なプラネタリギヤ機構を介して軸に連結された、請求項 1～3 6 のいずれか 1 項記載の車両用変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0 0 0 1】

本発明は、車両用変速機に関し、特に、手動変速機を主変速機とする車両用変速機に関する。

【背景技術】

【0 0 0 2】

車両に搭載される変速機は、発進時や変速時のクラッチ操作を不要として運転操作を容易にする傾向から、流体伝動装置を発進装置とし、多段又は多要素のプラネタリギヤを有段変速装置とし、あるいは C V T を無段変速装置とする自動変速機が主流となっている。また、有段変速機は、ドライバビリティの確保と、省エネルギーに不可欠な燃費向上の要請から多段化の傾向にある。

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0 0 0 3】

ところで、上記のように流体伝動装置を用いる自動変速機では、特に流体伝動装置の伝達効率が低いことから、これを改善すべくロックアップクラッチの付設等の改善はあるものの、乾式単板のクラッチを用いる在来の手動変速機に比べて燃費の点の不利は免れない。一方、伝達効率の点で有利な在来の手動変速機は、そのクラッチ操作が手動であると自動であることを問わず（本明細書において、図 1 0 5 に示すように常時噛合い式の変速機と乾式単板クラッチを組合せてクラッチ操作を自動化した手動変速機を自動 M / T と略記する。）、変速時に必ず動力伝達が途切れるニュートラル状態を経過させなければならないため、特に加速の滑らかさに欠ける恨みがある。

【0 0 0 4】

また、多段化の点では、上記自動変速機の場合、必ずプラネタリギヤの多段又は多要素化若しくはそれを制御するクラッチ、ブレーキ、ワンウェイクラッチ等の摩擦要素や係合

10

20

30

40

50

要素の数の増加を伴うものであり、搭載スペースの制約が厳しい車両用変速機においては、プラネタリギヤに対する摩擦要素や係合要素のレイアウト上の工夫の余地はあるものの、本質的なスペース対策は困難性である。一方、手動変速機の場合、変速段数の増加は直接ギヤ対の増加につながるため、変速機の大型化、特に軸長の増加は避けられない。もっとも手動変速機においては、主変速機と副変速機の組合せと、それらの関連制御によるギヤ対の増加を抑えた多段化の可能性は残るが、この場合、主・副両変速機の同時変速が必要となり、著しく複雑かつ困難な制御を要することになる。このように、自動変速機と手動変速機にはそれぞれ利害得失があり、在来の技術の延長線上での総合的な問題解決は困難である。

【0005】

そこで、本発明は、上記手動変速機を主体とすることで手動変速の伝達効率の良さを保ちながら、ギヤ配列に対してより多くの変速段を達成可能とし、自動変速機の加速の滑らかさを併せ備える新構想の車両用変速機を提供することを主たる目的とする。次に、本発明は、多段変速機における実用面で、上記の目的に勝って重要ともいえる良好なギヤ比ステップの確保を更なる目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0006】

上記の目的を達成するため、本発明の車両用変速機は、それぞれ異なるギヤ比に設定された少なくとも2つの回転要素（11，12；13，14）を有する主変速機（M）と、少なくとも3つの要素（21，22，23）を有する差動機構（20）と、該差動機構の異なる変速要素に前記2つの回転要素をそれぞれ直接、又は選択的に連結する連結手段を有することを特徴とする。

【0007】

また、本発明は、出力に駆動連結されると共に、それぞれ異なるギヤ比に設定された少なくとも2つの回転要素（11，12；13，14）を有する主変速機（M）と、少なくとも3つの要素（21，22，23）を有する差動機構（20）と、該差動機構の2つの要素（21，22）に、前記2つの回転要素を直接、又は選択的に連結すると共に、入力回転を選択的に入力する第1の入力手段と、他の少なくとも1つの要素（23）に入力回転を直接、又は選択的に入力する第2の入力手段（C-3；4）を有することを特徴とする。

【0008】

上記の構成において、前記第1の入力手段は、前記差動機構の2つの要素（21，22）と前記2つの回転要素を直接連結する連結部材と、前記差動機構の2つの要素を入力軸に選択的に連結するクラッチを有し、前記第2の入力手段は、前記他の1つの要素と入力軸を選択的に連結するクラッチを有する構成とすることができる。

【0009】

上記の構成において、前記主変速機の2つの回転要素は、それぞれ前記差動機構の異なる要素に選択的に連結される。

【0010】

上記の構成において、前記主変速機は、少なくとも最低速段である第1変速段を達成可能とされる。

【0011】

上記の構成において、前記差動機構は、プラネタリギヤからなるものとされる。

【0012】

上記の構成において、前記プラネタリギヤは、サンギヤ（21）とリングギヤ（23）とキャリア（22）の3つの要素からなるシングルプラネタリギヤとされ、そのサンギヤとリングギヤのいずれか一方は、前記2つの回転要素の一方に連結する第1軸（1）に常時連結されると共に、前記第1の入力手段を構成する第1クラッチ（C-1）を介して入力軸（4）に選択的に連結され、他方は、前記2つの回転要素の他方に連結する第2軸（2）に常時連結されると共に、前記第1の入力手段を構成する第2クラッチ（C-2）を

10

20

30

40

50

介して入力軸に選択的に連結され、キャリアは、前記第2の入力手段を構成する第3クラッチ（C-3）を介して入力軸に選択的に連結された構成を採ることができる。

【0013】

上記の構成において、前記プラネタリギヤは、サンギヤ（21）とリングギヤ（23）とキャリア（22）の3つの要素からなるダブルプラネタリギヤとされ、そのサンギヤとキャリアのいずれか一方は、前記2つの回転要素の一方に連結する第1軸（1）に常時連結されると共に、前記第1の入力手段を構成する第1クラッチ（C-1）を介して入力軸（4）に選択的に連結され、他方は、前記2つの回転要素の他方に連結する第2軸（2）を常時連結されると共に、前記第1の入力手段を構成する第2クラッチ（C-2）を介して入力軸に選択的に連結され、リングギヤは、前記第2の入力手段を構成する第3クラッチ（C-3）を介して入力軸に選択的に連結された構成を採ることもできる。

10

【0014】

上記の構成において、前記第1の入力手段は、前記差動機構の2つの要素（21, 22）を前記2つの回転要素に選択的に連結するクラッチ（C-1, C-2）と、前記差動機構（20）の少なくとも2つの要素を選択的に連結するクラッチ（C-D）とを有し、前記第2の入力手段は、他の1つの要素と入力軸を常時連結する連結部材（4）とすること

上記の構成において、前記主変速機の2つの回転要素は、それぞれ前記差動機構の異なる要素に選択的に連結される。

【0015】

上記の構成において、前記主変速機は、少なくとも最低速段である第1変速段を達成可能とされる。

20

【0016】

上記の構成において、前記差動機構は、プラネタリギヤからなるものとされる。

【0017】

上記の構成において、前記プラネタリギヤの少なくとも2つの要素を選択的に連結する第3クラッチ（C-D）が設けられ、前記プラネタリギヤは、サンギヤ（21）とリングギヤ（23）とキャリア（22）の3つの要素からなるシングルプラネタリギヤとされ、そのサンギヤとリングギヤのいずれか一方は、前記第1の入力手段を構成する第1クラッチ（C-1）を介して前記2つの回転要素の一方に連結する第1軸（1）に選択的に連結され、他方は、前記第1の入力手段を構成する第2クラッチ（C-2）を介して前記2つの回転要素の他方に連結する第2軸（2）に選択的に連結され、キャリアは、前記連結部材により入力軸（4）に常時連結された構成とすることもできる。

30

【0018】

上記の構成において、前記プラネタリギヤの少なくとも2つの要素を選択的に連結する第3クラッチ（C-D）が設けられ、前記プラネタリギヤは、サンギヤ（21）とリングギヤ（23）とキャリア（22）の3つの要素からなるダブルプラネタリギヤとされ、そのサンギヤとキャリアのいずれか一方は、前記第1の入力手段を構成する第1クラッチ（C-1）を介して前記第2の回転要素の一方に連結する第1軸（1）に選択的に連結され、他方は、前記第2クラッチ（C-2）を介して前記2つの回転要素の他方に連結する第2軸（2）に選択的に連結され、リングギヤは、前記連結部材により入力軸（4）に常時連結された構成とすることもできる。

40

【0019】

次に、本発明の車両用変速機は、それぞれ異なるギヤ比に設定された少なくとも2つの回転要素（11, 12; 13, 14）を有する主変速機（M）と、前記2つの回転要素に入力回転を選択的に入力する入力手段（C-1, C-2）と、少なくとも3つの要素（21, 22, 23）を有する差動機構（20）と、該差動機構の2つの要素（21, 22）に前記2つの回転要素を連結し、他の少なくとも1つの要素（23）と前記2つの要素の一方から選択的に出力回転を出力する出力手段（3A, 3B, 3C）を有することを特徴とする。

【0020】

50

更に、本発明の車両用変速機は、それぞれ異なるギヤ比に設定された少なくとも2つの回転要素（11，12；13，14）を有する主変速機（M）と、前記2つの回転要素に
入力回転を入力する入力手段（4）と、少なくとも3つの要素（21，22，23）を有
する差動機構（20）と、該差動機構の2つの要素（21，22）に前記2つの回転要素
を選択的に連結し、他の少なくとも1つの要素（23）と前記2つの要素の一方から選択
的に出力回転を出力する出力手段（3A，3B，C-1，C-2，C-D）を有することを
特徴とする。

【0021】

更に、本発明の車両用変速機は、それぞれ異なるギヤ比に設定された少なくとも2つの
回転要素（11，12；13，14）を有する主変速機（M）と、前記2つの回転要素に
入力回転を入力する入力手段（4）と、少なくとも3つの要素（21，22，23）を有
する差動機構（20）と、該差動機構の2つの要素（21，22）に前記2つの回転要素
を連結し、他の少なくとも1つの要素（23）と前記2つの要素の一方から選択的に出力
回転を出力する出力手段（3A，3B，C-1～C-3）を有することを特徴とする。

【0022】

上記の構成においても、前記主変速機の2つの回転要素は、それぞれ前記差動機構の異
なる要素に選択的に連結される。

【0023】

上記の構成において、前記主変速機は、少なくとも最低速段である第1変速段を達成可
能とされる。

【0024】

上記の構成において、前記差動機構は、プラネタリギヤからなるものとされる。

【0025】

上記の構成において、前記プラネタリギヤの少なくとも2つの要素を連結する第3クラ
ッチ（C-D）が設けられ、前記プラネタリギヤは、サンギヤ（21）とリングギヤ（2
3）とキャリア（22）の3つの要素からなるダブルプラネタリギヤとされ、そのサンギ
ヤとキャリアのいずれか一方は、前記出力手段を構成する第1軸（3A）に常時連結され
、他方は、前記出力手段を構成する第2軸（3B）に常時連結されると共に、前記第3ク
ラッチ（C-D）を介して前記一方の要素に選択的に連結され、リングギヤは、出力軸（
3C）に常時連結された構成を採ることができる。

【0026】

あるいは前記の構成において、前記プラネタリギヤの少なくとも2つの要素を連結する
第3クラッチ（C-D）が設けられ、前記プラネタリギヤは、サンギヤ（21）とリング
ギヤ（23）とキャリア（22）の3つの要素からなるシングルプラネタリギヤとされ、
そのサンギヤとリングギヤのいずれか一方は、前記出力手段を構成する第1軸（1）に常
時連結され、他方は、前記出力手段を構成する第2軸（2）に常時連結とされると共に、
第3クラッチ（C-D）を介して前記一方の要素に選択的に連結され、キャリアは、出力
軸（3C）に常時連結された構成とすることもできる。

【0027】

また、前記の構成において、前記プラネタリギヤの少なくとも2つの要素を連結する第
3クラッチ（C-D）が設けられ、前記プラネタリギヤは、サンギヤ（21）とリングギ
ヤ（23）とキャリア（22）の3つの要素からなるダブルプラネタリギヤとされ、その
サンギヤとキャリアのいずれか一方は、前記出力手段を構成する第1軸（1）に第1クラ
ッチ（C-1）を介して選択的に連結され、他方は、前記出力手段を構成する第2軸（2
）に第2クラッチを介して選択的に連結されると共に、第3クラッチ（C-D）を介して
リングギヤに選択的に連結され、リングギヤは、出力軸（3C）に常時連結された構成と
することもできる。

【0028】

また、前記の構成において、前記プラネタリギヤの少なくとも2つの要素を連結する第
3クラッチ（C-D）が設けられ、前記プラネタリギヤは、サンギヤ（21）とリングギ

10

20

30

40

50

ヤ（２３）とキャリア（２２）の３つの要素からなるダブルプラネタリギヤとされ、そのサンギヤとキャリアのいずれか一方は、前記出力手段を構成する第１軸（１）に常時連結されると共に、第１クラッチ（Ｃ－１）を介して出力軸（３Ｃ）に選択的に連結され、他方は、前記出力手段を構成する第２軸（２）に常時連結されると共に、第２クラッチ（Ｃ－２）を介して出力軸（３Ｃ）に選択的に連結され、リングギヤは、第３クラッチを介して出力軸（３Ｃ）に選択的に連結された構成とすることもできる。

【００２９】

また、前記の構成において、前記主変速機は、第１クラッチを係合することによって第１変速段を達成し、第２クラッチを係合することによって第２変速段を達成し、第３クラッチを係合することによって、第１変速段と第２変速段の中間段を達成する構成とされる。

10

【００３０】

また、前記の構成において、前記主変速機は、第１クラッチと第３クラッチを係合することによって第１変速段を達成し、第２クラッチと第３クラッチを係合することによって第２変速段を達成し、第１クラッチと第２クラッチを係合することによって、第１変速段と第２変速段の中間段を達成する構成を採ることができる。

【００３１】

また、前記の構成において、前記主変速機は、回転要素として、第１軸上に、第１変速段と、第２変速段より変速比の小さい第３変速段をそれぞれ選択的に達成可能な歯車（１３，１７）を有し、第２軸上に、第２変速段と、第３変速段より変速比の大きな第４変速段をそれぞれ選択的に達成可能な歯車（１１，１５）を有し、第１変速段と第２変速段の間の第１中間段、第２変速段と第３変速段の間の第２中間段、第３変速段と第４変速段の間の第３中間段を達成することによって、前進７段を達成する構成とすることもできる。

20

【００３２】

また、前記の構成において、前記主変速機は、更に、後進状態を達成するための後進用歯車（１９）を有し、主変速機を後進状態とし、第１～第３クラッチのいずれか１つを係合することによって、後進段を達成する構成を採るのも有効である。

【００３３】

また、前記の構成において、前記主変速機は、更に、後進状態を達成するための後進用歯車（１９）を有し、主変速機を後進状態とし、第１～第３クラッチのいずれか２つを係合することによって、後進段を達成する構成とすることもできる。

30

【００３４】

また、前記の構成において、更に前記リングギヤを係止可能なブレーキ（Ｂ－１）が設けられ、該ブレーキ及び第２クラッチ（Ｃ－２）を係合し、かつ主変速機を第２変速段とすることによって、後進段を達成する構成も可能である。

【００３５】

また、前記の構成において、更に前記リングギヤを係止可能なブレーキ（Ｂ－１）が設けられ、該ブレーキ及び第１クラッチ（Ｃ－１）を係合し、かつ主変速機を第１変速段とすることによって、後進段を達成する構成も可能である。

【００３６】

また、前記の構成において、前記サンギヤとリングギヤのいずれか一方を係止可能なブレーキが設けられ、該ブレーキ及びキャリア入力用のクラッチを係合し、かつサンギヤとリングギヤのいずれか他方と連結している軸上の歯車の変速段を達成することによって、該変速段より増速された変速段を達成する構成も可能である。

40

【００３７】

また、前記の構成において、前記サンギヤとキャリアのいずれか一方を係止可能なブレーキ（Ｂ－１）が設けられ、該ブレーキ及びリングギヤ入力用のクラッチ（Ｃ－３）を係合し、かつサンギヤとキャリアのいずれか他方と連結している軸の変速段を達成することによって、該変速段より増速された変速段を達成する構成も可能である。

【００３８】

50

また、前記の構成において、前記サンギヤとリングギヤのいずれか一方を係止可能なブレーキが設けられ、該ブレーキ及びサンギヤとリングギヤのいずれか他方と主変速機を連結するクラッチを係合し、かつリングギヤと連結している軸の変速段を達成することによって、該変速段より増速された変速段を達成する構成も可能である。

【0039】

また、前記の構成において、前記サンギヤとキャリアのいずれか一方を係止可能なブレーキが設けられ、該ブレーキ及びサンギヤとキャリアのいずれか他方と主変速機を連結するクラッチを係合し、かつサンギヤと連結している軸の変速段を達成することによって、該変速段より増速された変速段を達成する構成も可能である。

【0040】

また、前記の構成において、前記主変速機は、前記第1軸上の歯車及び第2軸上の歯車とそれぞれ対をなす歯車を出力軸上に有し、対をなす歯車のいずれか一方は、軸に常時連結され、他方はドッグクラッチを介して軸に選択的に連結可能とされた構成とすることができる。

【0041】

また、前記の構成において、前記主変速機は、前記第1軸上の歯車及び第2軸上の歯車とそれぞれ対をなす歯車を出力軸上に有し、対をなす歯車のいずれか一方は、軸に常時連結され、他方は、多板クラッチを介して軸に選択的に連結可能とされた構成とすることもできる。

【0042】

また、前記の構成において、前記主変速機は、前記第1軸上の歯車及び第2軸上の歯車とそれぞれ対をなす歯車を出力軸上に有し、対をなす歯車のいずれか一方は、直結回転と変速回転を生成可能なプラネタリギヤ機構を介して軸に連結された構成とするのも有効である。

【発明の効果】

【0043】

上記本発明の構成では、プラネタリギヤを介して速度の異なる2つの変速段の変速要素から同時に動力伝達を行わせることができる。これにより、主変速機において達成可能な変速段との組合せで、各変速段の間に中間変速段を生成することができる。したがって、この中間段の生成を利用して変速要素の増設を伴わない多段化によるコンパクトな変速機が実現される。また、中間変速段の生成により、動力伝達状態での変速が可能となるため、トルク抜けのない変速による滑らかな車両加速が可能となる。

【0044】

また、在来の手動変速機のギヤトレイン構成により、異なる変速要素を通る並列な動力伝達流れを生成することで、主変速機に在来の手動変速機を用いて上記の効果を達成する車両用変速機を実現することができる。

【0045】

また、主変速機にプラネタリギヤにより異なる変速要素を通る並列な動力伝達流れを生成することで、ドッグクラッチを用いない自動変速機と同様の制御機構による主変速機の制御が可能となる。

【0046】

特に、プラネタリギヤを主変速機の出力側に配した場合、生成される中間変速段のギヤ比が必ず上位段側のギヤ比に接近したギヤ比となり、高速段に向かうに従ってギヤ比ステップを狭める設定が可能となるため、特に車両走行に適した変速機を実現することができる。

【図面の簡単な説明】

【0047】

【図1】本発明を適用した第1実施形態の車両用変速機のギヤトレインを示すスケルトン図である。

【図2】第1実施形態のギヤトレインの作動図表である。

10

20

30

40

50

【図 3】第 1 実施形態のギヤトレインの速度線図である。

【図 4】第 1 実施形態の車両用変速機による加速特性を示すタイムチャートである。

【図 5】従来の自動 M / T による加速特性を示すタイムチャートである。

【図 6】第 1 実施形態のギヤトレインのプラネタリ部の第 1 変形例を示すスケルトン図である。

【図 7】プラネタリ部の第 2 変形例を示すスケルトン図である。

【図 8】プラネタリ部の第 3 変形例を示すスケルトン図である。

【図 9】プラネタリ部の第 4 変形例を示すスケルトン図である。

【図 10】プラネタリ部の第 5 変形例を示すスケルトン図である。

【図 11】第 2 実施形態の車両用変速機のギヤトレインを示すスケルトン図である。

10

【図 12】第 2 実施形態のギヤトレインの作動図表である。

【図 13】第 2 実施形態のギヤトレインの速度線図である。

【図 14】第 2 実施形態のギヤトレインのプラネタリ部の第 1 変形例を示すスケルトン図である。

【図 15】プラネタリ部の第 2 変形例を示すスケルトン図である。

【図 16】プラネタリ部の第 3 変形例を示すスケルトン図である。

【図 17】プラネタリ部の第 4 変形例を示すスケルトン図である。

【図 18】プラネタリ部の第 5 変形例を示すスケルトン図である。

【図 19】プラネタリ部の第 6 変形例を示すスケルトン図である。

【図 20】プラネタリ部の第 7 変形例を示すスケルトン図である。

20

【図 21】第 2 実施形態のギヤトレインのプラネタリ部のシングルプラネタリ構成とした場合の第 1 変形例を示すスケルトン図である。

【図 22】プラネタリ部の第 2 変形例を示すスケルトン図である。

【図 23】プラネタリ部の第 3 変形例を示すスケルトン図である。

【図 24】プラネタリ部の第 4 変形例を示すスケルトン図である。

【図 25】プラネタリ部の第 5 変形例を示すスケルトン図である。

【図 26】プラネタリ部の第 6 変形例を示すスケルトン図である。

【図 27】プラネタリ部の第 7 変形例を示すスケルトン図である。

【図 28】プラネタリ部の第 8 変形例を示すスケルトン図である。

【図 29】第 3 実施形態のギヤトレインの作動図表である。

30

【図 30】第 3 実施形態のギヤトレインの速度線図である。

【図 31】第 4 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。

【図 32】第 4 実施形態のギヤトレインの作動図表である。

【図 33】第 4 実施形態のギヤトレインの速度線図である。

【図 34】第 5 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。

【図 35】第 5 実施形態のギヤトレインの作動図表である。

【図 36】第 5 実施形態のギヤトレインの速度線図である。

【図 37】第 6 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。

【図 38】第 6 実施形態のギヤトレインの作動図表である。

【図 39】第 6 実施形態のギヤトレインの速度線図である。

40

【図 40】第 7 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。

【図 41】第 7 実施形態のギヤトレインの作動図表である。

【図 42】第 7 実施形態のギヤトレインの速度線図である。

【図 43】第 8 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。

【図 44】第 8 実施形態のギヤトレインの作動図表である。

【図 45】第 8 実施形態のギヤトレインの速度線図である。

【図 46】第 8 実施形態のギヤトレインのプラネタリ部の第 1 変形例を示すスケルトン図である。

【図 47】プラネタリ部の第 2 変形例を示すスケルトン図である。

【図 48】プラネタリ部の第 3 変形例を示すスケルトン図である。

50

- 【図 4 9】 プラネタリ部の第 4 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 5 0】 プラネタリ部の第 5 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 5 1】 プラネタリ部の第 6 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 5 2】 プラネタリ部の第 7 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 5 3】 第 9 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 5 4】 第 9 実施形態のギヤトレインの作動図表である。
- 【図 5 5】 第 9 実施形態のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 5 6】 第 1 0 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 5 7】 第 1 1 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 5 8】 第 1 2 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。 10
- 【図 5 9】 第 1 2 実施形態のギヤトレインの作動図表である。
- 【図 6 0】 第 1 2 実施形態のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 6 1】 第 1 3 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 6 2】 第 1 3 実施形態のギヤトレインの作動図表である。
- 【図 6 3】 第 1 3 実施形態のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 6 4】 第 1 4 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 6 5】 第 1 4 実施形態のギヤトレインの作動図表である。
- 【図 6 6】 第 1 4 実施形態のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 6 7】 第 1 5 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 6 8】 第 1 5 実施形態のギヤトレインの作動図表である。 20
- 【図 6 9】 第 1 5 実施形態のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 7 0】 第 1 5 実施形態のギヤ比ステップの特性を第 1 及び第 2 実施形態との比較で示す速度線図である。
- 【図 7 1】 第 1 5 実施形態のギヤトレインのプラネタリ部をシングルプラネタリ構成とした場合の第 1 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 7 2】 プラネタリ部の第 2 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 7 3】 プラネタリ部の第 3 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 7 4】 プラネタリ部の第 4 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 7 5】 プラネタリ部の第 5 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 7 6】 プラネタリ部の第 6 変形例を示すスケルトン図である。 30
- 【図 7 7】 プラネタリ部をダブルプラネタリ構成とした場合の第 1 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 7 8】 プラネタリ部の第 2 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 7 9】 プラネタリ部の第 3 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 8 0】 プラネタリ部の第 4 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 8 1】 プラネタリ部の第 5 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 8 2】 第 1 6 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 8 3】 第 1 7 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 8 4】 第 1 8 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 8 5】 第 1 9 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。 40
- 【図 8 6】 第 1 9 実施形態のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 8 7】 第 1 5 実施形態のギヤトレインの飛ばし変速の場合の作動図表である。
- 【図 8 8】 第 1 5 実施形態のギヤトレインの飛ばし変速の場合の速度線図である。
- 【図 8 9】 第 2 0 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 9 0】 第 2 0 実施形態のギヤトレインの作動図表である。
- 【図 9 1】 第 2 0 実施形態のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 9 2】 第 2 1 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 9 3】 第 2 1 実施形態のギヤトレインの作動図表である。
- 【図 9 4】 第 2 1 実施形態のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 9 5】 第 2 2 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。 50

【図 9 6】第 2 2 実施形態のギヤトレインの速度線図である。

【図 9 7】第 2 3 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。

【図 9 8】第 2 3 実施形態のギヤトレインの速度線図である。

【図 9 9】第 2 4 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。

【図 1 0 0】第 2 4 実施形態のギヤトレインの作動図表である。

【図 1 0 1】第 2 4 実施形態のギヤトレインの速度線図である。

【図 1 0 2】第 2 5 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。

【図 1 0 3】第 2 5 実施形態のギヤトレインの作動図表である。

【図 1 0 4】第 2 5 実施形態のギヤトレインの速度線図である。

【図 1 0 5】従来の自動化されたマニュアルトランスミッションのスケルトン図である。

10

【発明を実施するための形態】

【0 0 4 8】

以下、図面に沿い、本発明の実施形態を説明する。図 1～図 3 は本発明の車両用変速機の第 1 実施形態を示す。図 1 にそのギヤトレイン構成をスケルトンで示すように、この変速機は、複数の回転要素 1 1～1 8 を有し、これら回転要素を通る並列な動力伝達流れの選択により複数の変速段を達成する主変速機（実施形態の説明において、M/T 部という）M と、プラネタリギヤ 2 0 からなる差動機構（同じく、プラネタリ部という）S と、プラネタリ部 S の 2 つの要素 2 1, 2 2 を M/T 部 M の異なる回転要素に連結する手段として第 1 軸 1 と第 2 軸 2 を備えることを構成の基本とする。

【0 0 4 9】

20

この形態の場合、M/T 部 M は、その回転要素として複数の常時嚙合式の歯車対 1 1～1 8 を包含し、回転要素を通る動力伝達流れを選択する 2 つのドッグクラッチ 3 1, 3 2 を有する。この M/T 部 M は、内外二重の第 1 軸 1 及び第 2 軸 2 をプラネタリ部 S に連結する入力手段とし、それらの上の回転要素としての歯車、すなわち各ドライブギヤ 1 1, 1 3, 1 5, 1 7 から出力軸 3 上の各ドリブンギヤ 1 2, 1 4, 1 6, 1 8 に平行軸で動力を伝達する構成とされている。第 1 軸 1 上の第 2 速及び第 4 速用のドライブギヤ 1 3, 1 7 は第 1 軸 1 に回転自在に支持され、それらの間に配置されたドッグクラッチ 3 1 の軸方向移動により第 1 軸 1 に選択的に連結可能とされている。これら第 2 速及び第 4 速用のドライブギヤ 1 3, 1 7 と対をなすそれぞれのドリブンギヤ 1 4, 1 8 は、それぞれ出力軸 3 に一体回転可能に連結されている。第 2 軸 2 上の第 1 速及び第 3 速用のドライブギヤ 1 1, 1 5 とリバース用のドライブギヤ 1 9 は、第 2 軸 2 に一体回転可能に連結されている。これら第 1 速及び第 3 速用のドライブギヤ 1 1, 1 5 と対をなすそれぞれのドリブンギヤ 1 2, 1 6 は、出力軸 3 上に回転自在に支持され、それらの間に配置されたドッグクラッチ 3 2 の軸方向移動により出力軸 3 に選択的に連結可能とされている。また、リバース用のドライブギヤ 1 9 とドッグクラッチ 3 2 の外周歯で構成されるリバース用のドリブンギヤは、カウンタギヤ 3 0 を介して相互に嚙合い、ドッグクラッチ 3 2 の中立位置においてリバースギヤ列 1 9, 3 0, 3 2 を通る動力伝達を可能としている。

30

【0 0 5 0】

プラネタリ部 S のプラネタリギヤ 2 0 は、サンギヤ 2 1 と、リングギヤ 2 3 と、サンギヤ 2 1 とリングギヤ 2 3 に個々に嚙合い且つ相互に嚙合うピニオン 2 4, 2 5 を有するダブルピニオン構成とされている。プラネタリギヤ 2 0 のサンギヤ 2 1 は、第 2 軸 2 に常時連結され、この第 2 軸 2 が第 1 の入力手段の一方を構成する第 2 クラッチ（C-2）を介して入力軸 4 に連結可能とされ、ピニオン 2 4, 2 5 を支持するキャリア 2 2 は、第 1 軸 1 に常時連結されると共に、第 1 の入力手段の他方を構成する第 1 クラッチ（C-1）を介して入力軸 4 に連結可能とされている。リングギヤ 2 3 は、第 2 の入力手段の一部を構成する第 3 クラッチ（C-3）を介して入力軸 4 に連結可能とされている。そして、プラネタリ部 S の入力軸 4 は、エンジン（E/G）のフライホイールダンパ（F/W）に連結されている。

40

【0 0 5 1】

こうした構成からなる変速機は、図 2 にその作動を図表化して示すように、M/T 部 M

50

の第1歯車対11, 12(以下、この実施形態の説明において、第1歯車対を<1>で表す)をドッグクラッチ32で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第2クラッチ(C-2)を係合することで第1速(1st)を達成する。この状態で、エンジン(E/G)の回転がプラネタリ部Sの第2クラッチ(C-2)経由で第2軸2からM/T部Mのドライブギヤ11に輸入され、第1歯車対<1>で減速され、ドッグクラッチ32を経て出力軸3に伝達される。このときの変速比は、第1歯車対<1>のギヤ比に従う第1速の変速比となり、この変速機の最低速段となる。

【0052】

次に、第2速(2nd)は、M/T部Mの第1歯車対<1>をドッグクラッチ32で出力軸3に連結すると共に、第2歯車対13, 14(同様に<2>で表す)をドッグクラッチ31で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第3クラッチ(C-3)を係合することで達成される。この状態が前変速段を第1速とする1-2変速で生じる場合、両ドッグクラッチ31, 32の係合により第1歯車対<1>と第2歯車対<2>が共に出力軸3に連結された状態となることで、第1歯車対<1>のドライブギヤ11と第2歯車対<2>のドライブギヤ13に連結する第2軸2と第1軸1との間に、第1歯車対<1>のギヤ比と第2歯車対<2>のギヤ比の中間のギヤ比が生成され、第2軸2に連結するプラネアリギヤ20のサンギヤ21と第1軸1に連結するキャリア22の回転関係が定まる。この状態が第1速での走行状態で生じるとすると、サンギヤ21の回転はエンジン回転と等しい回転であるのに対して、キャリア22の回転はそれより減速された回転となり、リングギヤ23はこれらの回転に規制されて空転している。この状態で第2クラッチ(C-2)を解放し、第3クラッチ(C-3)の係合に移行して、空転中のリングギヤ23にエンジン回転が輸入されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ23からキャリア22へのトルク伝達と、リングギヤ23からキャリア22経由でサンギヤ21へのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第1軸1と第2軸2経由で両歯車対<1>, <2>を介して出力軸3に伝達されて第2速の変速段が達成される。

【0053】

第3速(3rd)は、M/T部Mの第2歯車対<2>をドッグクラッチ31で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第1クラッチ(C-1)を係合することで達成される。この状態で、エンジン(E/G)の回転が第1クラッチ(C-1)経由でキャリア22に輸入され、その回転がドッグクラッチ31を経て第2歯車対<2>に伝達され、そこで第2歯車対<2>のギヤ比で減速されて出力軸3に伝達される。

【0054】

第4速(4th)は、M/T部Mの第2歯車対<2>をドッグクラッチ31で出力軸3に連結すると共に、第3歯車対15, 16(同じく<3>で表す)をドッグクラッチ32で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第3クラッチ(C-3)を係合することで達成される。この状態が前変速段を第3速とする3-4変速で生じる場合、両ドッグクラッチ31, 32の係合により第2歯車対<2>と第3歯車対<3>が共に出力軸3に連結された状態となることで、第2歯車対<2>のドライブギヤ13と第3歯車対<3>のドライブギヤ15に連結する第2軸2と第1軸1との間に、第2歯車対<2>のギヤ比と第3歯車対<3>のギヤ比の中間のギヤ比が生成され、第2軸2に連結するプラネアリギヤ20のサンギヤ21と第1軸1に連結するキャリア22の回転関係が定まる。この状態が第3速での走行状態で生じるとすると、キャリア22の回転はエンジン回転と等しい回転であるのに対して、サンギヤ21の回転はそれより増速された回転となり、リングギヤ23はこれらの回転に規制されて空転している。この状態で第1クラッチ(C-1)を解放し、第3クラッチ(C-3)の係合に移行して、空転中のリングギヤ23にエンジン回転が輸入されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ23からキャリア22へのトルク伝達と、リングギヤ23からキャリア22経由でサンギヤ21へのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第1軸1と第2軸2経由で両歯車対<2>, <3>を介して出力軸3に伝達されて第4速の変速段が達成される。

【0055】

第5速（5 t h）は、M／T部Mの第3歯車対＜3＞をドッグクラッチ32で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第2クラッチ（C－2）を係合することで達成される。この状態で、エンジン（E／G）の回転が第2クラッチ（C－2）経由で第2軸2に入力され、その回転が第3歯車対＜3＞に伝達され、そこで第3歯車対＜3＞のギヤ比で増速され、ドッグクラッチ32を経て出力軸3に伝達される。

【0056】

第6速（6 t h）は、M／T部Mの第3歯車対＜3＞をドッグクラッチ32で出力軸3に連結すると共に、第4歯車対17，18（同じく＜4＞で表す）をドッグクラッチ31で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第3クラッチ（C－3）を係合することで達成される。この状態が前変速段を第5速とする5－6変速で生じる場合、両ドッグクラッチ31，32の係合により第3歯車対＜3＞と第4歯車対＜4＞が共に出力軸3に連結された状態となることで、第3歯車対＜3＞のドライブギヤ15と第4歯車対＜4＞のドライブギヤ17に連結する第2軸2と第1軸1との間に、第3歯車対＜3＞のギヤ比と第4歯車対＜4＞のギヤ比の中間のギヤ比が生成され、第2軸2に連結するプラネアリギヤ20のサンギヤ21と第1軸1に連結するキャリア22の回転関係が定まる。この状態が第5速での走行状態で生じるとすると、キャリア22の回転はエンジン回転と等しい回転であるのに対して、サンギヤ21の回転はそれより増速された回転となり、リングギヤ23はこれらの回転に規制されて空転している。この状態で第2クラッチ（C－2）を解放し、第3クラッチ（C－3）の係合に移行して、空転中のリングギヤ23にエンジン回転が入力されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ23からキャリア22へのトルク伝達と、リングギヤ23からキャリア22経由でサンギヤ21へのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第1軸1と第2軸2経由で両歯車対＜3＞，＜4＞を介して出力軸3に伝達されて第6速の変速段が達成される。

【0057】

第7速（7 t h）は、M／T部Mの第4歯車対＜4＞をドッグクラッチ32で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第1クラッチ（C－1）を係合することで達成される。この状態で、エンジン（E／G）の回転が第1クラッチ（C－1）経由で第1軸1に入力され、その回転がドッグクラッチ31を経て第4歯車対＜4＞に伝達され、そこで第4歯車対＜4＞のギヤ比で増速されて出力軸に伝達される。

【0058】

なお、リバース（R e v）は、M／T部Mのドッグクラッチ32を中立として、リバースギヤ列19，30を出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第2クラッチ（C－2）を係合することで達成される。この状態で、エンジン（E／G）の回転が第2クラッチ（C－2）経由で第2軸2に入力され、その回転がリバースギヤ列19，30で減速且つカウンタギヤ30経由で前記各変速段とは逆転されて出力軸3に伝達される。

【0059】

以上の各変速段達成の経緯から分かるように、各奇数の変速段がプラネタリギヤ20の変速要素を変速に関与しない単なる動力伝達部材すなわち動力通過部材として達成されるのに対して、各偶数の変速段は、プラネタリギヤ20の変速要素を機能させて達成される。しかも、これら各偶数の変速段は、それを挟む奇数の変速段の達成時に連結される2つの歯車対の同時連結により達成される。

【0060】

このようにして達成される各変速段におけるプラネタリギヤ20の3つの変速要素の挙動を図3に速度線図で示す。この速度線図は、一般的な自動変速機の入力回転数を基準（速度比1）として変速特性を示す表記形式と異なり、出力軸3に伝達される出力回転数を基準（速度比1）として、各変速要素であるサンギヤ、リングギヤ及びキャリアの速度比を●印で変速段を表す数字を白抜きして表しており、これらの速度比はすなわちエンジン回転数の速度比と同義である。ちなみに第1速におけるエンジン速度比が最も高いのは、エンジン回転に対して変速機の減速比が最も大きいことを表す。また○印で囲った数字は、その変速段において連結されるM／T部Mの第1～第4歯車対を表す。

【0061】

この速度線図から分かるように、偶数の変速段は、M/T部Mの第1～第4歯車対<1>～<4>により本来達成可能な奇数変速段に対する中間段としてのギヤ比で、隣り合う両偶数変速段を達成する歯車対による同時動力伝達により達成されるもので、隣り合う奇数の変速段に対する経過段としても機能するものである。したがって、この変速機によれば、従来形式の常時噛合式の4速変速機に対して、歯車対を増やさずに各変速段の中間に、ギヤ比ステップを密にする形態で3速の変速段を付加することができる。

【0062】

次に示す図4及び図5は、本実施形態の変速機と、従来の自動M/Tによる車両加速時の変速のタイムチャートを示す。図5に示す従来のものでは、各変速段間（図には第1速（1st）～第3速（3rd）までを示す）にニュートラル（N）を通る際のトルク抜けによる加速度0の期間が生じ、そのときに惰行による速度増加の平坦期間が生じるのに対して、本実施形態のものでは、シフト中も前変速段を達成していた何れかの歯車対による動力伝達状態が継続することで、変速の間にニュートラル期間が存在しないため、トルク抜けによる加速度0の期間が生じず、速度増加も連続した滑らかなものとなる。かくして、本実施形態の変速機によれば、手動変速機に不可避の変速時のトルク抜けによる違和感の発生をなくすることができる。

【0063】

この第1実施形態におけるプラネタリ部SとM/T部Mの連結手段（第1軸1及び第2軸2）及び入力手段（第1クラッチ及び第2クラッチ）による連結関係は、種々に変更することができる。次に示す図6～図8はこうした変形例を示す。図6に示す変形例は、第1実施形態に対してサンギヤ21とキャリア22の第1軸1と第2軸2に対する連結関係のみを実質的に変更した例である。この変形例では、サンギヤ21が第1軸1に連結され、キャリア22が第2軸2に連結されている。各クラッチの位置は、この変更に合わせて入替わっているが、それらによる連結関係は特に変更されていない。また、図7に示す変形例は、先の変形例に対して第2クラッチ（C-2）の位置だけを変更したものである。次の図8に示す変形例は、第1実施形態に対して接続関係を一切変更せずに、第1クラッチ（C-1）と第3クラッチ（C-3）の位置だけを入替えたものである。

【0064】

また、前記第1実施形態では、プラネタリ部Sをダブルプラネタリ構成としたが、これをシングルプラネタリ構成に変更することもできる。次に示す図9及び図10はこうした変形例を示す。図9に示す変形例は、シングルプラネタリギヤ20のサンギヤ21を第1軸1に連結すると共に、第1クラッチ（C-1）を介して入力軸4に連結可能とし、リングギヤ23を第2軸2に連結すると共に、第2クラッチ（C-2）を介して入力軸4に連結可能とし、キャリア22を第3クラッチ（C-3）を介して入力軸4に連結可能としたものである。また、図10に示す変形例は、シングルプラネタリギヤ20のサンギヤ21を第2軸2に連結すると共に、第2クラッチ（C-2）を介して入力軸4に連結可能とし、リングギヤ23を第1軸1に連結すると共に、第1クラッチ（C-1）を介して入力軸4に連結可能とし、キャリア22を第3クラッチ（C-3）を介して入力軸4に連結可能としたものである。

【0065】

次に、図11～図13は、本発明の第2実施形態を示す。この形態は、図11にスケルトンでギヤトレインを示すように、第1実施形態に対してプラネタリ部Sの構成を変更したものである。この形態では、プラネタリ部Sのプラネタリギヤ20のキャリア22が第1クラッチ（C-1）を介して第1軸1に連結可能とされ、サンギヤ21が第2クラッチ（C-2）を介して第2軸2に連結可能とされると共に、第3クラッチ（C-D）を介して入力軸4に連結可能とされ、リングギヤ23が入力軸4に常時連結されている。この形態における第3クラッチ（C-D）は、第1実施形態やその変更例の場合と異なり、プラネタリギヤ20のサンギヤ21とリングギヤ23を連結するダイレクトクラッチを構成している。

10

20

30

40

50

【0066】

こうした構成からなる変速機は、図12にその作動を図表化して示すように、M/T部Mの第1歯車対11, 12（以下、この実施形態の説明においても、第1歯車対を<1>で表す）をドッグクラッチ32で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sのダイレクトクラッチ（C-D）を係合することでプラネタリギヤ20を一体回転させると共に第2クラッチ（C-2）を係合することで第1速（1st）を達成する。この状態で、エンジン（E/G）の回転がプラネタリ部Sのダイレクトクラッチ（C-D）と第2クラッチ（C-2）経由で第2軸2からM/T部Mのドライブギヤ11に入力され、第1歯車対<1>で減速され、ドッグクラッチ32を経て出力軸3に伝達される。このときの変速比は、第1歯車対<1>のギヤ比に従う第1速の変速比となり、この変速機の最低速段となる。

10

【0067】

次に、第2速（2nd）は、M/T部Mの第1歯車対<1>をドッグクラッチ32で出力軸3に連結すると共に、第2歯車対13, 14（同様に<2>で表す）をドッグクラッチ31で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第1クラッチ（C-1）と第2クラッチ（C-2）を係合することで達成される。この状態が前変速段を第1速とする1-2変速で生じる場合、両ドッグクラッチ31, 32の係合により第1歯車対<1>と第2歯車対<2>が共に出力軸3に連結された状態となることで、第1歯車対<1>のドライブギヤ11と第2歯車対<2>のドライブギヤ13に連結する第2軸2と第1軸1との間に、第1歯車対<1>のギヤ比と第2歯車対<2>のギヤ比の中間のギヤ比が生成され、第2軸2に連結するプラネアリギヤ20のサンギヤ21と第1軸1に連結するキャリア22の回転関係が定まる。この状態が第1速での走行状態で生じるとすると、プラネアリギヤ20は直結状態であるため、サンギヤ21、キャリア22及びリングギヤ23は全てエンジン回転と等しい回転となっている。この状態でダイレクトクラッチ（C-D）を解放し、第1クラッチ（C-1）の係合に移行して、サンギヤ21の空転が許容されるようになることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ23からキャリア22へのトルク伝達と、リングギヤ23からキャリア22経由でサンギヤ21へのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第1軸1と第2軸2経由で両歯車対<1>, <2>を介して出力軸3に伝達されて第2速の変速段が達成される。

20

【0068】

第3速（3rd）は、M/T部Mの第2歯車対<2>をドッグクラッチ31で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第1クラッチ（C-1）とダイレクトクラッチ（C-D）を係合することで達成される。この状態で、エンジン（E/G）の回転がキャリア22から第1クラッチ（C-1）経由で第1軸1に入力され、その回転がドッグクラッチ31を経て第2歯車対<2>に伝達され、そこで第2歯車対<2>のギヤ比で減速されて出力軸3に伝達される。

30

【0069】

第4速（4th）は、M/T部Mの第2歯車対<2>をドッグクラッチ31で出力軸3に連結すると共に、第3歯車対15, 16（同じく<3>で表す）をドッグクラッチ32で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第1クラッチ（C-1）と第2クラッチ（C-2）を係合することで達成される。この状態が前変速段を第3速とする3-4変速で生じる場合、両ドッグクラッチ31, 32の係合により第2歯車対<2>と第3歯車対<3>が共に出力軸3に連結された状態となることで、第2歯車対<2>のドライブギヤ13と第3歯車対<3>のドライブギヤ15に連結する第2軸2と第1軸1との間に、第2歯車対<2>のギヤ比と第3歯車対<3>のギヤ比の中間のギヤ比が生成され、第2軸2に連結するプラネアリギヤ20のサンギヤ21と第1軸1に連結するキャリア22の回転関係が定まる。この状態が第3速での走行状態で生じるとすると、プラネアリギヤ20は直結状態であるため、サンギヤ21、キャリア22及びリングギヤ23は全てエンジン回転と等しい回転となっている。この状態でダイレクトクラッチ（C-D）を解放し、第2クラッチ（C-2）の係合に移行して、プラネアリギヤ20は直結状態が解除されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ23からキャリア22へのトルク伝達と

40

50

、リングギヤ 2 3 からキャリア 2 2 経由でサンギヤ 2 1 へのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第 1 軸 1 と第 2 軸 2 経由で両歯車対 < 2 > , < 3 > を介して出力軸 3 に伝達されて第 4 速の変速段が達成される。

【0070】

第 5 速 (5 t h) は、M / T 部 M の第 3 歯車対 < 3 > をドッグクラッチ 3 2 で出力軸 3 に連結し、プラネタリ部 S の第 2 クラッチ (C - 2) とダイレクトクラッチ (C - D) を係合することで達成される。この状態で、エンジン (E / G) の回転がダイレクトクラッチ (C - D) と第 2 クラッチ (C - 2) 経由で第 2 軸 2 に入力され、その回転が第 3 歯車対 < 3 > に伝達され、そこで第 3 歯車対 < 3 > のギヤ比で増速され、ドッグクラッチ 3 2 を経て出力軸 3 に伝達される。

10

【0071】

第 6 速 (6 t h) は、M / T 部 M の第 3 歯車対 < 3 > をドッグクラッチ 3 2 で出力軸 3 に連結すると共に、第 4 歯車対 1 7 , 1 8 (同じく < 4 > で表す) をドッグクラッチ 3 1 で出力軸 3 に連結し、プラネタリ部 S の第 1 クラッチ (C - 1) と第 2 クラッチ (C - 2) を係合することで達成される。この状態が前変速段を第 5 速とする 5 - 6 変速で生じる場合、両ドッグクラッチ 3 1 , 3 2 の係合により第 3 歯車対 < 3 > と第 4 歯車対 < 4 > が共に出力軸 3 に連結された状態となることで、第 3 歯車対 < 3 > のドライブギヤ 1 5 と第 4 歯車対 < 4 > のドライブギヤ 1 7 に連結する第 2 軸 2 と第 1 軸 1 との間に、第 3 歯車対 < 3 > のギヤ比と第 4 歯車対 < 4 > のギヤ比の中間のギヤ比が生成され、第 2 軸 2 に連結するプラネアリギヤ 2 0 のサンギヤ 2 1 と第 1 軸 1 に連結するキャリア 2 2 の回転関係が定まる。この状態が第 5 速での走行状態で生じるとすると、プラネアリギヤ 2 0 は直結状態であるため、サンギヤ 2 1 、キャリア 2 2 及びリングギヤ 2 3 は全てエンジン回転と等しい回転となっている。この状態でダイレクトクラッチ (C - D) を解放し、第 1 クラッチ (C - 1) の係合に移行して、プラネアリギヤ 2 0 は直結状態が解除されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ 2 3 からキャリア 2 2 へのトルク伝達と、リングギヤ 2 3 からキャリア 2 2 経由でサンギヤ 2 1 へのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第 1 軸 1 と第 2 軸 2 経由で両歯車対 < 3 > , < 4 > を介して出力軸 3 に伝達されて第 6 速の変速段が達成される。

20

【0072】

第 7 速 (7 t h) は、M / T 部 M の第 4 歯車対 < 4 > をドッグクラッチ 3 2 で出力軸 3 に連結し、プラネタリ部 S の第 1 クラッチ (C - 1) とダイレクトクラッチ (C - D) を係合することで達成される。この状態で、エンジン (E / G) の回転が第 1 クラッチ (C - 1) 経由で第 1 軸 1 に入力され、その回転がドッグクラッチ 3 1 を経て第 4 歯車対 < 4 > に伝達され、そこで第 4 歯車対 < 4 > のギヤ比で増速されて出力軸 3 に伝達される。

30

【0073】

なお、リバース (R e v) は、M / T 部 M のドッグクラッチ 3 2 を中立として、リバースギヤ列 1 9 , 3 0 を出力軸 3 に連結し、プラネタリ部 S の第 2 クラッチ (C - 2) とダイレクトクラッチ (C - D) を係合することで達成される。この状態で、エンジン (E / G) の回転が第 2 クラッチ (C - 2) 経由で第 2 軸 2 に入力され、その回転がリバースギヤ列 1 9 , 3 0 で減速且つカウンタギヤ 3 0 経由で前記各変速段とは逆転されて出力軸 3 に伝達される。

40

【0074】

以上の各変速段達成の経緯から分かるように、この第 2 実施形態においても、各奇数の変速段がプラネタリギヤ 2 0 の変速要素を変速に関与しない単なる動力伝達部材として達成されるのに対して、各偶数の変速段は、プラネタリギヤ 2 0 の変速要素を機能させて達成される。しかも、これら各偶数の変速段は、それを挟む奇数の変速段の達成時に連結される 2 つの歯車対の同時連結により達成される。

【0075】

このようにして達成される各変速段におけるプラネタリギヤ 2 0 の 3 つの変速要素の挙動を図 1 3 に速度線図で示す。この速度線図も、一般的な自動変速機の入力回転数を基準

50

(速度比 1) として変速特性を示す表記形式と異なり、出力軸 3 に伝達される出力回転数を基準 (速度比 1) として、各変速要素であるサンギヤ、リングギヤ及びキャリアの速度比を●印で変速段を表す数字を白抜きして表しており、これらの速度比はすなわちエンジン回転数の速度比と同義である。ちなみに第 1 速におけるエンジン速度比が最も高いのは、エンジン回転に対して変速機の減速比が最も大きいことを表す。また○印で囲った数字は、その変速段において連結される M/T 部 M の第 1 ～第 4 歯車対を表す。

【0076】

この速度線図から分かるように、偶数の変速段は、M/T 部 M の第 1 ～第 4 歯車対 < 1 > ～< 4 > により本来達成可能な奇数変速段に対する中間段としてのギヤ比で、隣り合う両偶数変速段を達成する歯車対による同時動力伝達により達成されるもので、隣り合う奇数の変速段に対する経過段としても機能するものである。したがって、この第 2 実施形態の変速機によっても、従来形式の常時噛合式の 4 速変速機に対して、歯車対を増やさずに各変速段の中間に、ギヤ比ステップを密にする形態で 3 速の変速段を付加することができる。

10

【0077】

このロックアップ方式を採るプラネタリ部についても、第 1 実施形態の場合と同様に種々の変更が可能である。図 14 に示す第 1 変形例は、第 2 実施形態に対してプラネタリギヤ 20 のキャリア 22 とサンギヤ 21 の第 1 軸 1 と第 2 軸 2 への連結関係を入替えたものである。すなわち、この例では、リングギヤ 23 を入力軸 4 に連結し、ダイレクトクラッチ (C-D) がリングギヤ 23 とサンギヤ 21 を直結する構成としてしている点はそのままで、サンギヤ 21 を第 1 クラッチ (C-1) を介して第 1 軸 1 に連結し、キャリア 22 を第 2 クラッチ (C-2) を介して第 2 軸 2 に連結している。

20

【0078】

次の図 15 に示す第 2 変形例は、先の第 1 変形例に対して、ダイレクトクラッチ (C-D) による連結対象をキャリア 22 とサンギヤ 21 に変更したものである。また、図 16 に示す第 3 変形例は、第 2 実施形態に対して、ダイレクトクラッチ (C-D) による連結対象をキャリア 22 とサンギヤ 21 に変更したものである。この場合のダイレクトクラッチ (C-D) は、図 17 に示す第 4 変形例のように、プラネタリギヤ 20 の前側に配置することもできる。

【0079】

更に図 18 に示す第 5 変形例は、第 1 変形例に対して、ダイレクトクラッチ (C-D) による連結対象をリングギヤ 23 とキャリア 22 に変更したものである。また、図 19 に示す第 6 変形例は、第 2 実施形態に対して、ダイレクトクラッチ (C-D) による連結対象をリングギヤ 23 とキャリア 22 に変更したものである。この場合のダイレクトクラッチ (C-D) は、図 20 に示す第 7 変形例のように、プラネタリギヤ 20 の前側に配置することもできる。

30

【0080】

以上の各変形例は、第 2 実施形態に対してプラネタリ部の連結関係を変更したものであるが、プラネタリ部のプラネタリギヤ 20 をシングルプラネタリとした場合についても、同様の種々の連結関係の変更が可能である。この場合、キャリア 22 を入力軸 4 へ常時連結することが前提となる。先ず、図 21 に示す第 8 変形例は、シングルプラネタリギヤのリングギヤ 23 とサンギヤ 21 との間をダイレクトクラッチ (C-D) で直結可能とするもので、この例では、サンギヤ 21 が第 1 クラッチ (C-1) を介して第 1 軸 1 に連結可能とされ、リングギヤ 23 が第 2 クラッチ (C-2) を介して第 2 軸 2 に連結可能とされている。この場合のサンギヤ 21 とリングギヤ 23 の第 1 軸 1 と第 2 軸 2 に対する連結関係を入替えたのが、図 22 に示す第 9 変形例である。

40

【0081】

次の図 23 に示す第 10 変形例は、第 8 変形例 (図 21 参照) に対して、ダイレクトクラッチ (C-D) による直結要素をキャリア 22 とサンギヤ 21 に変更した例である。また、図 24 に示す第 11 変形例は、第 9 変形例 (図 22 参照) に対して、ダイレクトクラ

50

ッチ（C-D）による直結要素をキャリア22とサンギヤ21に変更した例である。この場合も、図25の第12変形例に示すように、ダイレクトクラッチ（C-D）をプラネタリギヤ20の前側に配置する変更が可能である。

【0082】

更に図26に示す第13変形例は、第8変形例（図21参照）又は第10変形例（図23参照）に対して、ダイレクトクラッチ（C-D）による直結要素をリングギヤ23とキャリア22に変更した例である。また、図27に示す第14変形例は、第9変形例（図22参照）に対して、ダイレクトクラッチ（C-D）による直結要素をリングギヤ23とキャリア22に変更した例である。この場合も、図28の第15変形例に示すように、ダイレクトクラッチ（C-D）をプラネタリギヤ20に前側に配置する変更が可能である。

10

【0083】

以上の各実施形態とそれらの各変形例は、専らギヤトレインのプラネタリ部の構成を変更したものであるが、ギヤトレインの構成自体を変更することなく、その制御の変更で、達成される変速段数を変えることもできる。次の図29及び図30に示す第3実施形態は、こうした変更の一例を示す。この場合、ギヤトレインとしては、先の第1実施形態のものを用いるものとして、図29に示すように、先の形態における第4速を飛ばす変速を行なうことで、前進6速の変速機を構成している。

【0084】

この場合、飛ばし変速段が介在する第3速と第4速間の変速が、図30に速度線図を示すように不連続（図に破線で示す）となるが、この変速期間中だけM/T部Mの2つの歯車対<2>、<3>を同時に出力軸3に連結しておくことで、プラネタリ部のキャリア21のエンジン回転に対して、サンギヤ21の回転を第3歯車対<3>によるギヤ比分だけ低速で回転させておき、在来の自動変速機のように第1クラッチ（C-1）と第2クラッチ（C-2）の掴み替えによるトルク移管で、トルク抜けを生じさせることなく、変速を行なうことができる。この場合のトルク移管は、予め車両の走行速度に適合した第1軸1と第2軸2間でのトルク移管となり、在来の自動変速機のように回転要素の速度変化を伴うものではないため、それによるイナーシャトルクが生じることなくなされるため、両クラッチの掴み替え制御は、在来の自動変速機のものに比べて単純なものとなる。

20

【0085】

次の図31～図33に示す第4実施形態は、先の第1実施形態に対して第1軸1と第2軸2を入替えたものである。この形態の場合のプラネタリ部の各クラッチの作動は、第1実施形態に対して、第1クラッチ（C-1）と第2クラッチ（C-2）の作動が入れ替わった関係となり、これに伴って、図33に示す速度線図上では、変速段に対するエンジンとの連結要素がキャリア22とサンギヤ21が入れ替わった関係となる点が相違するが、実体的には第1実施形態と同様となる。したがって、冗長を避ける意味で、この形態により達成される各変速段の作動説明は省略し、第1実施形態の説明における第1クラッチと第2クラッチの相互読み替えと、キャリア22とサンギヤ21の相互読み替えによる参照を以って説明に代える。

30

【0086】

次に、図34～図36は、第5実施形態を示す。この形態は、先の第1実施形態におけるM/T部Mの第4歯車対<4>をなくして変速機を5速化したものである。この第4歯車対<4>の廃止に伴い、第2歯車対のドライブギヤ13は第1軸1に直接連結され、不要となったドッグクラッチ31は除去されている。このギヤトレインにおける作動は、図35に示すように、当然ながら高速段側の第6速と第7速がなくなり、図36に示す速度線図上でも、それらがなくなっている。プラネタリ部Sの各クラッチとM/T部Mの各ギヤ対の作動により達成される各変速段も第1～第5速及び後進について全て第1実施形態の場合と同様となるので、第1実施形態の作動説明の参照を以って、説明に代える。

40

【0087】

このようにM/T部Mの構成を簡略化した構成によっても、プラネタリ部Sのプラネタリギヤを多要素化することで7速を達成することができる。図37～図39は、こうした

50

第 6 実施形態を示す。この第 6 実施形態では、プラネタリギヤが、それを構成する要素として、大径及び小径の 2 つのサンギヤ 2 1 B, 2 1 A と、それらに個々に噛み合い且つ相互に噛み合うロングピニオン 2 5 及びショートピニオン 2 4 を共に支持するキャリア 2 2 と、ロングピニオン 2 5 に噛み合うリングギヤ 2 3 を有するラビニヨタイプのものに置き換えられている。この形態では、大径サンギヤ 2 1 B が第 1 軸 1 に連結され、小径サンギヤ 2 1 A が第 2 軸 2 に連結され、全ての回転要素が入力軸 4 に各クラッチを介して連結可能とされている。すなわち大径サンギヤ 2 1 B は第 1 クラッチ (C-1) を介して、小径サンギヤ 2 1 A は第 2 クラッチ (C-2) を介して、キャリア 2 2 は第 3 クラッチ (C-3) を介して、またリングギヤ 2 3 は第 4 クラッチ (C-4) を介して、それぞれ入力軸 4 に連結可能とされている。

10

【0088】

こうした構成からなる変速機は、図 38 にその作動を図表化して示すように、M/T 部 M の第 1 歯車対 1 1, 1 2 (以下、この実施形態の説明においても、第 1 歯車対を <1> で表す) をドッグクラッチ 3 2 で出力軸 3 に連結し、プラネタリ部 S の第 2 クラッチ (C-2) を係合することで第 1 速 (1 s t) を達成する。この状態で、エンジン (E/G) の回転がプラネタリ部 S の第 2 クラッチ (C-2) 経由で第 2 軸 2 から M/T 部 M のドライブギヤ 1 1 に入力され、第 1 歯車対 <1> で減速され、ドッグクラッチ 3 2 を経て出力軸 3 に伝達される。このときの変速比は、第 1 歯車対 <1> のギヤ比に従う第 1 速の変速比となり、この変速機の最低速段となる。

【0089】

20

次に、第 2 速 (2 n d) は、M/T 部 M の第 1 歯車対 <1> をドッグクラッチ 3 2 で出力軸 3 に連結し、プラネタリ部 S の第 4 クラッチ (C-4) を係合することで達成される。この状態が前変速段を第 1 速とする 1-2 変速で生じる場合、ドッグクラッチ 3 2 の係合により第 1 歯車対 <1> と第 2 歯車対 <2> が共に出力軸 3 に連結された状態となることで、第 1 歯車対 <1> のドライブギヤ 1 1 と第 2 歯車対 <2> のドライブギヤ 1 3 に連結する第 2 軸 2 と第 1 軸 1 との間に、第 1 歯車対 <1> のギヤ比と第 2 歯車対 <2> のギヤ比の中間のギヤ比が生成され、第 2 軸 2 に連結するプラネタリギヤ 2 0 の小径サンギヤ 2 1 A と第 1 軸 1 に連結する大径サンギヤ 2 1 B の回転関係が定まる。この状態が第 1 速での走行状態で生じるとすると、小径サンギヤ 2 1 A の回転はエンジン回転と等しい回転であるのに対して、大径サンギヤ 2 1 B の回転はそれより減速された回転となり、キャリア 2 2 はこれらの回転に規制されて空転している。この状態で第 2 クラッチ (C-2) を解放し、第 4 クラッチ (C-4) の係合に移行して、空転中のリングギヤ 2 3 にエンジン回転が入力されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ 2 3 からキャリア 2 2 経由での両サンギヤ 2 1 A, 2 1 B へのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第 1 軸 1 と第 2 軸 2 経由で両歯車対 <1>, <2> を介して出力軸 3 に伝達されて第 2 速の変速段が達成される。

30

【0090】

第 3 速 (3 r d) も、M/T 部 M の第 1 歯車対 <1> をドッグクラッチ 3 2 で出力軸 3 に連結し、プラネタリ部 S の第 3 クラッチ (C-3) を係合することで達成される。この状態でも M/T 部 M の動力伝達流れは第 2 速時と同様である。ただ、この場合、プラネタリ部 S 側では、リングギヤ 2 3 入力キャリア 2 2 入力に変更される。したがって、この状態が前変速段を第 2 速とする 2-3 変速で生じる場合、ドッグクラッチ 3 2 の係合により第 1 歯車対 <1> と第 2 歯車対 <2> が共に出力軸 3 に連結された状態であることで、第 1 歯車対 <1> のドライブギヤ 1 1 と第 2 歯車対 <2> のドライブギヤ 1 3 に連結する第 2 軸 2 と第 1 軸 1 との間に、第 1 歯車対 <1> のギヤ比と第 2 歯車対 <2> のギヤ比の中間のギヤ比が生成され、第 2 軸 2 に連結するプラネタリギヤ 2 0 の小径サンギヤ 2 1 A と第 1 軸 1 に連結する大径サンギヤ 2 1 B の回転関係が定まる。この状態が第 2 速での走行状態で生じるとすると、小径サンギヤ 2 1 A の回転はエンジン回転と等しい回転であるのに対して、大径サンギヤ 2 1 B の回転はそれより減速された回転となり、キャリア 2 2 はこれらの回転に規制されて空転している。この状態で第 4 クラッチ (C-4) を解放し

40

50

、第3クラッチ（C-3）の係合に移行して、空転中のリングギヤ23にエンジン回転が入力されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ23からキャリア22キャリア22経由での両サンギヤ21A、21Bへのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第1軸1と第2軸2経由で両歯車対<1>、<2>を介して出力軸3に伝達されて第3速の変速段が達成される。

【0091】

第4速（4th）は、M/T部Mのドッグクラッチ32を中立位置として、第2歯車対<2>のみ出力軸3に連結すると共に、プラネタリ部Sの第1クラッチ（C-1）を係合することで達成される。この状態で、エンジン（E/G）の回転が第1クラッチ（C-1）経由で第1軸1に入力され、それに常時連結の第2歯車対<2>のギヤ比で減速されて出力軸3に伝達される。

10

【0092】

第5速（5th）は、M/T部Mの第3歯車対<3>をドッグクラッチ32で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第3クラッチ（C-3）を係合することで達成される。この状態で、エンジン（E/G）の回転が第3クラッチ（C-3）経由でキャリア22に入力され。この状態が前変速段を第4速とする4-5変速で生じる場合、ドッグクラッチ32の係合により第3歯車対<3>が出力軸3に連結された状態となることで、第2歯車対<2>のドライブギヤ13と第3歯車対<3>のドライブギヤ15に連結する第2軸2と第1軸1との間に、第2歯車対<2>のギヤ比と第3歯車対<3>のギヤ比の中間のギヤ比が生成され、第2軸2に連結するプラネアリギヤ20の小径サンギヤ21Aと第1軸1に連結する大径サンギヤ21Bの回転関係が定まる。この状態が第4速での走行状態で生じるとすると、大径サンギヤ21Bの回転はエンジン回転と等しい回転であるのに対して、小径サンギヤ21Aの回転はそれより増速された回転となり、リングギヤ23はこれらの回転に規制されて空転している。この状態で第1クラッチ（C-1）を解放し、第3クラッチ（C-3）の係合に移行して、空転中のキャリア22にエンジン回転が入力されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うキャリア22から両サンギヤ21A、21Bへのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第1軸1と第2軸2経由で両歯車対<2>、<3>を介して出力軸3に伝達されて第5速の変速段が達成される。

20

【0093】

第6速（6th）も、M/T部Mの第3歯車対<3>をドッグクラッチ32で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第4クラッチ（C-4）を係合することで達成される。この状態が前変速段を第5速とする5-6変速で生じる場合、ドッグクラッチ32の係合により第3歯車対<3>が出力軸3に連結された状態にあることで、第3歯車対<3>のドライブギヤ15と第2歯車対<2>のドライブギヤ17に連結する第2軸2と第1軸1との間に、第3歯車対<3>のギヤ比と第2歯車対<2>のギヤ比の中間のギヤ比が生成され、第2軸2に連結するプラネアリギヤ20の小径サンギヤ21Aと第1軸1に連結する大径サンギヤS1Bの回転関係が定まる。この状態が第5速での走行状態で生じるとすると、キャリア22の回転はエンジン回転と等しい回転であるのに対して、サンギヤ21の回転はそれより増速された回転となり、リングギヤ23はこれらの回転に規制されて空転している。この状態で第3クラッチ（C-3）を解放し、第4クラッチ（C-4）の係合に移行して、空転中のリングギヤ23にエンジン回転が入力されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ23からキャリア22へのトルク伝達と、リングギヤ23からキャリア22経由でサンギヤ21へのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第1軸1と第2軸2経由で両歯車対<2>、<3>を介して出力軸3に伝達されて第6速の変速段が達成される。

30

40

【0094】

第7速（7th）は、M/T部Mの第3歯車対<3>をドッグクラッチ32で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第2クラッチ（C-2）を係合することで達成される。この状態で、エンジン（E/G）の回転が第2クラッチ（C-2）経由で第2軸2に入力され、その回転がドッグクラッチ32を経て第3歯車対<3>に伝達され、そこで第3歯車対

50

< 3 > のギヤ比で増速されて出力軸に伝達される。なお、リバース (Rev) は、第 1 実施形態の場合と同様である。

【0095】

こうして得られる各変速段の速度線図は、図 39 に示すようなものとなる。この場合、第 1、第 4 及び第 7 速が各ギヤ対単独のギヤ比に従う変速段となるのに対して、第 2、第 3、第 5 及び第 6 速が、中間的に生成されるギヤ比の変速段となる。

【0096】

次に、図 40 ~ 図 42 は、第 7 実施形態を示す。この形態は、先の第 1 実施形態における M/T 部 M のリバースギヤ列を廃して、代わってプラネタリ部でリバースを達成するのである。このリバースギヤ列の廃止に伴い、これに代わるべきブレーキ (B-1) がリングギヤ 23 を変速機ケース 9 に係止可能に連結されている。このギヤトレインにおける作動は、図 41 に示すように、当然ながら先の第 1 実施形態の場合と同様であるので、第 1 実施形態の作動説明を以って説明に代える。

【0097】

この形態におけるリバース (Rev) は、図 41 の作動図表に示すように、M/T 部 M の第 1 歯車対 < 1 > を出力軸 3 に連結し、第 1 クラッチ (C-1) とブレーキ (B-1) を係合することで達成される。この入力状態では、キャリア 22 がエンジン回転で回転するのに対して、リングギヤ 23 が係止されているため、サンギヤ 21 がキャリア 22 の回転とは反対方向の減速回転となる。そしてこの回転は、第 2 軸 2 経由で最低速段の第 1 歯車対 < 1 > に入力され、ドッグクラッチ 32 経由で出力軸 3 に伝達され、リバースが達成される。

【0098】

図 42 に示す速度線図は、先の各速度線図とは異なり、通常のエンジン回転を速度比 1 としたときのプラネタリギヤの各要素の出力回転数比を示す。図に示すように、キャリア入力による第 1 軸 1 の速度比 1 に対して、リングギヤは固定の速度比 0 となり、サンギヤの逆回転を意味する負の速度比により第 2 軸 2 の速度比は負の値となる。なお、この形態における各前進段の達成については、当然ながら第 1 実施形態の場合と異なるものではない。

【0099】

こうしたブレーキの追加は、リバースの達成だけでなく、前進段の追加に利用することもできる。次に図 43 ~ 図 45 を参照する第 8 実施形態は、先の第 4 実施形態 (図 31 ~ 図 33 参照) を基に、それにブレーキを追加して前進 8 速の変速段を達成するものである。この形態では、プラネタリギヤのキャリア 22 を変速機ケース 9 に固定するブレーキ (B-1) を付設している。

【0100】

この形態における第 1 ~ 第 7 速とリバースの達成作動は、先の第 4 実施形態の場合と同様であるので、本形態の作動を示す図 44 の作動図表と、図 45 の速度線図の参照と先の第 3 実施形態の作動説明の参照を以って説明に代える。この実施形態における第 8 速は、第 4 歯車対 < 4 > を第 6 速及び第 7 速時と同様にドッグクラッチを介して出力軸 3 に連結し、第 3 クラッチ (C-3) とブレーキ (B-1) を係合させることで達成される。この場合、第 3 クラッチ (C-3) 係合によりプラネタリギヤのリングギヤ 23 にエンジン回転が入力されるのに対して、ブレーキ (B-1) の係合によりキャリア 22 が固定されるため、サンギヤ 21 はリングギヤ 23 の回転と同方向にリングギヤ-サンギヤギヤ比分増速回転する。この回転は第 2 軸 2 の回転としてドッグクラッチを介して第 4 歯車対 < 4 > に入力され、出力軸 3 に出力される。

【0101】

このようにブレーキの追加を前進段の追加に利用する場合も、プラネタリ部の構成を種々に変更することができる。図 46 ~ 図 52 はこうした変形例を示す。図 46 に示す第 1 変形例は、シングルプラネタリギヤを用いるものにおいて、サンギヤ 21 を係止するブレーキ (B-1) を設け、キャリア 22 入力用の第 3 クラッチ (C-3) を係合させること

で、リングギヤ 2 3 と連結している第 2 軸 2 の回転を増速段の達成に利用するものである。図 4 7 に示す第 2 変形例は、同じくシングルプラネタリギヤを用いるものにおいて、リングギヤ 2 3 を係止するブレーキ (B-1) を設け、キャリア 2 2 入力用の第 3 クラッチ (C-3) を係合させることで、サンギヤ 2 1 と連結している第 2 軸 2 の回転を増速段の達成に利用するものである。次の図 4 8 に示す第 3 変形例は、ダブルプラネタリギヤを用いるものにおいて、サンギヤ 2 1 を係止するブレーキ (B-1) を設け、リングギヤ 2 3 入力用の第 3 クラッチ (C-3) を係合させることで、キャリア 2 2 と連結している第 2 軸 2 の回転を増速段の達成に利用するものである。

【0102】

また、図 4 9 に示す第 4 変形例は、ダイレクトクラッチを有する場合の変形例であり、シングルプラネタリギヤを用いるものにおいて、サンギヤ 2 1 を係止するブレーキ (B-1) を設け、リングギヤ 2 3 と M/T 部連結用の第 2 クラッチ (C-2) を係合させることで、リングギヤ 2 3 と連結する第 2 軸 2 の回転を増速段の達成に利用するものである。図 5 0 に示す第 5 変形例は、シングルプラネタリギヤのリングギヤ 2 3 を係止するブレーキ (B-1) を設け、サンギヤ 2 1 と M/T 部連結用の第 2 クラッチ (C-2) を係合させることで、サンギヤ 2 1 と連結する第 2 軸 2 の回転を増速段の達成に利用するものである。図 5 1 に示す第 6 変形例は、ダブルプラネタリギヤのサンギヤ 2 1 を係止するブレーキ (B-1) を設け、キャリア 2 2 と M/T 部連結用の第 2 クラッチ (C-2) を係合させることで、キャリア 2 2 と連結する第 2 軸 2 の回転を増速段の達成に利用するものである。また、図 5 2 に示す第 7 変形例は、ダブルプラネタリギヤのキャリア 2 2 を係止するブレーキ (B-1) を設け、サンギヤ 2 1 と M/T 部連結用の第 2 クラッチ (C-2) を係合させることで、サンギヤ 2 1 と連結する第 2 軸 2 の回転を増速段の達成に利用するものである。

【0103】

次の図 5 3 ~ 図 5 5 に示す第 9 実施形態は、第 1 実施形態に対して第 4 歯車対 < 4 > を廃し、ドッグクラッチ 3 1 を第 2 歯車対 < 2 > の連結とは反対側への移動で変速機ケース 9 にロック可能として、最高速段をなくして前進 6 速化したものである。この場合の第 1 速から第 6 速までの各前進変速段とリバースの達成作動は、第 4 歯車対 < 4 > の部分をロックに置きかえることで第 1 実施形態の場合と同様となるので、図 5 4 の作動図表と、第 1 実施形態の作動説明の参照を以って説明に代える。ただし、この形態の場合、第 6 速では第 1 軸 1 がロックとなるため、このときのキャリア回転は 0 となる。

【0104】

以上の各実施形態は、いずれもプラネタリ部に各クラッチを配したものであるが、ダイレクトクラッチ (C-D) を除く各クラッチは、適宜の位置に配置することができる。次に示す図 5 6 は、第 2 実施形態 (図 1 1 ~ 図 1 3 参照) に対して第 1 クラッチ (C-1) と第 2 クラッチ (C-2) を出力軸側に移動させた第 10 実施形態を示す。この場合、プラネタリギヤのキャリア 2 2 とサンギヤ 2 1 は直接第 1 軸 1 と第 2 軸 2 に連結され、代わって出力軸 3 側で、第 2 歯車対 < 2 > のドリブンギヤと第 4 歯車対 < 4 > のドリブンギヤは出力軸の外周に嵌る外軸 3 A に固定支持されている。そして、この外軸 3 A が第 1 クラッチ (C-1) を介して出力軸に連結可能とされ、内軸 3 B は第 2 クラッチ (C-2) を介して出力軸に連結可能とされている。

【0105】

この形態の場合の変速作動は、図 1 1 ~ 図 1 3 を参照する第 2 実施形態の場合と同様であるので、作動図表及び速度線図を含めて第 2 実施形態の参照を以って説明に代える。

【0106】

次の図 5 7 に示す第 11 実施形態は、先の第 4 実施形態 (図 3 1 ~ 図 3 3 参照) において、プラネタリギヤを変速機のリヤ側に移動し、併せて第 3 クラッチ (C-3) を変速機のリヤ側に移動させたものである。この配置の場合、第 1 軸 1 A 及び第 2 軸 2 の内側に更に第 3 クラッチ (C-3) を入力軸 4 に連結する軸を通す必要があるため、第 1 歯車対 < 1 > と第 3 歯車対 < 3 > 側で軸が 3 重軸となり、第 2 歯車対 < 2 > と第 4 歯車対 < 4 > 側

で、キャリア 22 からおり返してドッグクラッチにつながる軸 1 B を通す必要があるため、4 重軸となる。こうした事情から多重軸配置による軸の大径化は免れないが、原理的にはこうした配列も可能である。

【0107】

次に、図 58～図 60 は、第 12 実施形態を示す。この形態は、図 58 にスケルトンでギヤトレインを示すように、第 1 実施形態に対して M/T 部 M の構成を変更したものである。この場合、M/T 部 M は、その変速要素としてプラネタリギヤ 40, 50 を包含する。この M/T 部 M は、内外二重の第 1 軸 1 及び第 2 軸 2 を入力軸とする点は、第 1 実施形態と同様である。この形態では、第 1 軸 1 に連結する歯車対 11A, 12A は 1 つとされ、代わってプラネタリギヤ 40 がこの歯車対 11A, 12A に対する直列のギヤとして配置されている。第 2 軸 2 に連結する歯車対についても同様であり、歯車対 13A, 14A は 1 つとされ、代わってプラネタリギヤ 50 がこの歯車対 13A, 14A に対する直列のギヤとして配置されている。両プラネタリギヤ 40, 50 は、シンプルプレネタリタイプとされ、それらのリングギヤ 43, 53 が入力要素としてそれぞれ第 1 軸 1 と第 2 軸 2 に連結され、各サンギヤ 41, 51 を反力要素とすべくブレーキ (B-2, B-3) を介して変速機ケース 9 に連結され、各キャリア 42, 52 が各歯車対のドライブギヤ 11A, 13A に連結されると共にクラッチ (C-4, C-5) を介してそれぞれ第 1 軸 1 と第 2 軸 2 に連結されている。なお、両歯車対のドリブンギヤ 12A, 14A は、それぞれ出力軸 3 に一体回転可能に連結されている。

【0108】

プラネタリ部 S の構成は、実質上第 1 実施形態の場合と同様であるが、このギヤトレインでは、M/T 部 M にリバース専用のギヤ列がないことから、リバース達成のために、リングギヤ 23 がブレーキ (B-1) を介して変速機ケース 9 に係止可能とされている点が第 1 実施形態に対して異なる付加的構成である。

【0109】

こうした構成からなる変速機は、図 59 にその作動を図表化して示すように、M/T 部 M のブレーキ (B-2) を係合し、プラネタリ部 S の第 1 クラッチ (C-1) を係合することで第 1 サンギヤ 41 を固定して第 1 速 (1st) を達成する。この状態で、エンジン (E/G) の回転がプラネタリ部 S の第 1 クラッチ (C-1) からキャリア 22 と第 1 軸 1 経由で M/T 部 M の第 1 リングギヤ 43 に入力され、第 1 サンギヤ 41 固定の反力による第 1 キャリア 42 の減速回転が第 1 歯車対 11A, 12A に入力され、そこで更に第 1 歯車対のギヤ比で減速されて出力軸 3 に伝達される。

【0110】

次に、第 2 速 (2nd) は、M/T 部 M のブレーキ (B-2) を係合すると共に、ブレーキ (B-3) を係合し、プラネタリ部 S の第 3 クラッチ (C-3) を係合することで達成される。この状態が前変速段を第 1 速とする 1-2 変速で生じる場合、共に出力軸 3 に連結された第 1 歯車対 11A, 12A と第 2 歯車対 13A, 14A が、両ブレーキ (B-2, B-3) の係合により第 1 及び第 2 プラネタリギヤ 40, 50 を介して第 1 軸 1 と第 2 軸 2 に連結された状態となることで、第 1 歯車対 11A, 12A のギヤ比と第 1 プラネタリギヤ 40 のギヤ比とを乗じたギヤ比と、第 2 歯車対 13A, 14A のギヤ比と第 2 プラネタリギヤ 50 のギヤ比とを乗じたギヤ比の中間のギヤ比が第 2 軸 2 と第 1 軸 1 との間に生成され、第 2 軸 2 に連結するプラネタリギヤ 20 のサンギヤ 21 と第 1 軸 1 に連結するキャリア 22 の回転関係が定まる。この状態が第 1 速での走行状態で生じるとすると、キャリア 22 の回転はエンジン回転と等しい回転であるのに対して、サンギヤ 21 の回転はそれより減速された回転となり、リングギヤ 23 はこれらの回転に規制されて空転している。この状態で第 1 クラッチ (C-1) を解放し、第 3 クラッチ (C-3) の係合に移行して、空転中のリングギヤ 23 にエンジン回転が入力されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ 23 からキャリア 22 へのトルク伝達と、リングギヤ 23 からキャリア 22 経由でサンギヤ 21 へのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第 1 軸 1 と第 2 軸 2 経由で両プラネタリギヤ 40, 50 に入力され、両歯車対 11A,

1 2 A, 1 3 A, 1 4 Aを介して出力軸 3 に伝達されて第 2 速の変速段が達成される。こうして、第 1 プラネタリギヤ 4 0 及び第 1 歯車対 1 1 A, 1 2 A の直列減速のギヤ比と、第 2 プラネタリギヤ 5 0 及び第 2 歯車対 1 3 A, 1 4 A の直列減速のギヤ比に対する中間のギヤ比の回転が出力軸 3 に伝達される。

【0 1 1 1】

第 3 速 (3 r d) は、M / T 部 M のブレーキ (B - 3) を係合し、プラネタリ部 S の第 2 クラッチ (C - 2) を係合することで達成される。この状態で、エンジンの回転が第 2 クラッチ (C - 2) 経由で第 2 軸 2 に入力され、その回転が第 2 プラネタリギヤ 5 0 の第 2 リングギヤ 5 3 に伝達される。この第 2 プラネタリギヤ 5 0 は、ブレーキ (B - 3) の係合による第 2 サンギヤ 5 1 の固定を反力として第 2 キャリア 5 2 に減速回転を出力するため、この回転の入力による第 2 歯車対 1 3 A, 1 4 A のギヤ比による減速回転が出力軸 3 に伝達される。この出力回転は、第 2 プラネタリギヤ及び第 2 歯車対直列減速のギヤ比による減速回転となる。

10

【0 1 1 2】

第 4 速 (4 t h) は、M / T 部 M の第 1 クラッチ (C - 4) を係合すると共に、第 2 ブレーキ (B - 3) を係合し、プラネタリ部 S の第 3 クラッチ (C - 3) を係合することで達成される。この状態が前変速段を第 3 速とする 3 - 4 変速で生じる場合、共に出力軸 3 に連結された第 1 歯車対 1 1 A, 1 2 A と第 2 歯車対 1 3 A, 1 4 A が、第 1 歯車対 1 1 A, 1 2 A については第 1 クラッチ (C - 4) を介して第 1 軸 1 に連結され、第 2 歯車対 1 3 A, 1 4 A についてはブレーキ (B - 3) の係合により第 2 プラネタリギヤ 5 0 を介して第 2 軸 2 に連結された状態となることで、第 1 歯車対 1 1 A, 1 2 A のギヤ比と、第 2 歯車対 1 3 A, 1 4 A のギヤ比と第 2 プラネタリギヤ 5 0 のギヤ比とを乗じたギヤ比の中間のギヤ比が第 2 軸 2 と第 1 軸 1 との間に生成され、第 2 軸 2 に連結するプラネタリギヤ 2 0 のサンギヤ 2 1 と第 1 軸 1 に連結するキャリア 2 2 の回転関係が定まる。この状態が第 3 速での走行状態で生じるとすると、サンギヤ 2 1 の回転はエンジン回転と等しい回転であるのに対して、キャリア 2 2 の回転はそれより増速された回転となり、リングギヤ 2 3 はこれらの回転に規制されて空転している。この状態で第 2 クラッチ (C - 2) を解放し、第 3 クラッチ (C - 3) の係合に移行して、空転中のリングギヤ 2 3 にエンジン回転が入力されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ 2 3 からキャリア 2 2 へのトルク伝達と、リングギヤ 2 3 からキャリア 2 2 経由でサンギヤ 2 1 へのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが一方で第 1 軸 1 経由で第 1 歯車対 1 1 A, 1 2 A に入力され、それで減速された出力軸 3 に、他方で第 2 軸 2 経由で第 2 プラネタリギヤ 5 0 に入力され、そこで第 1 段の減速がなされ、更に第 2 歯車対 1 3 A, 1 4 A を経由して第 2 段目の減速がなされて出力軸 3 に伝達されて第 4 速の変速段が達成される。こうして、第 2 プラネタリギヤ及び第 2 歯車対直列減速の回転と第 1 歯車対単独減速に対する中間のギヤ比の回転が出力軸 3 に伝達される。

20

30

【0 1 1 3】

第 5 速 (5 t h) は、M / T 部 M のクラッチ (C - 4) を係合し、プラネタリ部 S の第 1 クラッチ (C - 1) を係合することで達成される。この状態で、エンジン (E / G) の回転が第 1 クラッチ (C - 1) 経由で第 1 軸 1 に入力され、その回転がクラッチ (C - 4) 経由で第 1 歯車対 1 1 A, 1 2 A を介して出力軸 3 に伝達される。この場合のギヤ比は、第 1 歯車対 1 1 A, 1 2 A のギヤ比となる。

40

【0 1 1 4】

第 6 速 (6 t h) は、M / T 部 M の第 1 クラッチ (C - 4) を係合すると共に、第 2 クラッチ (C - 5) を係合し、プラネタリ部 S の第 3 クラッチ (C - 3) を係合することで達成される。この状態が前変速段を第 5 速とする 5 - 6 変速で生じる場合、共に出力軸 3 に連結された第 1 歯車対 1 1 A, 1 2 A が第 1 クラッチ (C - 4) を介して第 1 軸 1 に連結され、第 2 歯車対 1 3 A, 1 4 A が第 2 クラッチ (C - 5) を介して第 2 軸 2 に連結された状態となることで、第 1 歯車対 1 1 A, 1 2 A のギヤ比と第 2 歯車対 1 3 A, 1 4 A のギヤ比との中間のギヤ比が第 2 軸 2 と第 1 軸 1 との間に生成され、第 2 軸 2 に連結する

50

プラネアリギヤ 20 のサンギヤ 21 と第 1 軸 1 に連結するキャリア 22 の回転関係が定まる。この状態が第 5 速での走行状態で生じるとすると、キャリア 22 の回転はエンジン回転と等しい回転であるのに対して、サンギヤ 21 の回転はそれより増速された回転となり、リングギヤ 23 はこれらの回転に規制されて空転している。この状態で第 1 クラッチ (C-1) を解放し、第 3 クラッチ (C-3) の係合に移行して、空転中のリングギヤ 23 にエンジン回転が入力されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ 23 からキャリア 22 へのトルク伝達と、リングギヤ 23 からキャリア 22 経由でサンギヤ 21 へのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが一方で第 1 軸 1 経由で第 1 歯車対 11A, 12A に入力され、それで減速されて出力軸 3 に、他方で第 2 軸経由で第 2 歯車対 13A, 14A に入力され、それで減速されて出力軸 3 に伝達されて第 6 速の変速段が達成される。こうして、第 2 歯車対単独のギヤ比と第 1 歯車対単独のギヤ比に対する中間のギヤ比の回転が出力軸 3 に伝達される。

10

【0115】

第 7 速 (7th) は、M/T 部 M のクラッチ (C-5) を係合し、プラネタリ部 S の第 2 クラッチ (C-2) を係合することで達成される。この状態で、エンジン (E/G) の回転が第 2 クラッチ (C-2) 経由で第 2 軸 2 に入力され、その回転がクラッチ (C-5) 経由で第 2 歯車対 13A, 14A を介して出力軸 3 に伝達される。この場合のギヤ比は、第 2 歯車対 13A, 14A のギヤ比となる。

【0116】

このギヤトレインでのリバース (Rev) は、M/T 部 M のブレーキ (B-2) を係合し、プラネタリ部 S の第 2 クラッチ (C-2) とブレーキ (B-1) を共に係合することで達成される。この状態で、エンジン (E/G) の回転が第 2 クラッチ (C-2) 経由でサンギヤ 21 に入力され、ブレーキ (B-1) によるリングギヤ 23 の係止を反力とするキャリア 22 の回転が第 1 軸 1 から M/T 部 M の第 1 リングギヤ 43 に入力される。これに対して、第 1 プラネタリギヤ 40 のサンギヤ 41 は、ブレーキ (B-2) により固定されているため、第 1 キャリヤ 42 から出力される逆転の減速回転が第 1 歯車対 11A, 12A で更に減速されて出力軸 3 に伝達される。

20

【0117】

このようにして達成される各変速段におけるプラネタリギヤ 20 の 3 つの変速要素の挙動を図 60 に速度線図で示す。この速度線図の表記方法も第 1 実施形態の場合と同様である。なお、この線図の場合、○印で囲った数字は、<1> が第 1 プラネタリギヤと第 1 歯車対の直列の伝達状態、<2> が第 2 プラネタリギヤと第 2 歯車対の直列の伝達状態、<3> が第 1 歯車対単独の伝達状態、<4> が第 2 歯車対単独の伝達状態を表す。

30

【0118】

この速度線図から分かるように、この第 1 2 実施形態においても、M/T 部 M の第 1、第 2 歯車対と第 1、第 2 プラネタリギヤにより本来達成可能な奇数変速段に対する中間段としてのギヤ比が生成されるため、偶数の変速段は、それに隣り合う変速段に対する経過段となるものである。したがって、この変速機の場合も、4 速変速機に対して、歯車対やプラネタリギヤを増やさずに各変速段の中間に、ギヤ比ステップを密にする形態で 3 速の変速段を付加することができる。また、トルク抜けを生じない変速が可能な点についても第 1 実施形態の場合と同様である。

40

【0119】

次の図 61 ~ 図 63 は、本発明の第 1 3 実施形態を示す。この形態も M/T 部 M は、その変速要素としてプラネタリギヤ 60 を包含する。図 61 にそのギヤトレイン構成をスケルトンで示すように、先の各実施形態のプラネタリ部に当たる前プラネタリ部は、シングルプラネタリギヤと、第 1 及び第 2 クラッチ (C-1, C-2) と、第 1 ブレーキ (B-1) で構成され、M/T 部に当たる後プラネタリ部は、2 列の歯車対 11B, 12B, 13B, 14B と単一のダブルプラネタリギヤ 60 と、第 3 ~ 第 5 クラッチ (C-3 ~ C-5) と、第 2 ブレーキ (B-2) で構成されている。

【0120】

50

そして、前プラネタリ部では、プラネタリギヤのキャリア22が、第2歯車対13B, 14Bに連結する第1軸1に常時連結されると共に、第1クラッチ(C-1)を介して入力軸4に連結可能とされ、サンギヤ21が、第1歯車対11B, 12Bに連結する第2軸2に常時連結されると共に、第2クラッチ(C-2)を介して入力軸4に連結可能とされ、リングギヤ23が第1ブレーキ(B-1)を介して変速機ケース9に係止可能とされている。また、後プラネタリ部では、プラネタリギヤ60のキャリア62が、第2歯車対13B, 14Bに連結する第1軸3Aに常時連結されると共に、第3クラッチ(C-3)を介して出力軸3に連結可能とされ、サンギヤ61が、第1歯車対11B, 12Bに連結する第2軸3Bに常時連結されると共に、第4クラッチ(C-4)を介して出力軸3に連結可能とされ、リングギヤ63が、第5クラッチ(C-5)を介して出力軸3に連結可能とされ、第2ブレーキ(B-2)を介して変速機ケース9に係止可能とされている。

10

【0121】

図62に作動を示すように、この変速機の場合、第1速(1st)～第4速(4th)は、第2クラッチ(C-2)係合の入力による動力伝達となり、第4速(4th)～第7速(7th)は、第1クラッチ(C-1)係合の入力による動力伝達となり、各変速段の出力は、主として出力側の第3クラッチ(C-3)～第5クラッチ(C-5)の係合の選択によりなされるため、先にこれら2系統の動力伝達の流れをまとめて説明する。前プラネタリギヤのキャリア22の回転は、第1軸1を通り第2歯車対13B, 14Bに伝達され、第2歯車対13B, 14Bのギヤ比による減速が行なわれ(以下、便宜上このギヤ比を1として説明を簡略化する)、出力側第1軸3Aを経て後プラネタリ部のキャリア62に伝達される流れ(以下、第1流れという)となる。前プラネタリギヤのサンギヤ21の回転は、第2軸2を通り第1歯車対11B, 12Bに伝達され、そのギヤ比による減速が行なわれ、出力側第2軸3Bを経て後プラネタリ部のサンギヤ61に伝達される流れ(以下、第2流れという)となる。

20

【0122】

こうした2つの流れ生じるなかで、第1速(1st)は、後プラネタリ部の第3クラッチ(C-3)を係合させ、前プラネタリ部の第2クラッチ(C-2)と第1ブレーキ(B-1)を係合させることで達成される。このとき、第1流れが出力につながる流れとなり、その基となるキャリア22の回転は、リングギヤ23が固定されることで低速回転となり、この回転がキャリア62に伝達され、第3クラッチ(C-3)を経て出力されることで第1速回転となる。第2速(2nd)も同じ第2流れで、第5クラッチ(C-5)の係合による出力に切り換わるだけである。このとき、後プラネタリ部のリングギヤ63の回転は、キャリア62の回転に対して増速回転となるため、第5クラッチ(C-5)を経て出力される第2速回転は第1速回転より若干高くなる。第3速(3rd)についても動力伝達の関係は実質上同様であり、第4クラッチ(C-4)係合による出力に切り換わることで、この場合第2流れが出力されるようになるため、エンジン回転が前プラネタリ部のサンギヤ21を通過した後、第1歯車対11B, 12Bのギヤ比分だけ減速され、後プラネタリ部のサンギヤ61を通過して出力される。この場合、動力伝達上は、第1ブレーキ(B-1)又は第1クラッチ(C-1)の係合は関与しないため、いずれか一方の係合を次の変速に備えて準備しておくことは可能である。ただし、両要素を同時に係合させると前プラネタリギヤがロックされてしまうため、第1ブレーキ(B-1)と第1クラッチ(C-1)の同時係合は許容されない。

30

40

【0123】

第4速(4th)以降は、主体的な流れは第1流れとなる。第4速(4th)では、第1流れと第2流れにより、後プラネタリ部では、キャリア62のエンジン回転に対してサンギヤ61が第1歯車対11B, 12Bによる減速分だけ低速回転するため、これら両回転の中間速度比の回転がリングギヤ63から第5クラッチ(C-5)を経て出力され、この回転が第4速回転となる。次の第5速(5th)では、第3クラッチ(C-3)経由の出力に切り換わることで、第1流れがそのまま出力となり、エンジン回転が第3クラッチ(C-

50

C-3) 経由で出力軸 3 に出力される第 5 速回転となる。

【0124】

第 6 速 (6 t h) では、ブレーキ (B-1) が係合されることで、第 2 流れの基となるサンギヤ 21 の回転が増速され、これに伴いサンギヤ 61 の回転も増速回転となるため、リングギヤ 63 から第 5 クラッチ (C-5) を経て出力され第 6 速回転も増速回転となる。第 7 速 (7 t h) では、同じ状態で、出力がサンギヤ 61 に切換わるため、更に増速された回転が第 7 速の回転として出力軸 3 に出力される。

【0125】

なお、リバース (R e v) は、第 2 流れによるサンギヤ 61 の回転に対して第 1 ブレーキ (B-2) 係合によるリングギヤ 63 の固定で逆回転するキャリア 62 の回転が第 3 クラッチ (C-3) 経由で出力軸 3 に出力されることで達成される。

10

【0126】

こうした各変速段における各回転要素の回転比の関係を図 6 3 に速度線図で示す。この速度線図は、エンジン回転速度比を 1 とする通常の表記に従うものである。

【0127】

次の図 6 4 ~ 図 6 6 は、本発明の第 1 4 実施形態を示す。この形態の特徴は、全ての係合要素とプラネタリギヤを入力軸側に集約配置した点にある。図 6 4 にそのギヤトレイン構成をスケルトンで示すように、この形態における第 1 プラネタリギヤ P 1 は、シングルプラネタリギヤで構成され、増速回転を生成させる機能を果たす。第 2 プラネタリギヤ P 2 も、シングルプラネタリギヤで構成され、第 3 プラネタリギヤ P 3 は、ダブルプラネタリギヤで構成される。この形態における係合要素は、先の第 1 3 実施形態と同様に、入力側の第 1 及び第 2 クラッチ (C-1, C-2) と、出力側の第 3 ~ 第 5 クラッチ (C-3 ~ C-5) と、反力支持のための第 1 及び第 2 ブレーキ (B-1, B-2) で構成されている。

20

第 1 プラネタリギヤ P 1 は、そのサンギヤ S 1 を変速機ケース 9 に常時固定とされ、キャリア C 1 が第 1 クラッチ (C-1) を介して入力軸 4 に連結可能とされ、リングギヤ R 1 が第 2 プラネタリギヤ P 2 のキャリア C 2 に直結されている。第 2 及び第 3 プラネタリギヤ P 2, P 3 は、両サンギヤ S 2, S 3 が直結されて、共に第 2 クラッチ (C-2) を介して入力軸 4 に、また第 4 クラッチ (C-4) を介してカウンタギヤ対に連結可能とされ、両キャリア C 2, C 3 も直結されて、第 3 クラッチ (C-3) を介してカウンタギヤ対に連結可能とされ、それぞれのリングギヤ R 2, R 3 が第 1 ブレーキ (B-1) と第 2 ブレーキ (B-2) を介して変速機ケース 9 に固定可能とされ、第 3 プラネタリギヤ P 3 のリングギヤ R 3 については、更に第 5 クラッチ (C-5) を介してカウンタギヤ対に連結可能とされている。

30

【0128】

この形態の場合も、第 1 プラネタリギヤ P 1 のリングギヤ R 1 から発する第 1 流れが、2 つのキャリア C 2, C 3 を通り第 3 クラッチ (C-3) に達している。また、第 2 流れは、2 つのサンギヤ S 2, S 3 を通り、第 4 クラッチ (C-4) に達している。そして、図 6 5 に作動を示すように、第 1 ~ 第 4 速では、第 2 流れが主体となり、第 4 ~ 第 7 速では第 1 流れが主体となる。

40

【0129】

第 1 速 (1 s t) は、第 2 クラッチ (C-2) 係合による第 2 サンギヤ S 2 へのエンジン回転入力に対して、第 1 ブレーキ (B-1) 係合による第 2 リングギヤ R 2 に反力を取る第 2 キャリア C 2 の減速回転が第 3 クラッチ (C-3) を介して出力されることで達成される。第 2 速 (2 n d) も同じ状態で、第 5 クラッチ (C-5) 係合による第 3 リングギヤ R 3 の減速回転が出力されて達成される。また、第 3 速 (3 r d) は、第 2 クラッチ (C-2) 経由のエンジン回転が両サンギヤ S 2, S 3 を通過して第 4 クラッチ (C-4) 経由で出力されることで達成される。

【0130】

第 4 速 (4 t h) からは第 1 クラッチ (C-1) の係合による第 1 流れの増速回転が作

50

用し始め、第3プラネタリギヤP3のキャリアC3への増速回転入力に対して、サンギヤS3のエンジン回転でリングギヤR3が増速回転するが、この回転がリングギヤR3の増速回転として第5クラッチ(C-5)経由で出力されて第4速が達成される。次の第5速(5th)では、第1リングギヤR1の増速回転がそのまま第3キャリアC3から第3クラッチ(C-3)経由で出力されて第5速回転となる。また、第6速(6th)では、この回転が第5クラッチ(C-5)出力の第3リングギヤR3出力に切換えられて更に増速された出力となる。そして、第7速(7th)は、第1ブレーキ(B-1)係合による増速回転が第2キャリアC2入力による第2サンギヤS2の増速回転として第4クラッチ(C-4)から出力されて最高速段となる。なお、リバース(Rev)は、第3プラネタリギヤP3で生成され、この場合、第1ブレーキ(B-1)の係合による第3リングギヤR3固定に対して、第3サンギヤS3にエンジン回転が入力されることで、第3キャリアC3が減速の逆回転となる出力を第3クラッチ(C-3)経由で出力することで達成される。

10

【0131】

こうした各変速段における各回転要素の回転比の関係を図66に速度線図で示す。この速度線図も、エンジン回転速度比を1とする通常の表記に従うものである。また、図65の作動図表における括弧付の○印は、先の第13実施形態の作動説明に記したと同じ理由から、その変速段において、その係合要素の係合状態の維持が変速に関係なく許容されることを表す。この場合も、両係合要素の同時係合はプラネタリギヤのロックにつながるため許容されない。

20

【0132】

次の図67～図69は、本発明の第15実施形態を示す。この形態の特徴は、先の実施形態において動力伝達流れ上でM/T部Mより上流側に配置したプラネタリ部Sのプラネタリギヤ20を下流側に配置変更した点にある。図67にそのギヤトレイン構成をスケルトンで示すように、この形態におけるM/T部Mは、先の第1実施形態の場合と実質的に同様のものであるが、プラネタリギヤ20の下流側配置に伴い、第2及び第4歯車対の出力軸3Aが二重軸の別軸とされている。この場合、第1出力軸3Aに第2及び第4歯車対のドリブンギヤ14, 18が固定され、第2出力軸3Bに第1及び第3歯車対11, 12, 15, 16のドッグクラッチ32が軸方向可動かつ回転不能に連結されている。

30

【0133】

プラネタリ部Sは、2つの入力クラッチ(C-1, C-2)を残して、プラネタリギヤ20と変速制御のためのクラッチがダイレクトクラッチ(C-D)としてM/T部Mの下流側に移されている。この形態では、プラネタリギヤ20のサンギヤ21は、M/T部Mの第2出力軸3Bに連結され、この第2出力軸3Bがダイレクトクラッチ(C-D)を介して出力軸3に連結され、ピニオン24, 25を支持するキャリア22は、第1出力軸3Aに連結され、リングギヤ23は、出力軸3に連結されている。

【0134】

こうした構成からなる変速機は、図68にその作動を図表化して示すように、M/T部Mの第1歯車対11, 12(この形態の説明においても第1実施形態と同様に歯車対を<数字>で表記する)をドッグクラッチ32で第2出力軸3Bに連結し、プラネタリ部Sの第2クラッチ(C-2)とダイレクトクラッチ(C-D)を係合することで第1速(1st)を達成する。この状態で、エンジン(E/G)の回転がプラネタリ部Sの第2クラッチ(C-2)経由でM/T部Mのドライブギヤ11に入力され、第1歯車対<1>で減速され、ドッグクラッチ32を経て第2出力軸3Bに伝達され、ダイレクトクラッチ(C-D)を経て出力軸3Cに伝達される。

40

【0135】

次に、第2速(2nd)は、M/T部Mの第1歯車対<1>をドッグクラッチ32で第2出力軸3Bに連結すると共に、第2歯車対<2>をドッグクラッチ31で第1出力軸3Aに連結し、プラネタリ部Sの両クラッチ(C-1, C-2)を共に係合することで達成される。この状態では、両クラッチ(C-1, C-2)の係合でエンジン回転が第1歯車

50

対 1 1, 1 2 と第 2 歯車対 1 3, 1 4 に同時に入力され、それらで減速されて第 1 出力軸 3 A と第 2 出力軸 3 B に出力される。これらの回転の入力でプラネタリギヤ 2 0 のサンギヤ 2 1 とキャリア 2 2 の回転が、これらのギヤ比の中間のギヤ比に規制され、リングギヤ 2 3 からそれらの回転の中間の回転が出力軸 3 C に伝達される。

【0136】

第 3 速 (3 r d) は、M/T 部 M の第 2 歯車対 < 2 > をドッグクラッチ 3 1 で第 1 出力軸 3 A に連結し、プラネタリ部 S のクラッチ (C-1) とダイレクトクラッチ (C-D) を係合することで達成される。この状態で、エンジン (E/G) の回転がクラッチ (C-1) 経由で第 2 歯車対 < 2 > に入力され、その回転がドッグクラッチ 3 1 を経て第 2 歯車対 < 2 > に伝達され、そこで第 2 歯車対 < 2 > のギヤ比で減速されて第 1 出力軸 3 A に伝達される。この回転はプラネタリギヤ 2 0 のキャリア 2 2 入力となるが、プラネタリギヤ 2 0 はダイレクトクラッチ (C-D) の係合による直結状態にあるため、この回転はそのまま出力軸 3 C に伝達される。

10

【0137】

第 4 速 (4 t h) は、M/T 部 M の第 2 歯車対 < 2 > をドッグクラッチ 3 1 で第 1 出力軸 3 A に連結すると共に、第 3 歯車対 < 3 > をドッグクラッチ 3 2 で第 2 出力軸 3 B に連結し、プラネタリ部 S の両クラッチ (C-1, C-2) を共に係合することで達成される。この状態で、両クラッチ (C-1, C-2) の係合でエンジン回転が第 2 歯車対 < 2 > と第 3 歯車対 < 3 > に同時に入力され、それらで減速されて第 1 出力軸 3 A と第 2 出力軸 3 B に出力される。これらの回転の入力でプラネタリギヤ 2 0 のサンギヤ 2 1 とキャリア 2 2 の回転が規制され、リングギヤ 2 3 からそれらの回転の中間の回転が出力軸 3 C に伝達される。

20

【0138】

第 5 速 (5 t h) は、M/T 部 M の第 3 歯車対 < 3 > をドッグクラッチ 3 2 で第 2 出力軸 3 B に連結し、プラネタリ部 S の第 2 クラッチ (C-2) とダイレクトクラッチ (C-D) を係合することで達成される。この状態で、エンジン (E/G) の回転が第 2 クラッチ (C-2) 経由で第 2 軸 2 に入力され、そこで第 3 歯車対 < 3 > のギヤ比で減速されてドッグクラッチ 3 2 を経て第 2 出力軸 3 B に伝達される。この回転はプラネタリギヤ 2 0 のサンギヤ 2 1 入力となるが、プラネタリギヤ 2 0 はダイレクトクラッチ (C-D) の係合による直結状態にあるため、この回転はそのまま出力軸 3 C に伝達される。

30

【0139】

第 6 速 (6 t h) は、M/T 部 M の第 3 歯車対 < 3 > をドッグクラッチ 3 2 で第 2 出力軸 3 B に連結すると共に、第 4 歯車対 < 4 > をドッグクラッチ 3 1 で第 1 出力軸 3 A に連結し、プラネタリ部 S の両クラッチ (C-1, C-2) を共に係合することで達成される。この状態で、両クラッチ (C-1, C-2) の係合でエンジン回転が第 3 歯車対 < 3 > と第 4 歯車対 < 4 > に同時に入力され、それらで減速されて第 1 出力軸 3 A と第 2 出力軸 3 B に出力される。これらの回転の入力でプラネタリギヤ 2 0 のサンギヤ 2 1 とキャリア 2 2 の回転が規制され、リングギヤ 2 3 からそれらの回転の中間の回転が出力軸 3 C に伝達される。

40

【0140】

第 7 速 (7 t h) は、M/T 部 M の第 4 歯車対 < 4 > をドッグクラッチ 3 1 で第 1 出力軸 3 A に連結し、プラネタリ部 S の第 1 クラッチ (C-1) とダイレクトクラッチ (C-D) を係合することで達成される。この状態で、エンジン (E/G) の回転が第 1 クラッチ (C-1) 経由で第 4 歯車対 < 4 > に入力され、その回転がドッグクラッチ 3 1 を経て第 4 歯車対 < 4 > に伝達され、そこで第 4 歯車対 < 4 > のギヤ比で減速されて第 1 出力軸 3 A に伝達される。この回転はプラネタリギヤ 2 0 のキャリア 2 2 入力となるが、プラネタリギヤ 2 0 はダイレクトクラッチ (C-D) の係合による直結状態にあるため、この回転はそのまま出力軸 3 C に伝達される。

【0141】

なお、リバース (R e v) は、M/T 部 M のドッグクラッチ 3 2 を中立として、リバー

50

スギヤ列 19, 30 を第 2 出力軸 3 B に連結し、プラネタリ部 S の第 2 クラッチ (C-2) とダイレクトクラッチ (C-D) を係合することで達成される。この状態で、エンジン (E/G) の回転が第 2 クラッチ (C-2) 経由で第 2 軸 2 に入力され、その回転がリバースギヤ列 19, 30 で減速且つカウンタギヤ 30 経由で前記各変速段とは逆転されて第 2 出力軸 3 B に伝達され、ダイレクトクラッチ (C-D) 経由で出力軸 3 C に伝達される。

【0142】

この第 15 実施形態においても、各奇数の変速段がプラネタリギヤ 20 の変速要素を変速に関与しない単なる動力伝達部材として達成されるのに対して、各偶数の変速段は、プラネタリギヤ 20 の変速要素を機能させて達成される。しかも、これら各偶数の変速段は、それを挟む奇数の変速段の達成時に連結される 2 つの歯車対の同時連結により達成される。

10

【0143】

このようにして達成される各変速段におけるプラネタリギヤ 20 の 3 つの変速要素の挙動を図 69 に速度線図で示す。この速度線図は、一般的な自動変速機の入力回転数を基準 (速度比 1) として変速特性を示す表記形式に従うものであり、各変速要素であるサンギヤ、リングギヤ及びキャリアの速度比を●印で変速段を表す数字を白抜きして表しており、これらの速度比はすなわちエンジン回転数を速度比 1 とするものである。したがって、第 7 速における出力軸速度比が最も高いのは、エンジン回転に対して変速機の減速比が最も小さいことを表す。また○印で囲った数字は、その変速段において連結される M/T 部 M の第 1 ~ 第 4 歯車対を表す。

20

【0144】

この速度線図から分かるように、偶数の変速段は、M/T 部 M の第 1 ~ 第 4 歯車対により本来達成可能な奇数変速段に対する中間段としてのギヤ比で、隣り合う両偶数変速段を達成する歯車対による同時動力伝達により達成されるもので、それに隣り合う奇数の変速段に対する経過段ともなるものである。したがって、この形態の変速機によっても、従来形式の常時噛合式の 4 速変速機に対して、各変速段の中間に、ギヤ比ステップを密にする形態で 3 速の変速段を付加することができる。

【0145】

更にこの第 15 実施形態の場合、ギヤ比ステップを高速段側ほど狭くする設定を容易に行なうことができる利点が得られる。図 70 は先の 2 つの実施形態 (図 1、図 58 参照) との比較を速度線図で示す (ただし、各変速段の表記については、単一の歯車対のギヤ比で達成される変速段を整数で表し、それらの中間のギヤ比による変速段を端数で表す)。この例では、最低速段と最高速段 (第 4 速、実施形態の第 7 速に相当) のギヤ比を 0.342 と 2.044 と同一に設定し、途中の変速段の第 2、3 速 (実施形態の第 3、5 速に相当) 間で良好なギヤ比ステップが得られるようなギヤ比設定とした場合、図の (b) に示す本形態の配置の場合、中間段を含めて全ての変速段間のギヤ比ステップについて、低速段側ギヤ比ステップ > 高速段側ギヤ比ステップの関係が成立するのに対して、図の (a) に示す形態の配置の場合、プラネタリギヤのキャリアーリングギヤ間のギヤ比 λ を単純に 0.5 とした場合、1.5 - 2 速間、2.5 - 3 速間及び 3 - 3.5 速間で、低速段側ギヤ比ステップ < 高速段側ギヤ比ステップの逆転が生じるのが分かる。このように、本形態では、中間段としての偶数段を全て上位段側に寄せたギヤ比ステップが容易に設定可能となる。

30

40

【0146】

このようにプラネタリギヤを出力側に配置した場合についても、前記第 1 実施形態や第 2 実施形態と同様に、プラネタリ部について種々の変更が可能である。これらを例示すると、次のようになる。まず、シングルプラネタリ構成を前提とする場合、図 71 に示すように、サンギヤ 21 とリングギヤ 23 間のロックアップする場合、サンギヤ 21 は第 1 軸 3 A への連結とし、リングギヤ 23 を第 2 軸 3 B に連結し、キャリア 22 を出力軸 3 C に連結する構成がある。また、図 72 に示すように、サンギヤ 21 を第 2 軸 3 B 連結とし、

50

キャリア 2 2 を出力軸 3 C に連結する構成も考えられる。次に、キャリア 2 2 とサンギヤ 2 1 をロックアップする場合、図 7 3 に示すように、サンギヤ 2 1 を第 1 軸 3 A 連結、リングギヤ 2 3 を第 2 軸 3 B 連結とし、キャリア 2 2 を出力軸 3 C 連結とする構成と、図 7 4 に示すように、サンギヤ 2 1 を第 2 軸 3 B 連結、リングギヤ 2 3 を第 1 軸 3 A 連結とし、キャリア 2 2 を出力軸 3 C 連結とする構成が考えられる。そして、リングギヤ 2 3 とキャリア 2 2 をロックアップする場合、図 7 5 に示すように、サンギヤ 2 1 を第 1 軸 3 A 連結、リングギヤ 2 3 を第 2 軸 3 B 連結とし、キャリア 2 2 を出力軸 3 C 連結とする構成と、図 7 6 に示すように、リングギヤ 2 3 を第 1 軸 3 A 連結、サンギヤ 2 1 を第 2 軸 3 B 連結とし、キャリア 2 2 を出力軸 3 C 連結とする構成が考えられる。

【0147】

また、ダブルプラネタリ構成を前提とする場合、図 7 7 に示すように、リングギヤ 2 3 とサンギヤ 2 1 間をロックアップする場合、サンギヤ 2 1 は第 1 軸 3 A への連結とし、キャリア 2 2 を第 2 軸 3 B に連結し、リングギヤ 2 3 を出力軸 3 C に連結する構成も考えられる。次に、キャリア 2 2 とサンギヤ 2 1 をロックアップする場合、図 7 8 に示すように、サンギヤ 2 1 を第 1 軸 3 A 連結、キャリア 2 2 を第 2 軸 3 B 連結とし、リングギヤ 2 3 を出力軸 3 C 連結とする構成と、図 7 9 に示すように、サンギヤ 2 1 を第 2 軸 3 B 連結、キャリア 2 2 を第 1 軸 3 A 連結とし、リングギヤ 2 3 を出力軸 3 C 連結とする構成が考えられる。そして、リングギヤ 2 3 とキャリア 2 2 をロックアップする場合、図 8 0 に示すように、サンギヤ 2 1 を第 1 軸 3 A 連結、キャリア 2 2 を第 2 軸 3 B 連結とし、リングギヤ 2 3 を出力軸 3 C 連結とする構成と、図 8 1 に示すように、キャリア 2 2 を第 1 軸 3 A 連結、サンギヤ 2 1 を第 2 軸 3 B 連結とし、リングギヤ 2 3 を出力軸 3 C 連結とする構成が考えられる。

【0148】

次の図 8 2 に示す第 1 6 実施形態は、先の第 1 実施形態に対する第 1 1 実施形態（図 5 7 参照）と同様の改変を、ロックアップタイプの第 1 5 実施形態に施したものである。この形態では、ダブルプラネタリギヤ 2 0 とそのダイレクトクラッチ（C-D）を出力軸側の変速機後部に配置している。この配置の場合、出力軸側の第 1 軸 3 A 及び第 2 軸 3 B の内側に更に出力軸 3 C を通す必要があるため、第 1 歯車対<1>と第 3 歯車対<3>側で軸が 3 重軸となるが、ロックアップタイプのものについても、原理的にはこうした配列が可能である。

【0149】

次の図 8 3 に示す第 1 7 実施形態は、先の第 1 6 実施形態のプラネタリギヤをシングルプラネタリギヤとして出力軸側にセンタ配置とし、ダイレクトクラッチ（C-D）を M/T 部 M の出力側に配したものである。この配置では、プラネタリギヤのサンギヤ 2 1 が出力側の第 2 軸 3 B に連結され、リングギヤ 2 3 が出力側の第 1 軸 3 A に連結され、キャリア 2 2 が出力軸 3 C に連結されている。そしてこの場合のダイレクトクラッチ（C-D）は、出力側の第 1 軸 3 A と出力軸 3 C に連結され、プラネタリギヤのキャリア 2 2 とリングギヤ 2 3 をロックアップするものとされている。

【0150】

更に、図 8 4 に示す第 1 8 実施形態は、先の第 1 5 実施形態（図 6 7 参照）に対して、入力クラッチとして機能していた第 1 及び第 2 クラッチ（C-1, C-2）を、出力クラッチとして M/T 部 M の出力側に配したものである。この形態の場合、M/T 部の入力側は、単軸で直接入力軸 4 に連結され、出力側の第 1 軸 3 A とダブルプラネタリギヤのキャリア 2 2 が第 1 クラッチ（C-1）を介して連結可能とされ、出力側の第 2 軸 3 B とプラネタリギヤのサンギヤ 2 1 が第 2 クラッチ（C-2）を介して連結可能とされ、リングギヤ 2 3 が出力軸 3 C に常時連結とされている。そしてダイレクトクラッチ（C-D）は、プラネタリギヤのサンギヤ 2 1 とリングギヤ 2 3 をロックアップするものとされている。

【0151】

次の図 8 5 及び図 8 6 に示す第 1 9 実施形態は、当初の第 1 実施形態（図 1 ～図 3 参照）に対して、プラネタリ部を全て M/T 部 M の出力側に配したものである。この場合の作

10

20

30

40

50

動は、入出力の関係が全て第1実施形態に対して入れ替わるが、各変速段でのギヤ対と係合要素の作動関係は、図2に表記される作動と全く同様となるので図2の参照をもって説明に代える。また、この形態の場合の図86に示す速度線図は、第15実施形態の表記方法と同様に、一般的な自動変速機の入力回転数を基準（速度比1）として変速特性を示す表記形式に従うものであり、各変速要素であるサンギヤ、リングギヤ及びキャリアの速度比を●印で変速段を表す数字を白抜きして表しており、これらの速度比はすなわちエンジン回転数を速度比1とするものである。したがって、第7速における出力軸速度比が最も高いのは、エンジン回転に対して変速機の減速比が最も小さいことを表す。また○印で囲った数字は、その変速段において連結されるM/T部Mの第1～第4歯車対を表す。

【0152】

この第19実施形態においても、当初の第1実施形態と同様に、プラネタリ部の種々の改変が可能である。この場合の変形例については、第1実施形態の変形例として図6～図10に挙げた各例のフライホイールF/Wを出力軸3Cに置き換えた構成となるので、これらの図を参照した読み替えにより説明に代える。

【0153】

また、先の第15実施形態（図67参照）のギヤトレインの場合も第4速の飛ばしによる6速化が可能である。この場合の作動表と速度線図を図87及び図88に示す。

【0154】

次の図89～図91に示す第20実施形態は、第15実施形態の第1軸と第2軸を入替えたものである。この形態の場合の作動表と速度線図は、図90及び図91に示すようになる。

【0155】

次の図92～図94に示す第21実施形態は、第15実施形態の第4歯車対を廃止したものである。この形態の場合の作動表と速度線図は、図93及び図94に示すようになる。

【0156】

更に、図95及び図96に示す第22実施形態は、先の第6実施形態（図37～図39参照）において、プラネタリ部をM/T部の出力側に移したものである。この場合の作動図表は、図38に示す図表と同様となるので、同図の参照を以って説明に代える。また、速度線図は、図96に示すようになる。

【0157】

更に、図97及び図98に示す第23実施形態は、先の第7実施形態（図40～図42参照）において、プラネタリ部をM/T部の出力側に移したものである。この場合の作動図表は、図41に示す図表と同様となるので、同図の参照を以って説明に代える。また、速度線図は、図98に示すようになる。

【0158】

更に、図99～図101に示す第24実施形態は、先の第15実施形態（図67～図69参照）において、ブレーキを追加して8速化を図ったものである。この場合、プラネタリギヤのキャリアがブレーキを介して変速機ケースに固定可能とされる構成が採られる。この場合の作動図表は、図100に示すようになり、速度線図は、図101に示すようになる。

【0159】

最後に、図102～図104に示す第25実施形態は、先の第9実施形態（図53～図55参照）において、プラネタリ部をM/T部の出力側に移したものである。この場合、プラネタリ部の移設に伴い第2歯車対のドッグクラッチも出力軸側に移設されている。この場合の作動図表は、図103に示すようになり、速度線図は、図104に示すようになる。

【0160】

以上、本発明の理解のために多くの実施形態を挙げて説明したが、本発明は、例示の実施形態に限定されるものではなく、特許請求の範囲の個々の請求項に記載の事項の範囲内

10

20

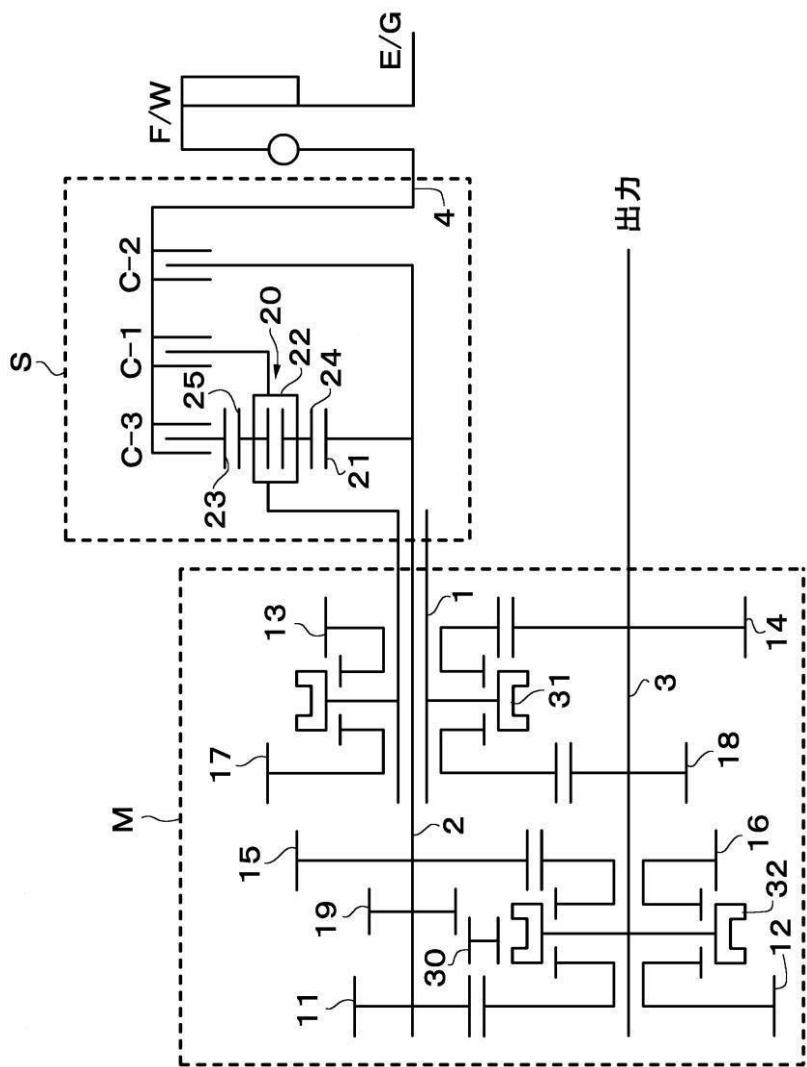
30

40

50

で種々に具体的な構成を変更して実施することができるものである。

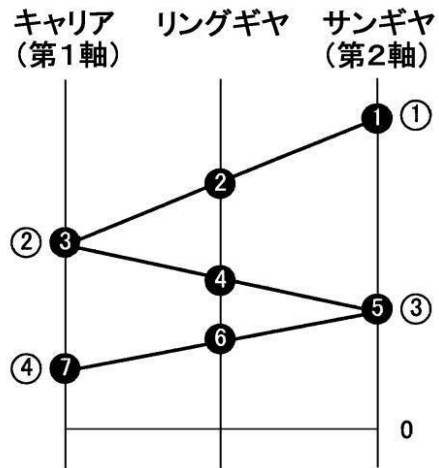
【 図 1 】



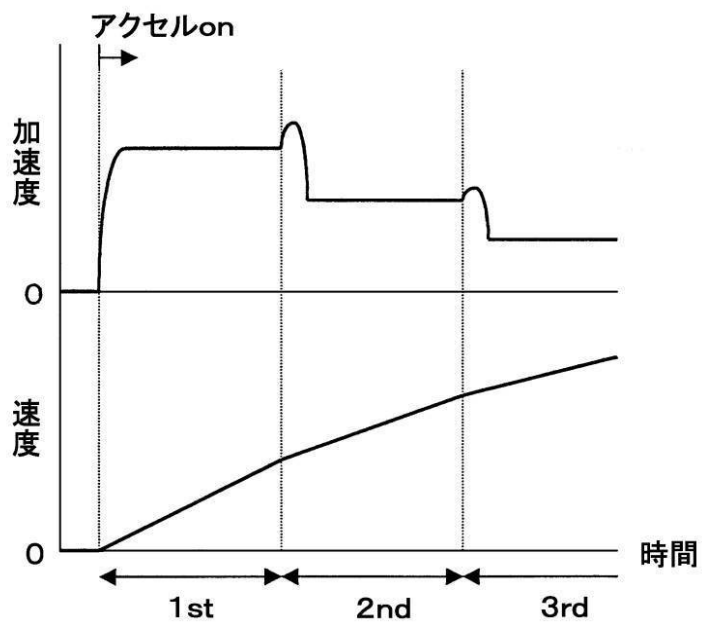
【 図 2 】

	プラネタリ部			M/T部				
	C-1	C-2	C-3	①	②	③	④	REV
1st		○		○				
2nd			○	○	○			
3rd	○				○			
4th			○		○	○		
5th		○				○		
6th			○			○	○	
7th	○						○	
Rev		○						○

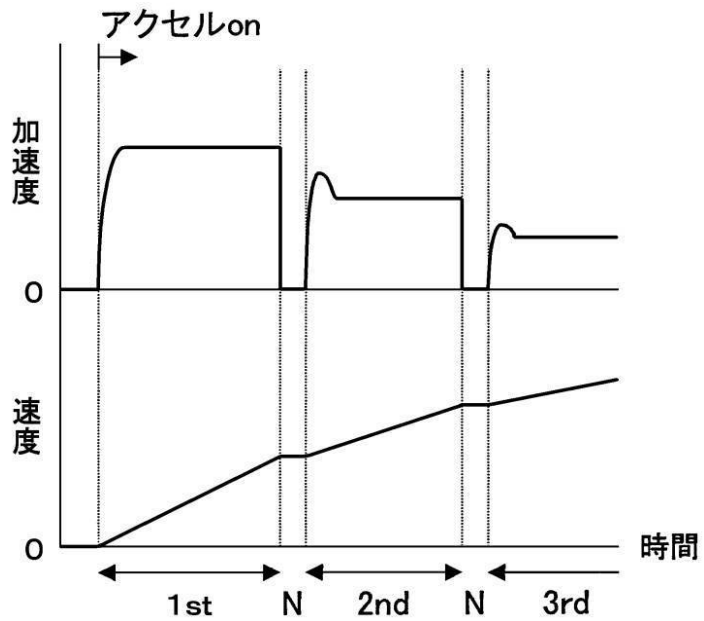
【図 3】



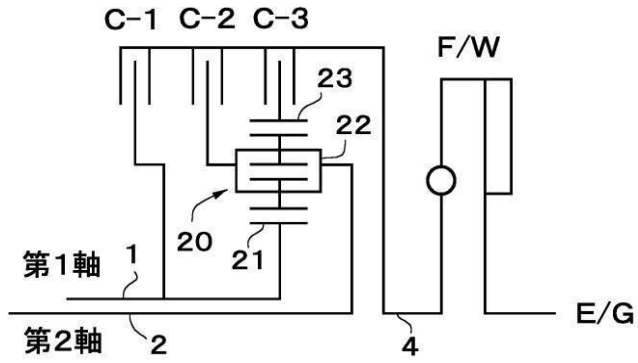
【図 4】



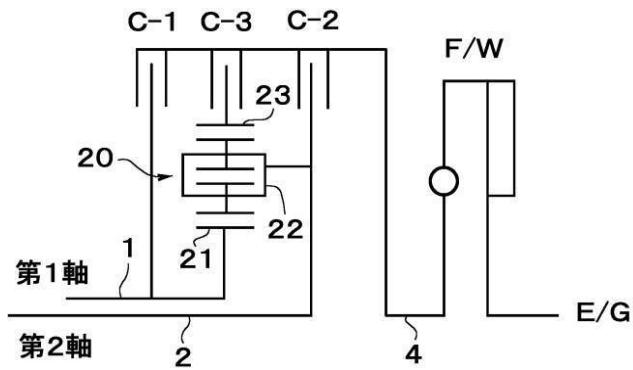
【図 5】



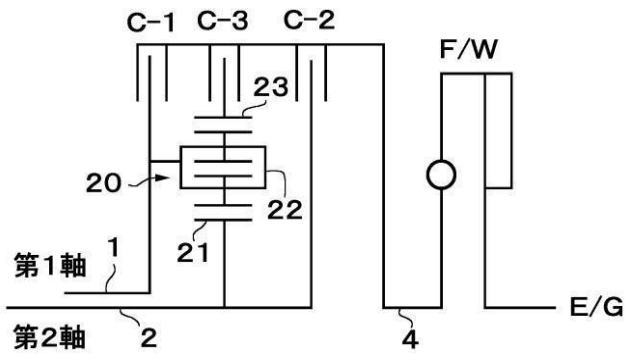
【図 6】



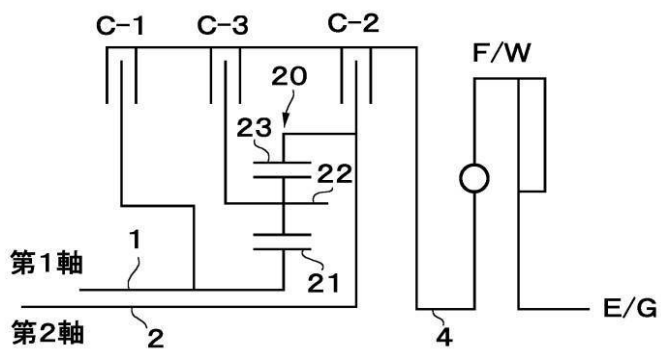
【図 7】



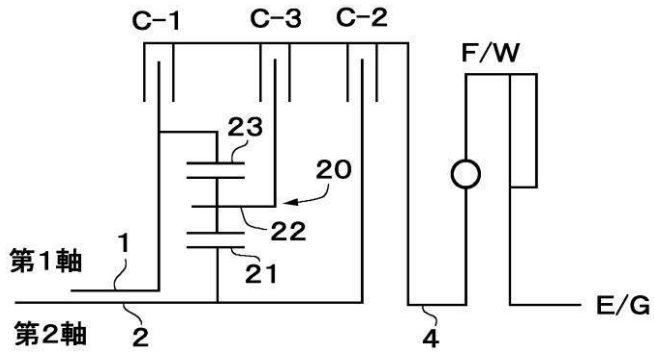
【図 8】



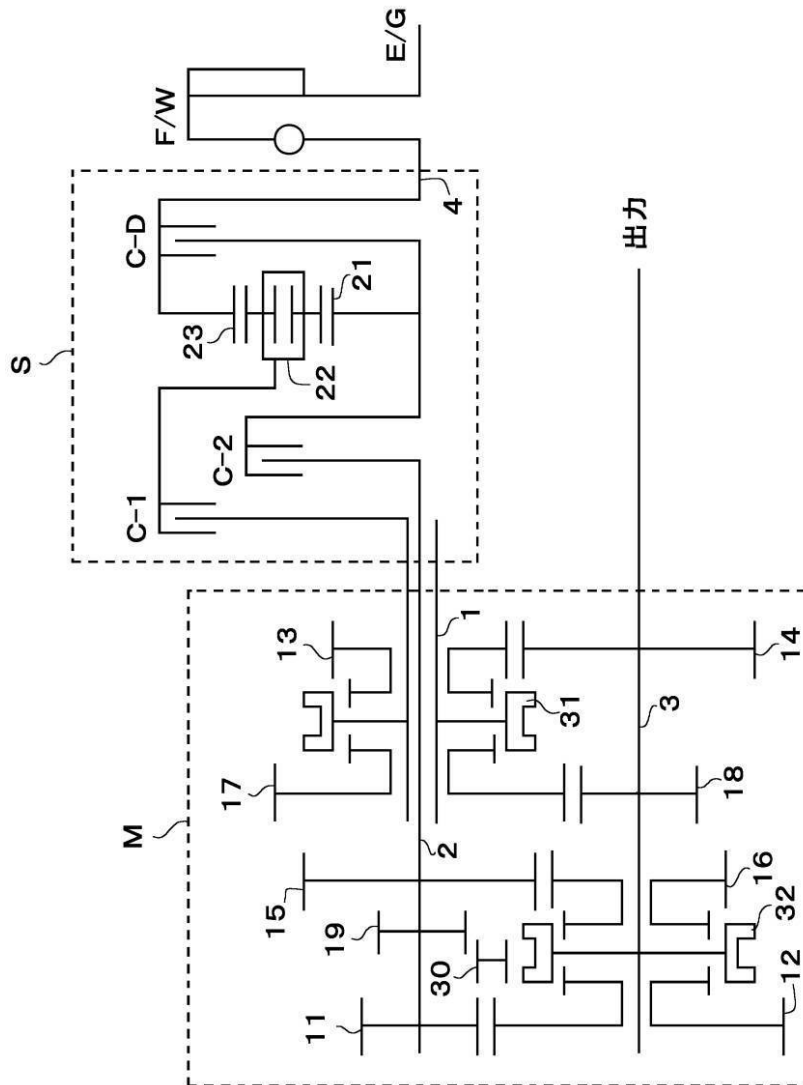
【図 9】



【図 10】



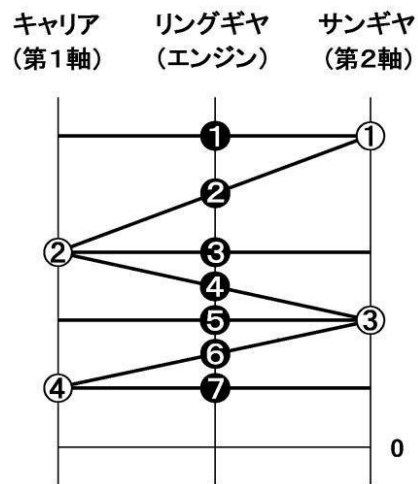
【図 11】



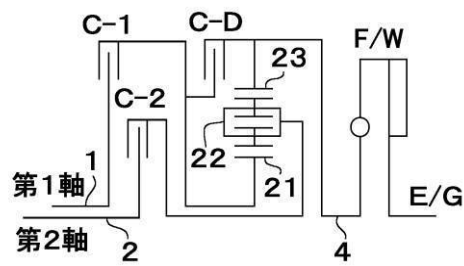
【図 1 2】

	プラネタリ部			M/T部				
	C-1	C-2	C-D	①	②	③	④	REV
1st		○	○	○				
2nd	○	○		○	○			
3rd	○		○		○			
4th	○	○			○	○		
5th		○	○			○		
6th	○	○				○	○	
7th	○		○				○	
REV		○	○					○

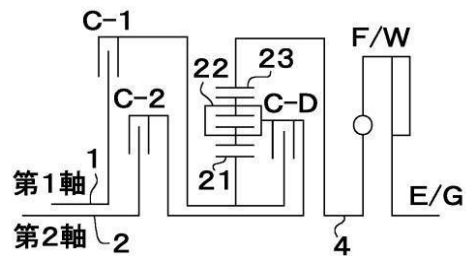
【図 1 3】



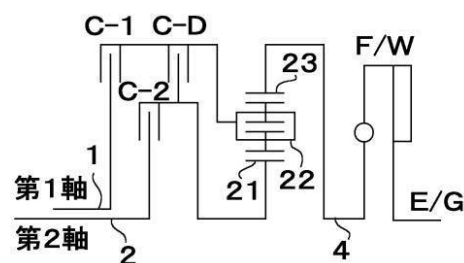
【図 1 4】



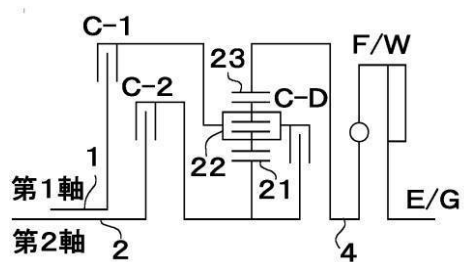
【図 1 5】



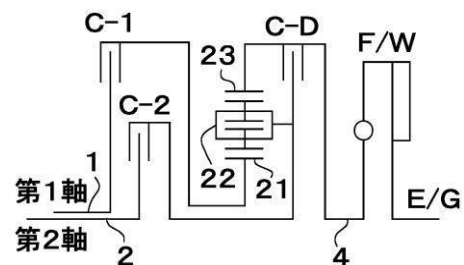
【図 1 6】



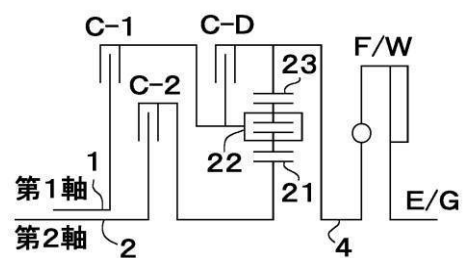
【図 17】



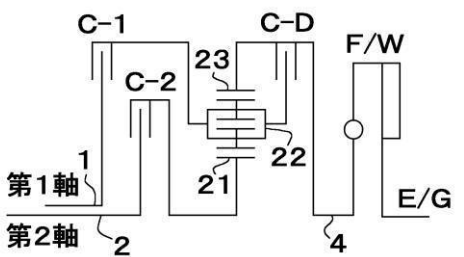
【図 18】



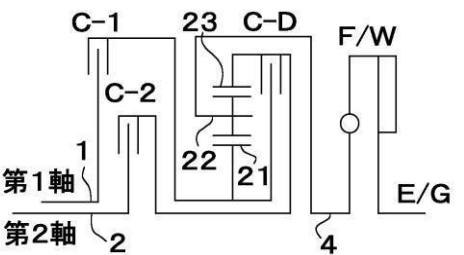
【図 19】



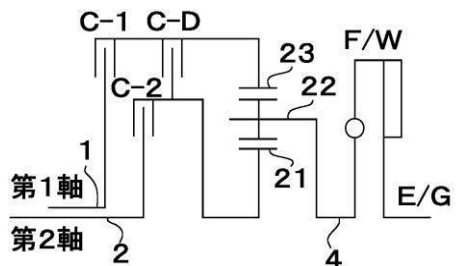
【図 20】



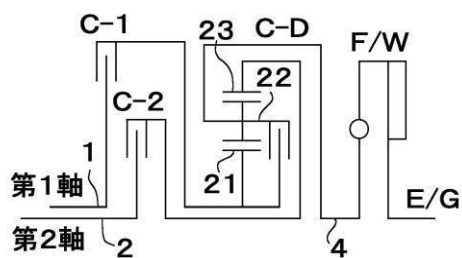
【図 21】



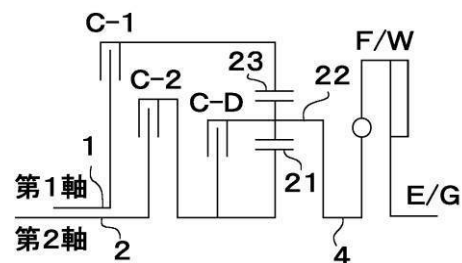
【図 22】



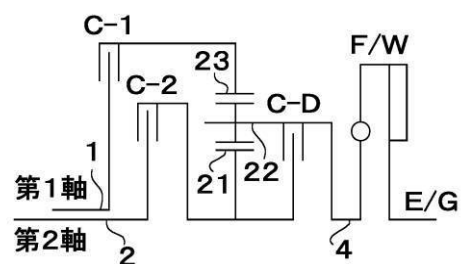
【図 2 3】



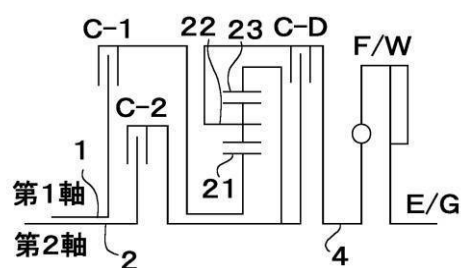
【図 2 4】



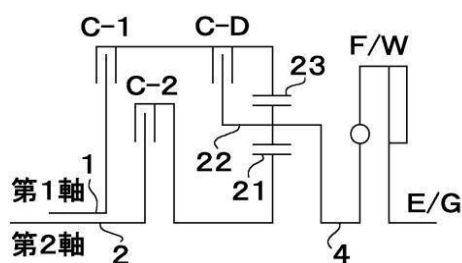
【図 2 5】



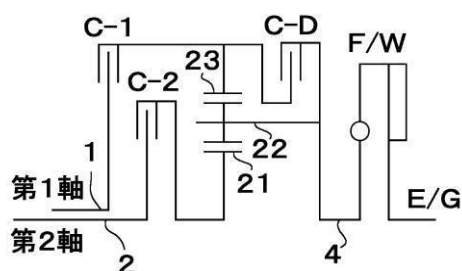
【図 2 6】



【図 2 7】



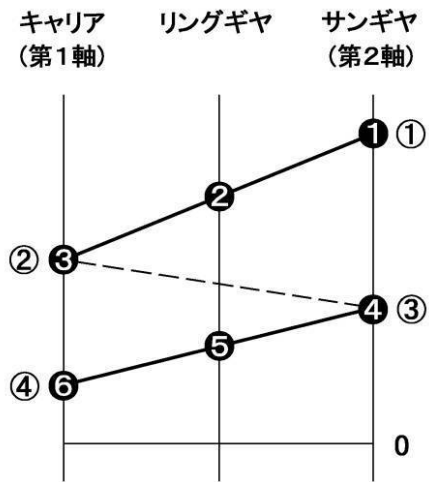
【図 2 8】



【図 29】

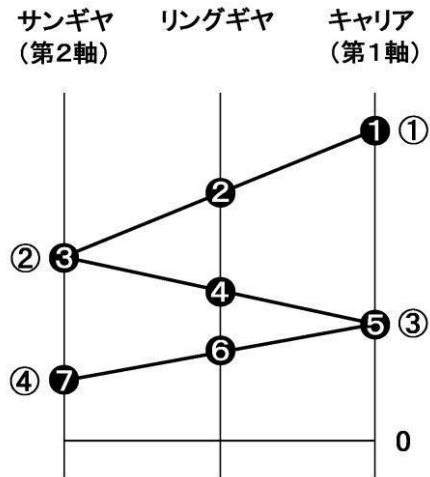
	プラネタリ部			M/T部				
	C-1	C-2	C-3	①	②	③	④	REV
1st		○		○				
2nd			○	○	○			
3rd	○				○			
4th		○				○		
5th			○			○	○	
6th	○						○	
Rev		○						○

【図 30】

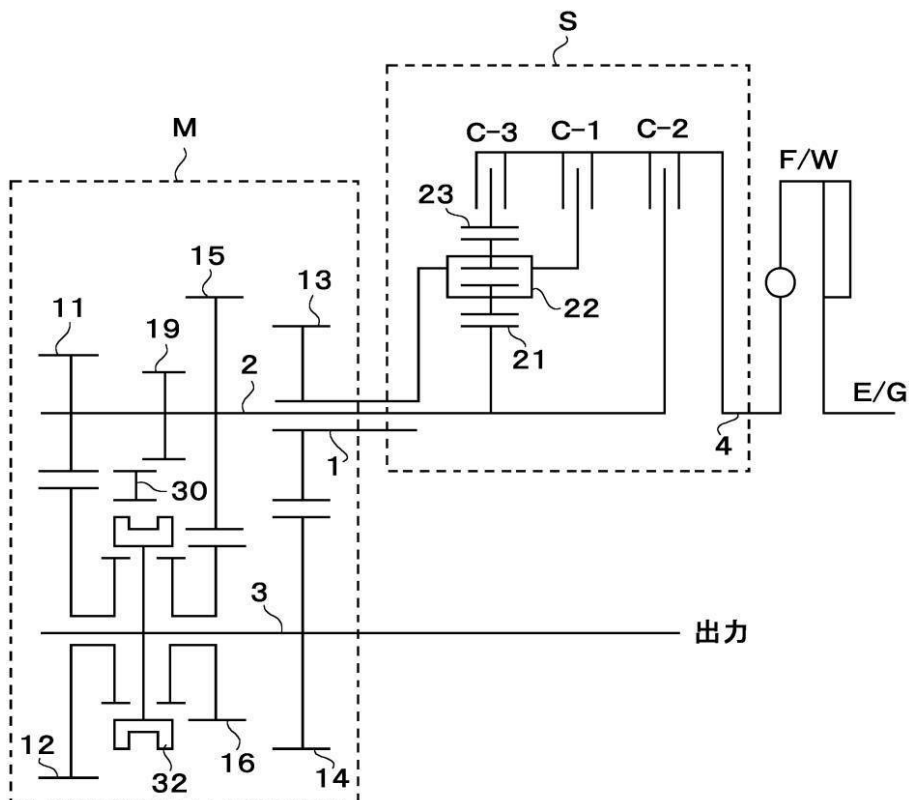


	プラネタリ部			M/T部				
	C-1	C-2	C-3	①	②	③	④	REV
1st	○			○				
2nd			○	○	○			
3rd		○			○			
4th			○		○	○		
5th	○					○		
6th			○			○	○	
7th		○					○	
Rev	○							○

【図 3 3】



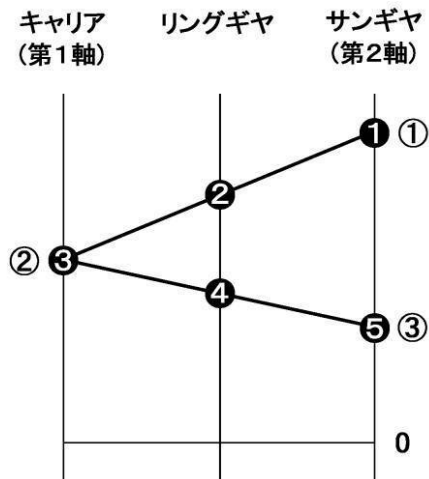
【図 3 4】



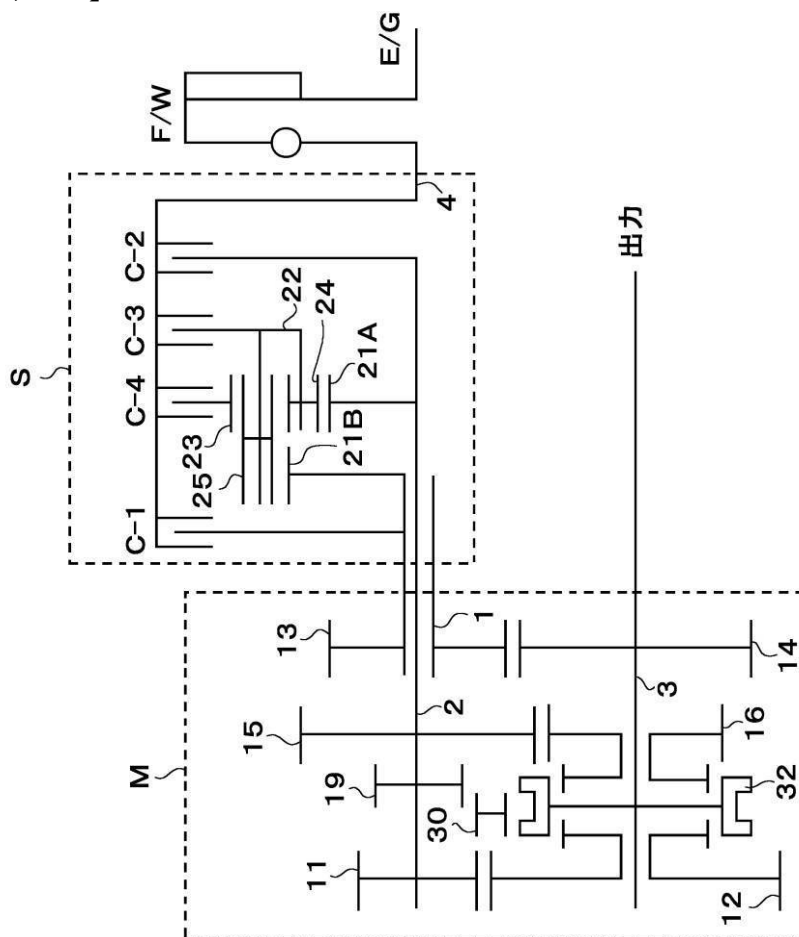
【図 3 5】

	プラネタリ部			M/T部			
	C-1	C-2	C-3	①	②	③	REV
1st		○		○			
2nd			○	○	○		
3rd	○				○		
4th			○		○	○	
5th		○				○	
Rev		○					○

【図 3 6】



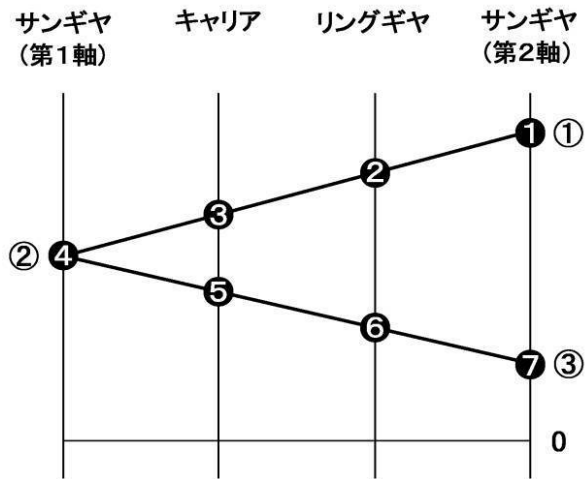
【図 3 7】



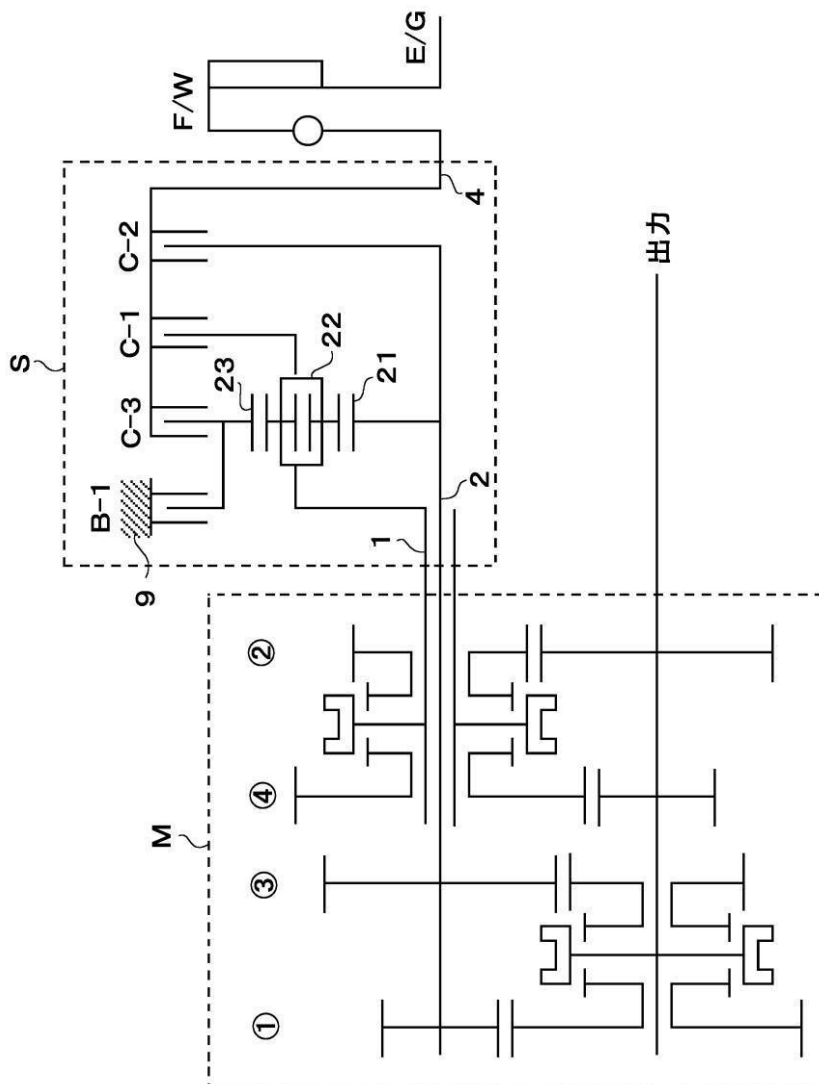
【図 3 8】

	プラネタリ部				M/T部			
	C-1	C-2	C-3	C-4	①	②	③	REV
1st		○			○			
2nd				○	○	○		
3rd			○		○	○		
4th	○					○		
5th			○			○	○	
6th				○		○	○	
7th		○					○	
Rev		○						○

【図 39】



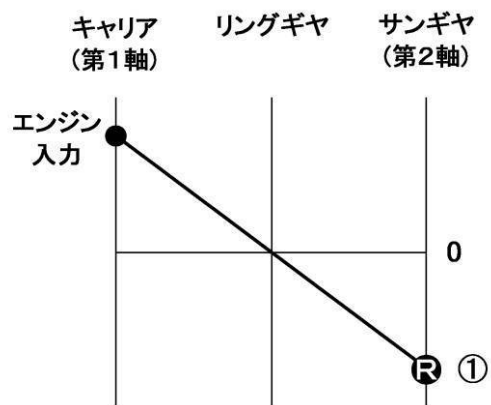
【図 40】



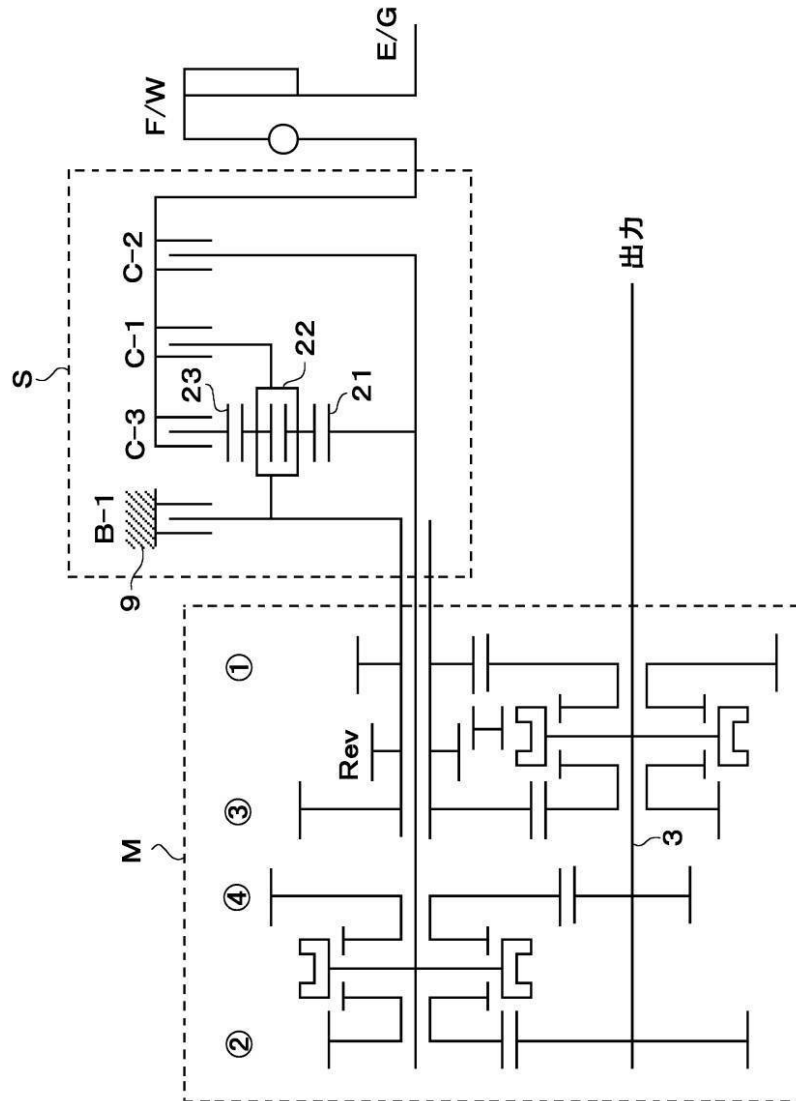
【図 4 1】

	プラネタリ部				M/T部			
	C-1	C-2	C-3	B-1	①	②	③	④
1st		○			○			
2nd			○		○	○		
3rd	○					○		
4th			○			○	○	
5th		○					○	
6th			○				○	○
7th	○							○
Rev	○			○	○			

【図 4 2】



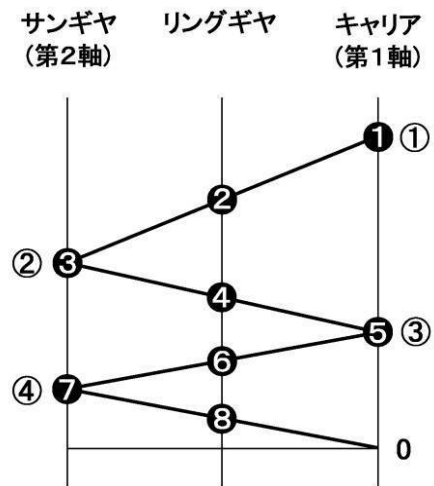
【図 4 3】



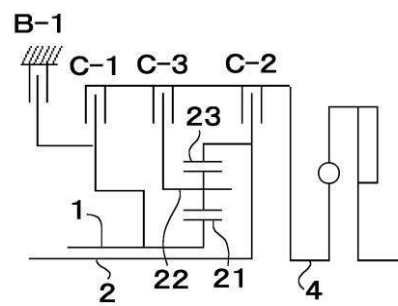
【図 4 4】

	プラネタリ部				M/T部				
	C-1	C-2	C-3	B-1	①	②	③	④	REV
1st	○				○				
2nd			○		○	○			
3rd		○				○	○		
4th			○			○	○		
5th	○						○		
6th			○				○	○	
7th		○						○	
8th			○	○				○	
Rev	○								○

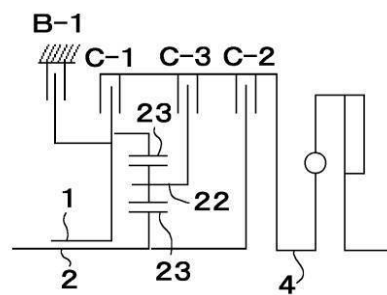
【図 4 5】



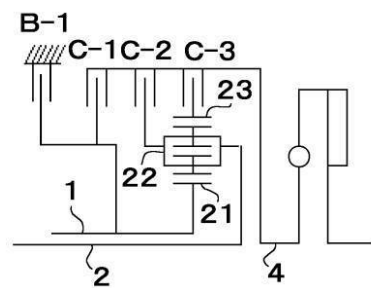
【図 4 6】



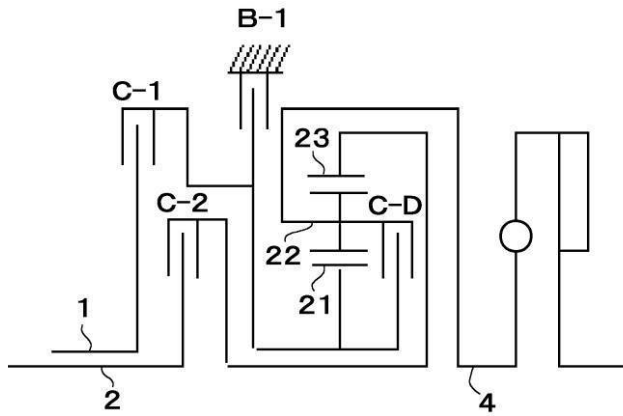
【図 4 7】



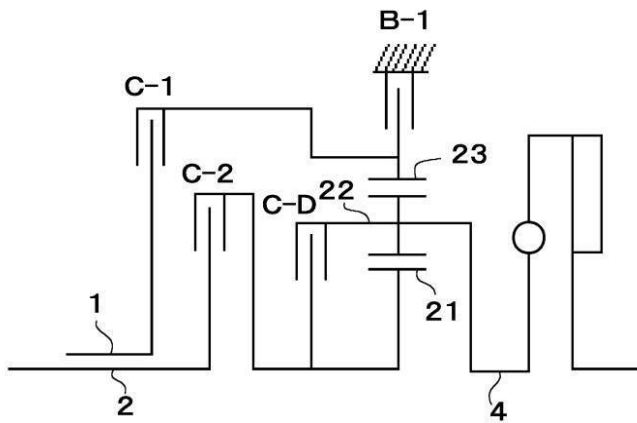
【図 4 8】



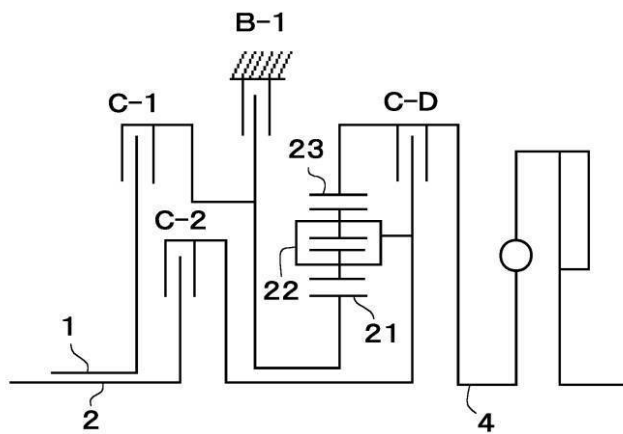
【図 49】



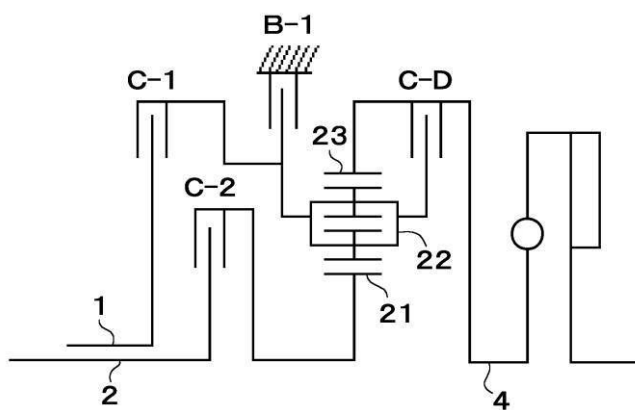
【図 50】



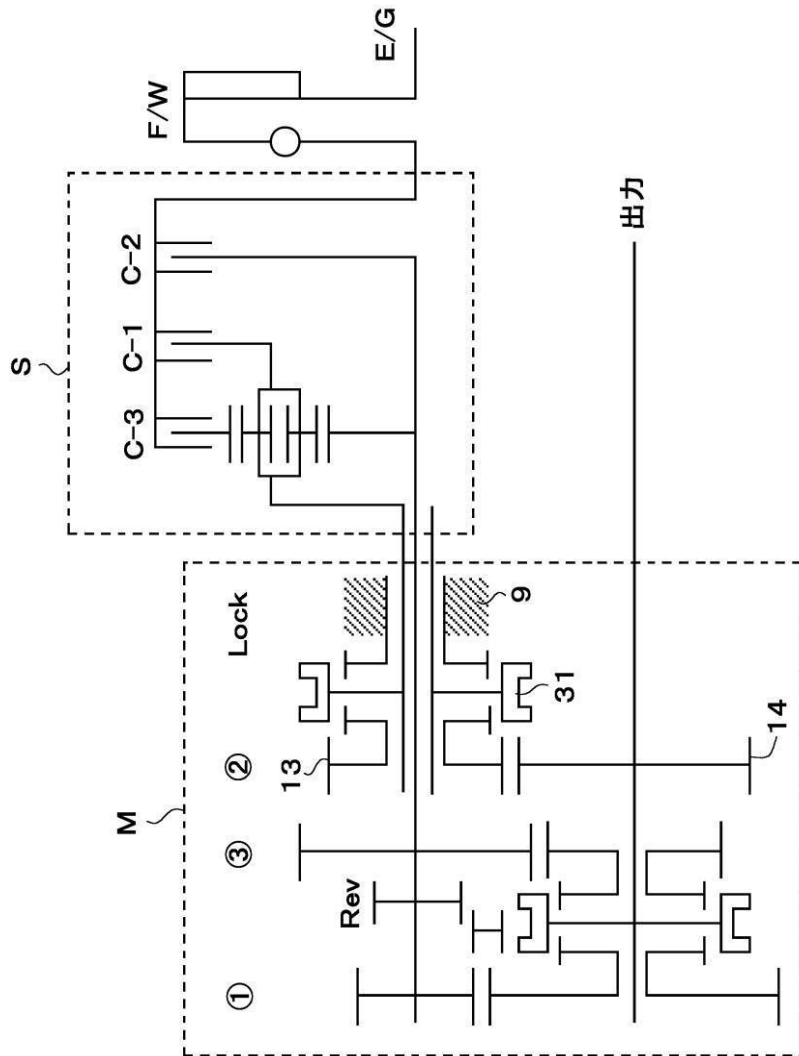
【図 51】



【図 52】



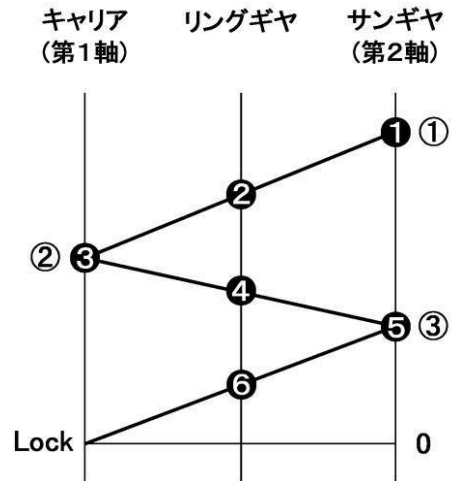
【図 5 3】



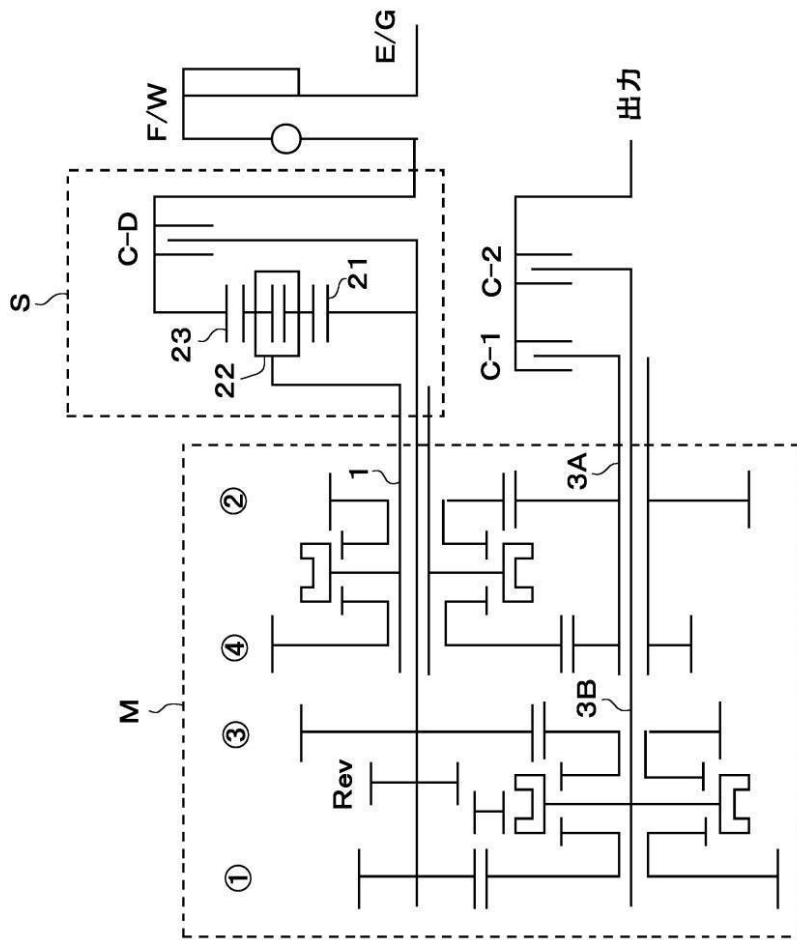
【図 5 4】

	プラネタリ部			M/T部				
	C-1	C-2	C-3	①	②	③	Lock	REV
1st		○		○				
2nd			○	○	○			
3rd	○				○			
4th			○		○	○		
5th		○				○		
6th			○			○	○	
Rev		○						○

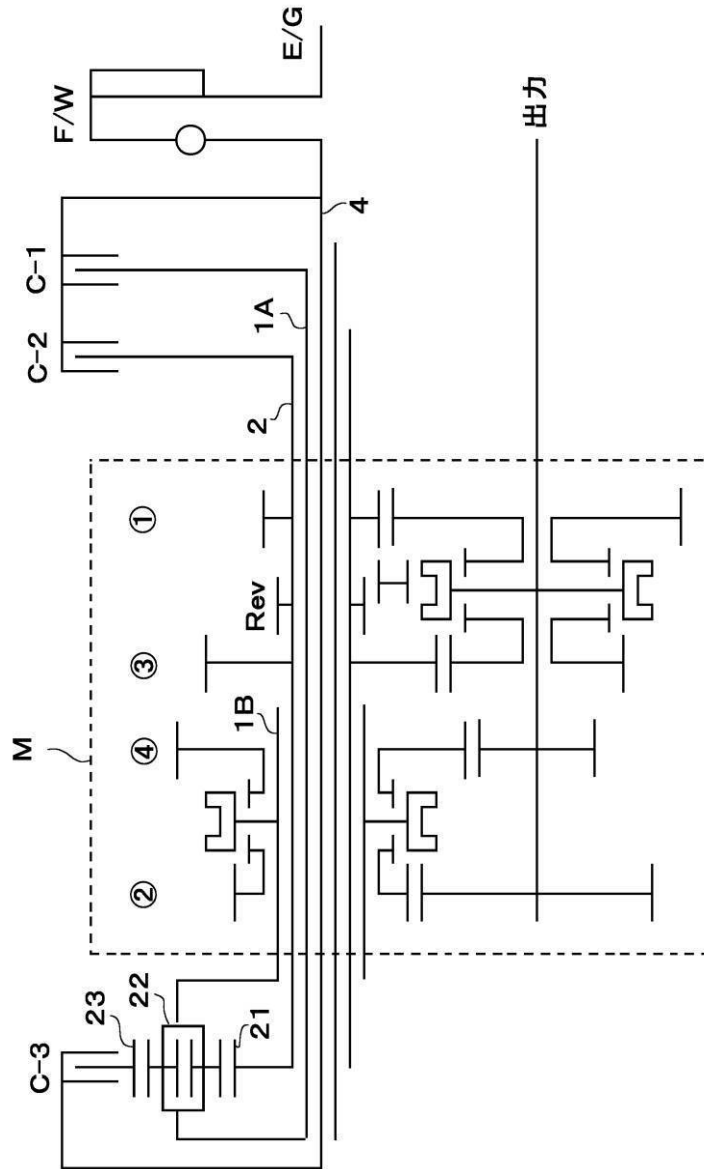
【図 5 5】



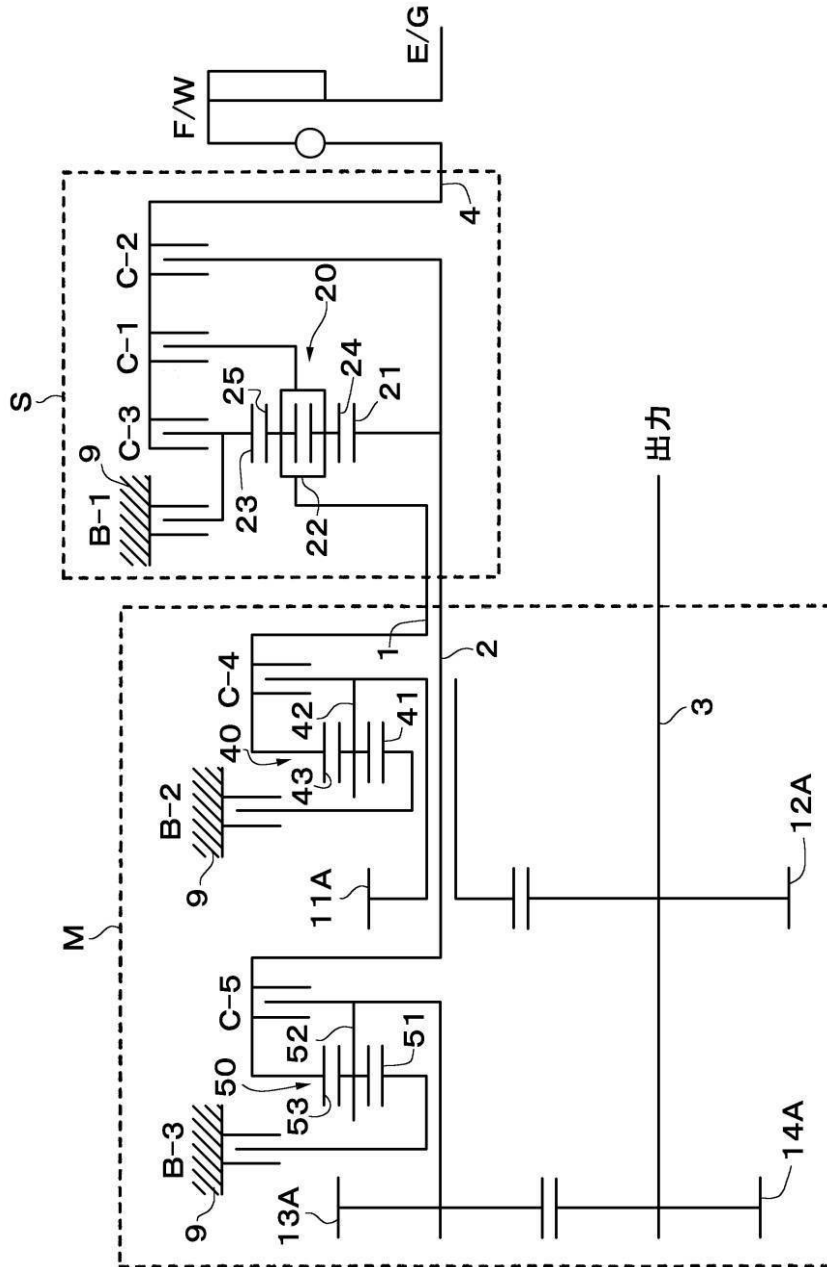
【図 5 6】



【図 57】



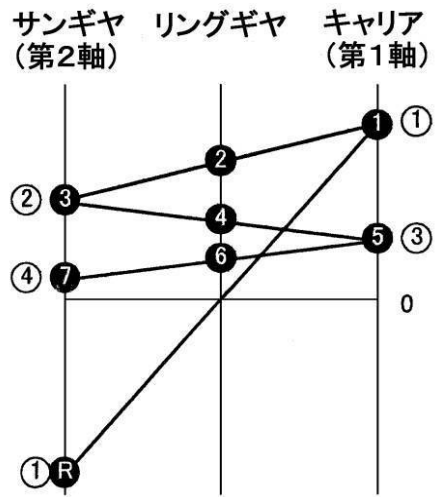
【図 5 8】



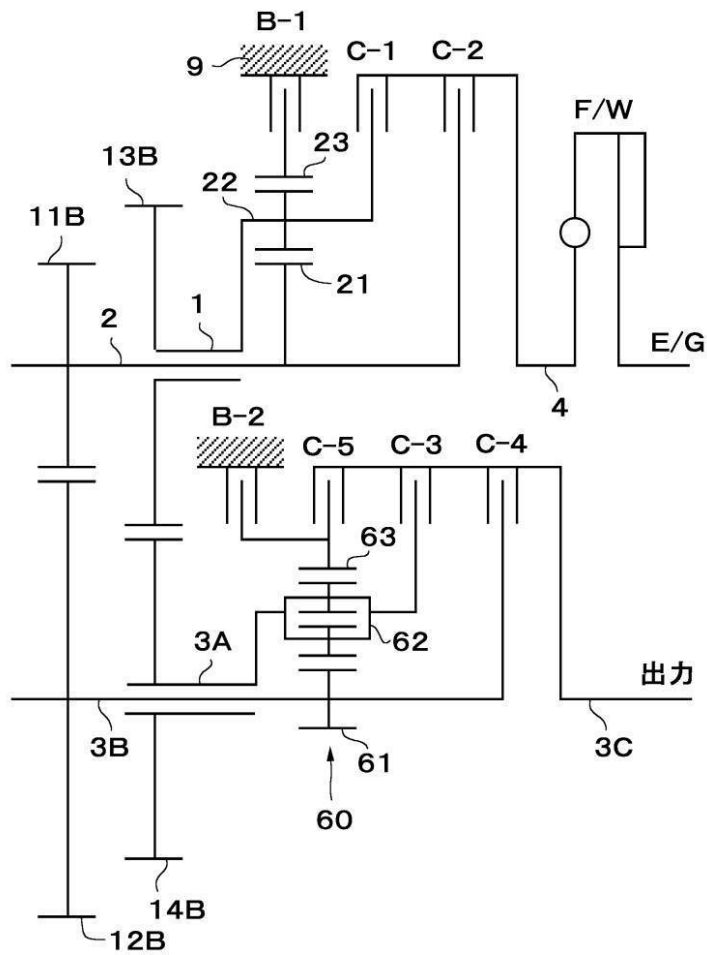
【図 5 9】

	プラネタリ部			M/T部				
	C-1	C-2	C-3	C-4	C-5	B-1	B-2	B-3
1st	○						○	
2nd			○				○	○
3rd		○						○
4th			○	○				○
5th	○			○				
6th			○	○	○			
7th		○			○			
Rev		○				○	○	

【図 60】



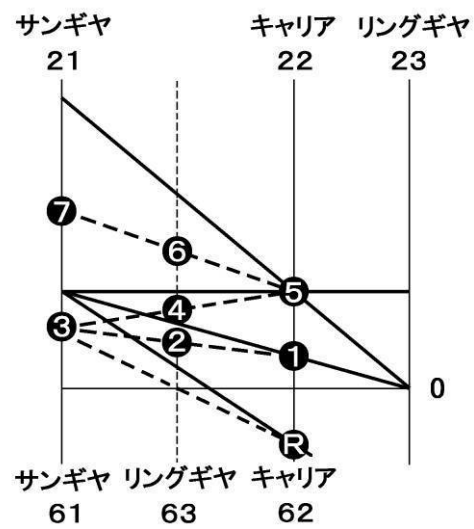
【図 61】



【図 6 2】

	後プラネタリ部				前プラネタリ部		
	C-3	C-4	C-5	B-2	C-1	C-2	B-1
1st	○					○	○
2nd			○			○	○
3rd		○			(○)	○	(○)
4th			○		○	○	
5th	○				○	(○)	(○)
6th			○		○		○
7th		○			○		○
Rev	○			○		○	

【図 6 3】

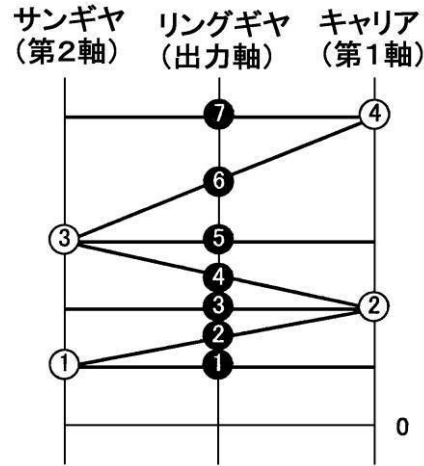


	プラネタリ3				プラネタリ2		
	C-3	C-4	C-5	B-2	C-1	C-2	B-1
1st	○					○	○
2nd			○			○	○
3rd		○			(○)	○	(○)
4th			○		○	○	
5th	○				○	(○)	(○)
6th			○		○		○
7th		○			○		○
Rev	○			○		○	

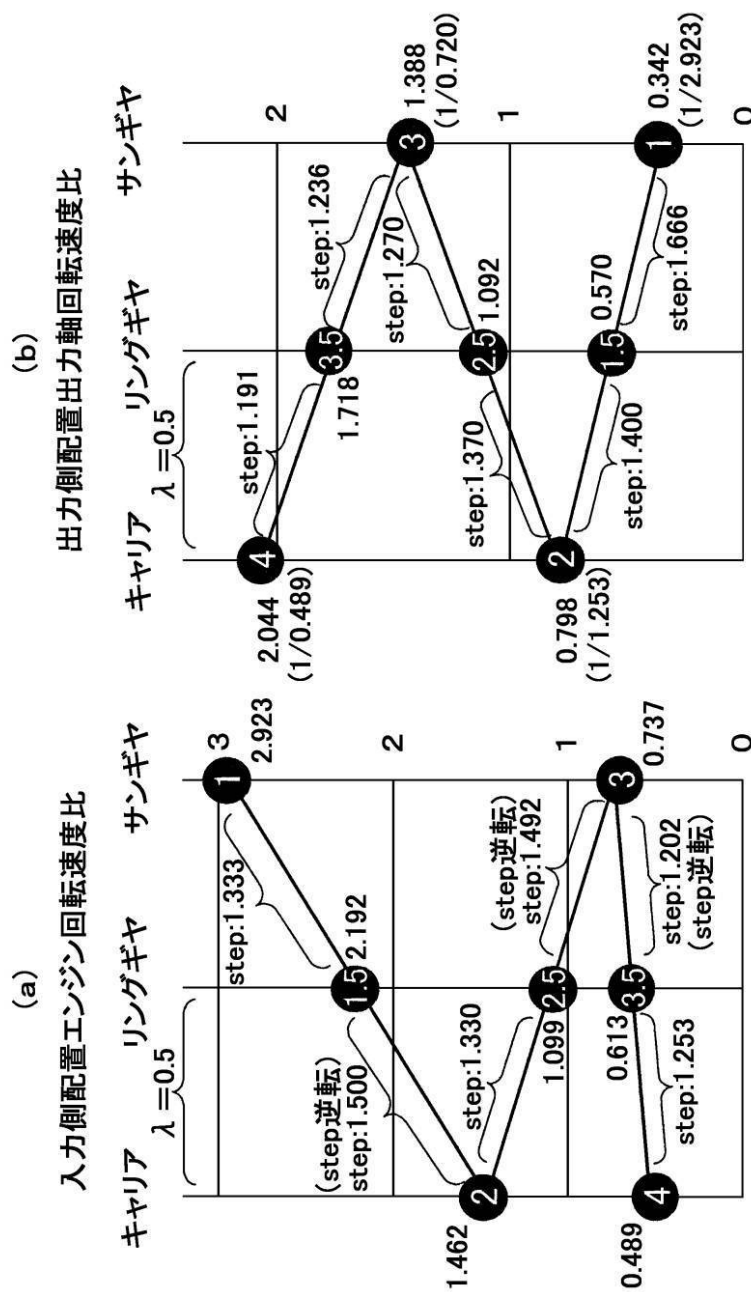
[illegible]

	プラネタリ部			M/T部				
	C-1	C-2	C-D	①	②	③	④	REV
1st		○	○	○				
2nd	○	○		○	○			
3rd	○		○		○			
4th	○	○			○	○		
5th		○	○			○		
6th	○	○				○	○	
7th	○		○				○	
Rev		○	○					○

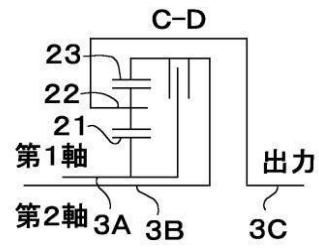
【図 69】



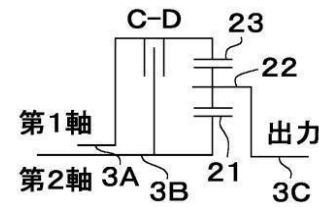
【図 70】



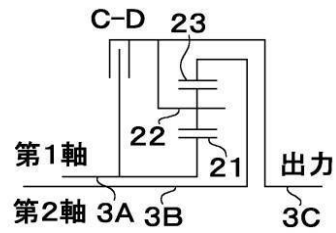
【図 7 1】



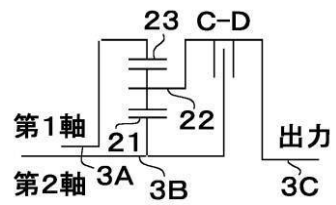
【図 7 2】



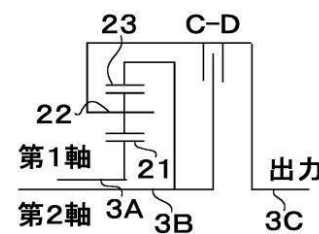
【図 7 3】



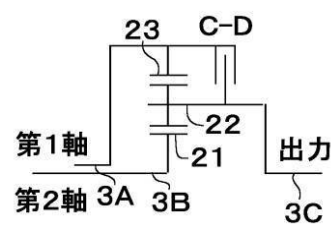
【図 7 4】



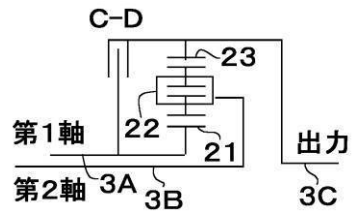
【図 7 5】



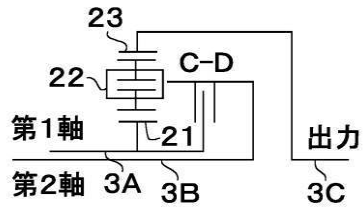
【図 7 6】



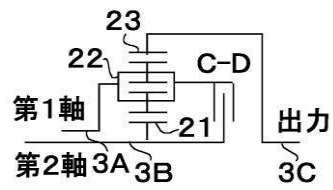
【図 77】



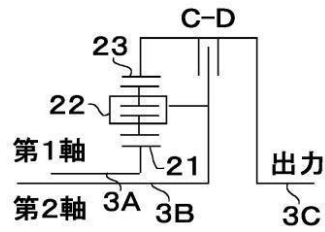
【図 78】



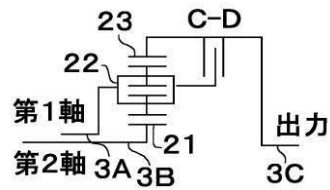
【図 79】



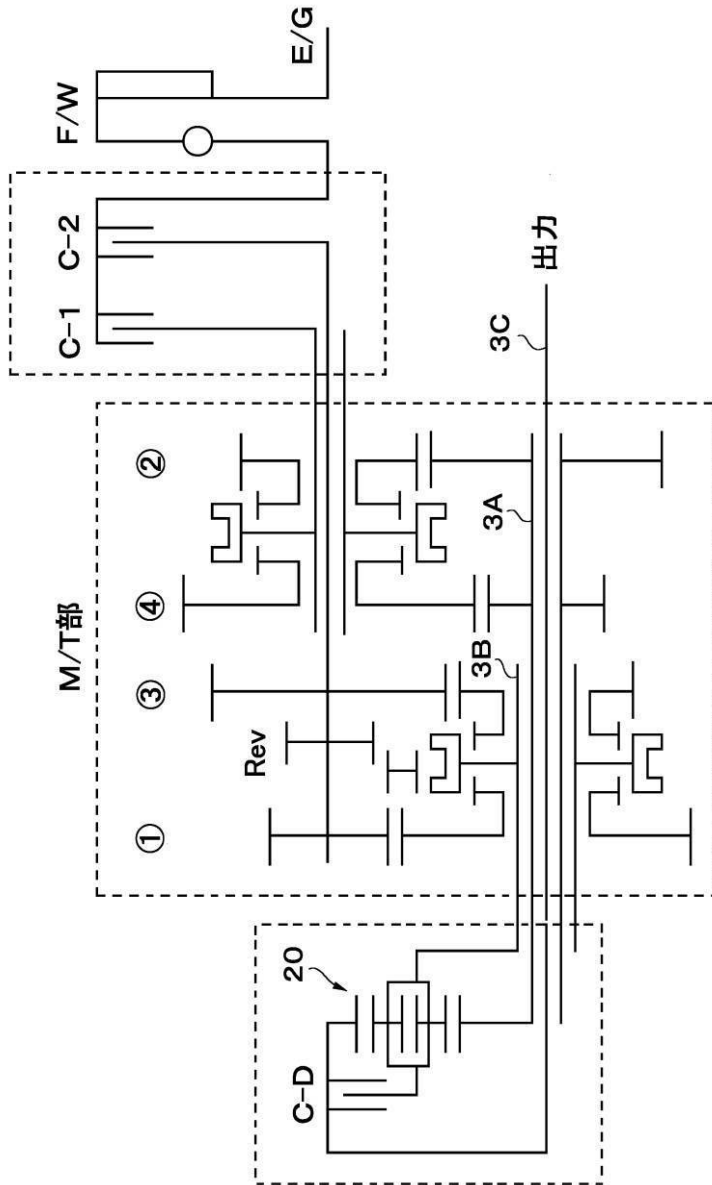
【図 80】



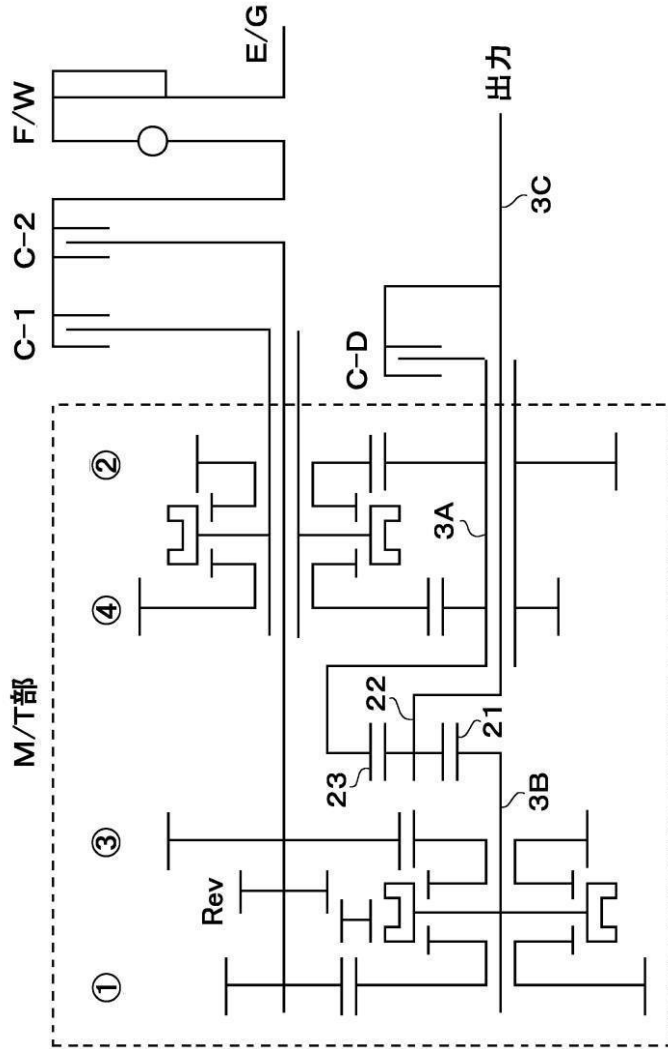
【図 81】



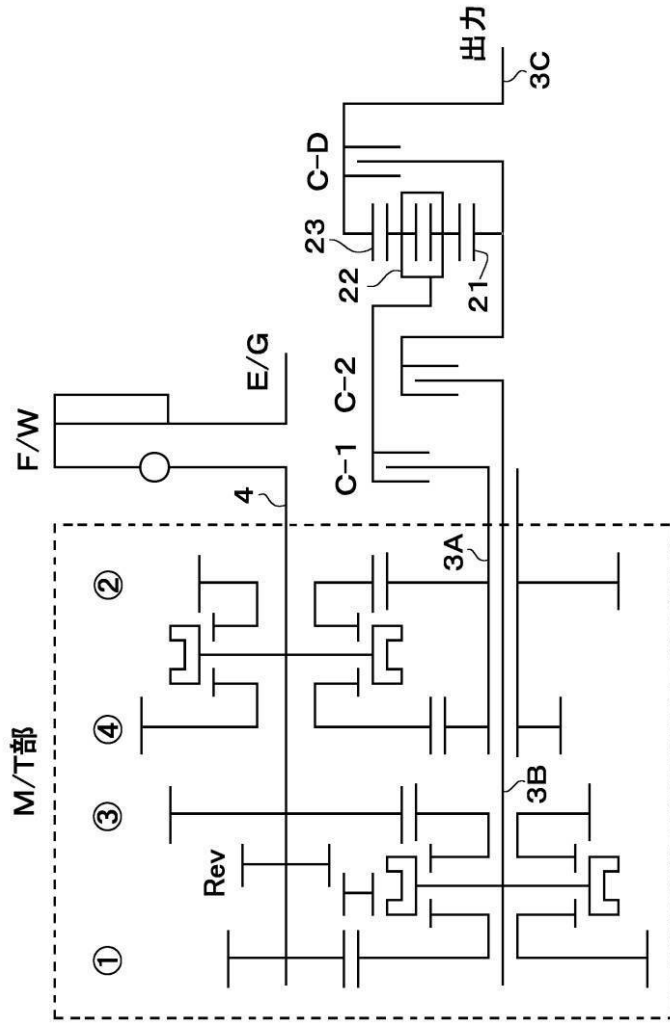
【図 8 2】



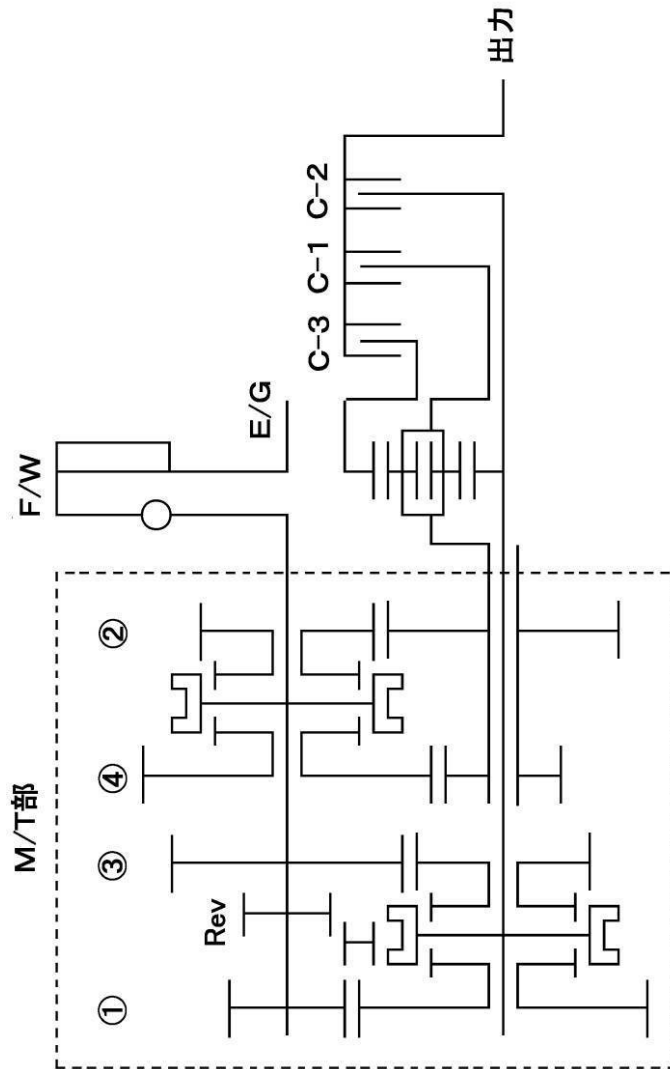
【図 8 3】



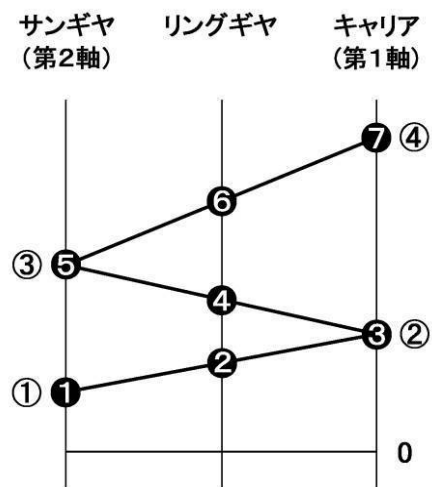
【図 8 4】



【図 8 5】



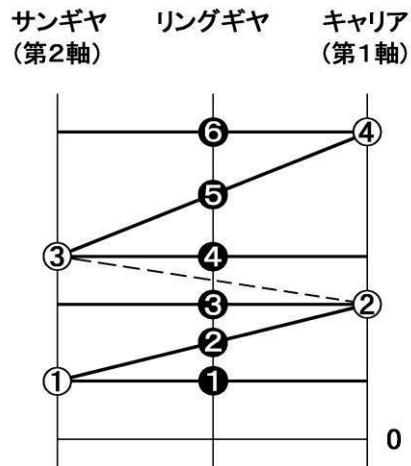
【図 8 6】



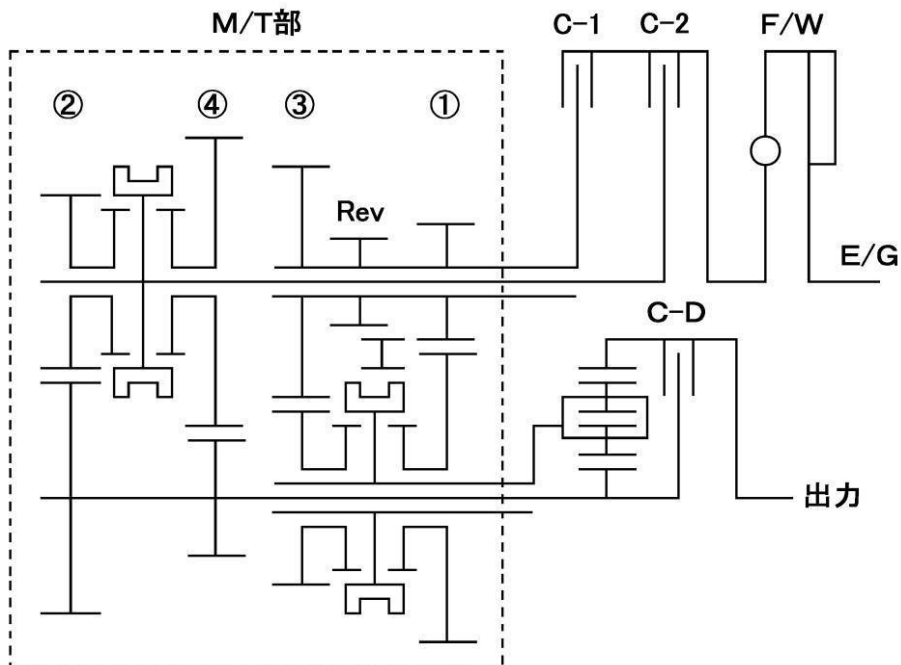
【図 8 7】

	プラネタリ部			M/T部				
	C-1	C-2	C-D	①	②	③	④	REV
1st		○	○	○				
2nd	○	○		○	○			
3rd	○		○		○			
4th		○	○			○		
5th	○	○				○	○	
6th	○		○				○	
Rev		○	○					○

【図 8 8】



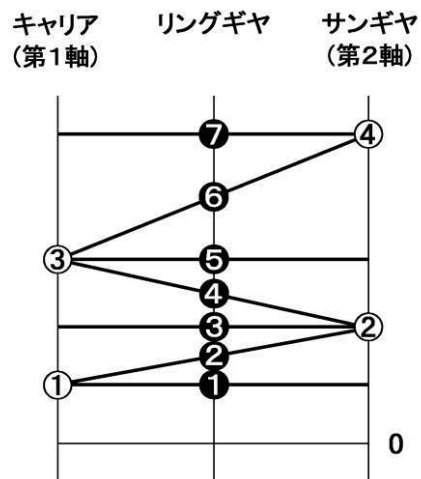
【図 8 9】



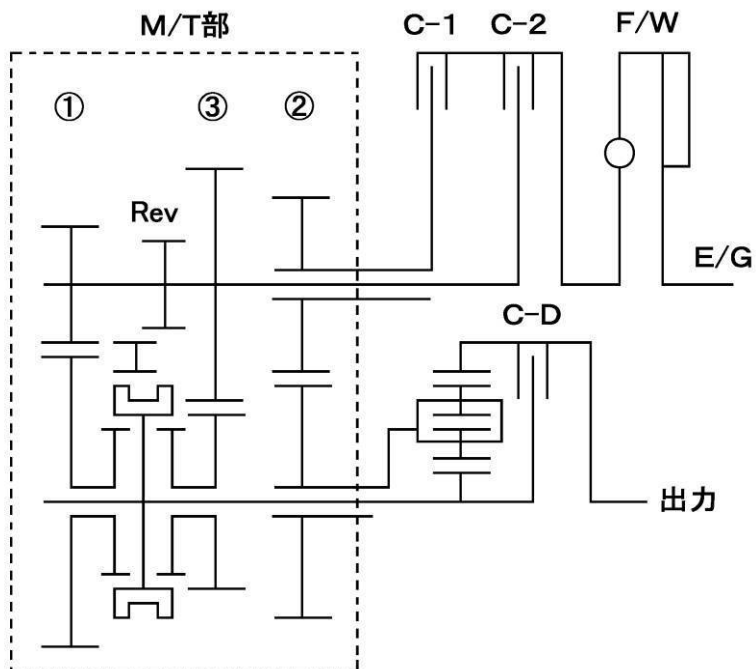
【図 9 0】

	プラネタリ部			M/T部				
	C-1	C-2	C-D	①	②	③	④	REV
1st	○		○	○				
2nd	○	○		○	○			
3rd		○	○		○			
4th	○	○			○	○		
5th	○		○			○		
6th	○	○				○	○	
7th		○	○				○	
Rev	○							○

【図 9 1】



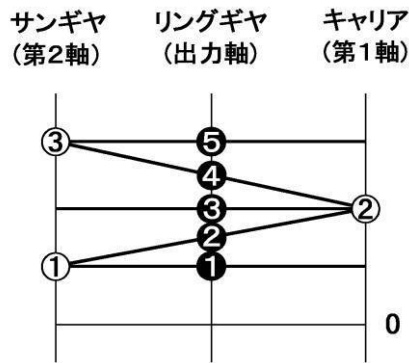
【図 9 2】



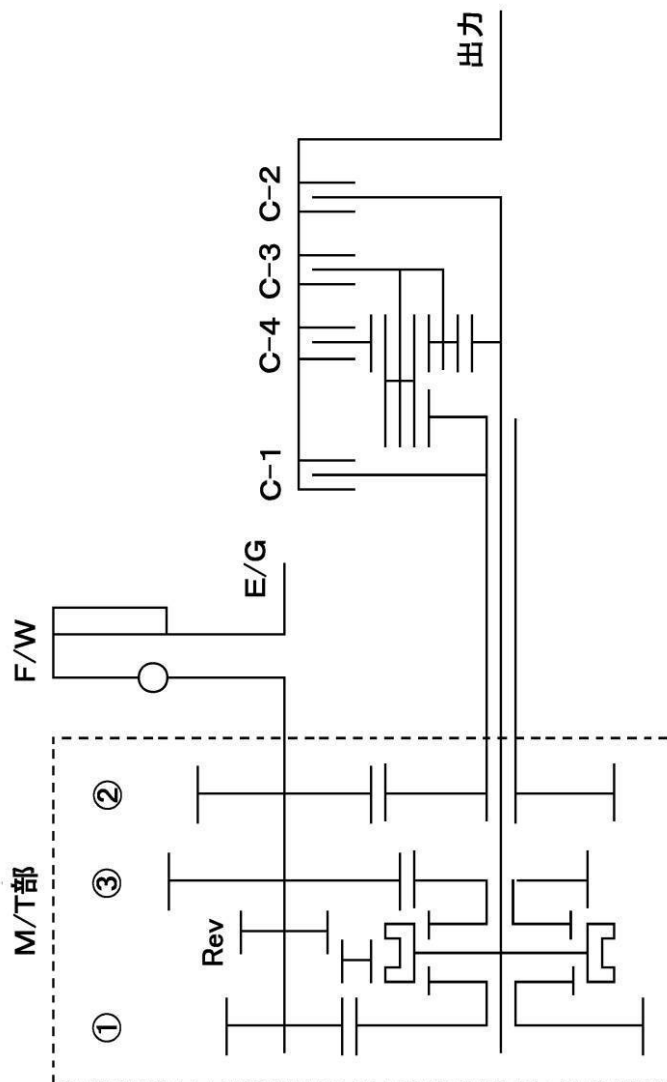
【図 9 3】

	プラネタリ部			M/T部			
	C-1	C-2	C-D	①	②	③	REV
1st		○	○	○			
2nd	○	○		○	○		
3rd	○		○		○		
4th	○	○			○	○	
5th		○	○			○	
Rev		○	○				○

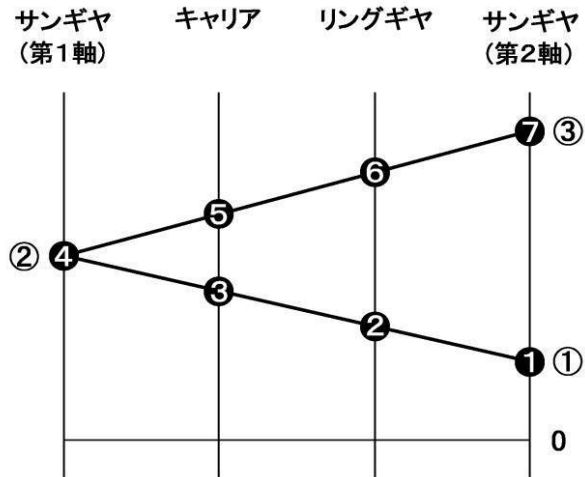
【図 9 4】



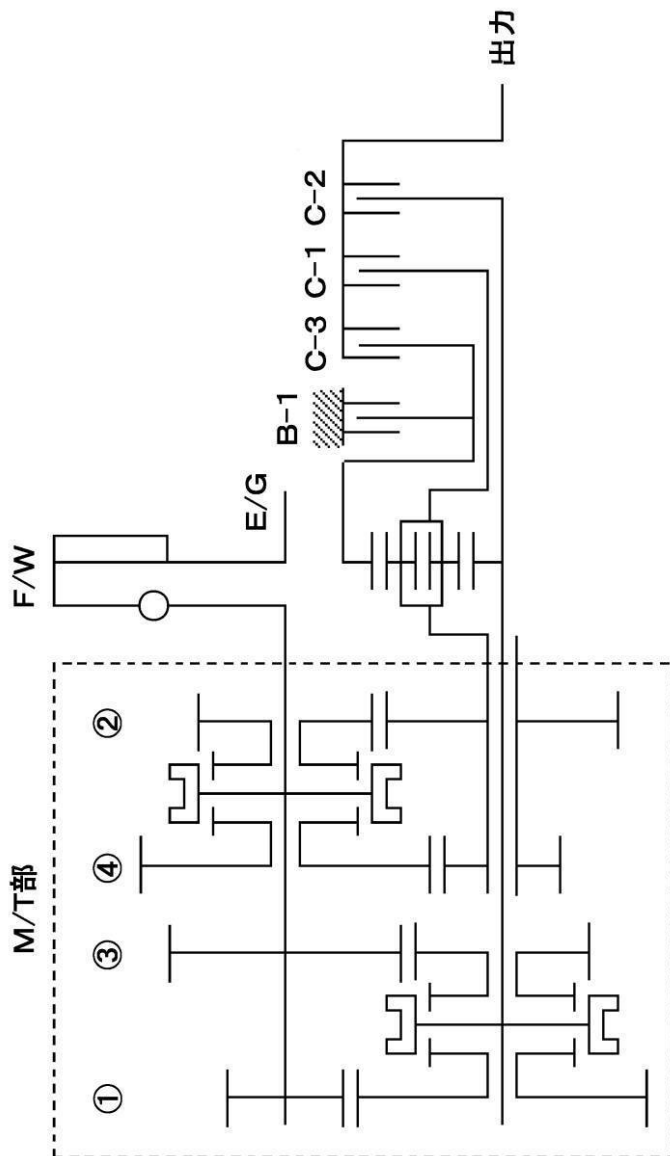
【図 9 5】



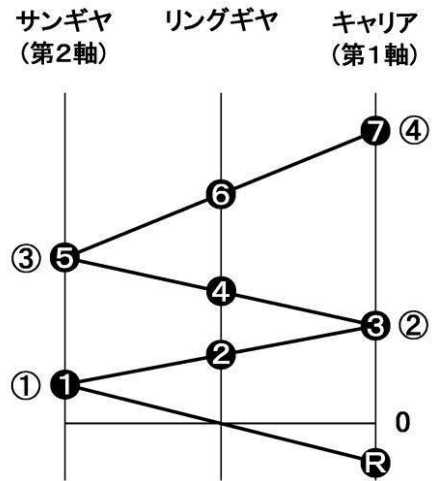
【図 9 6】



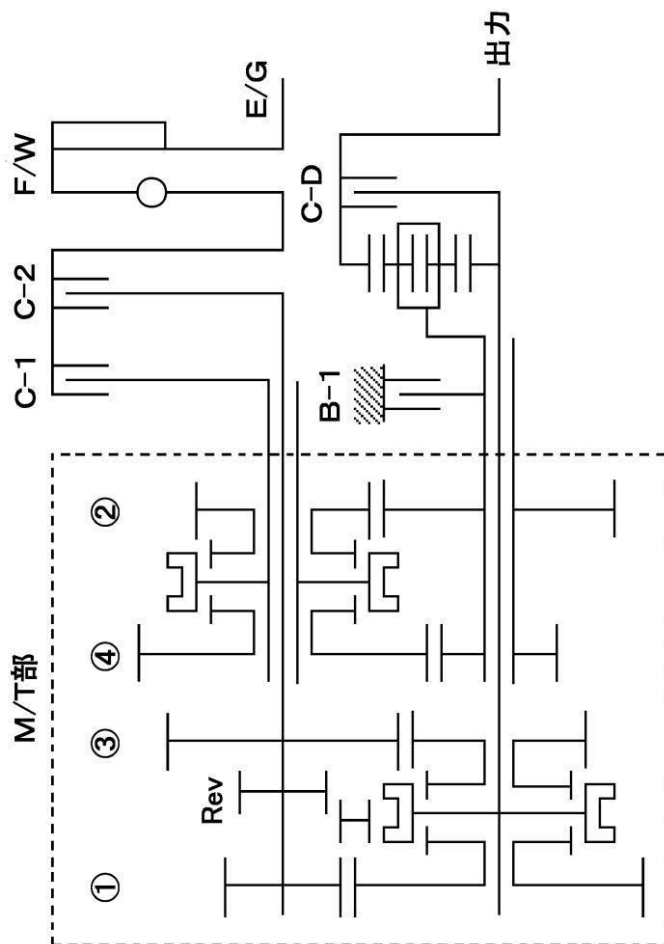
【図 9 7】



【図 98】



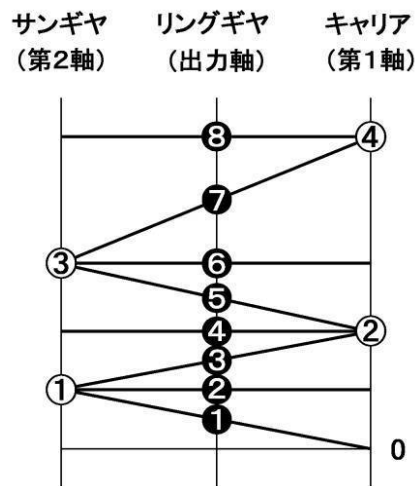
【図 99】



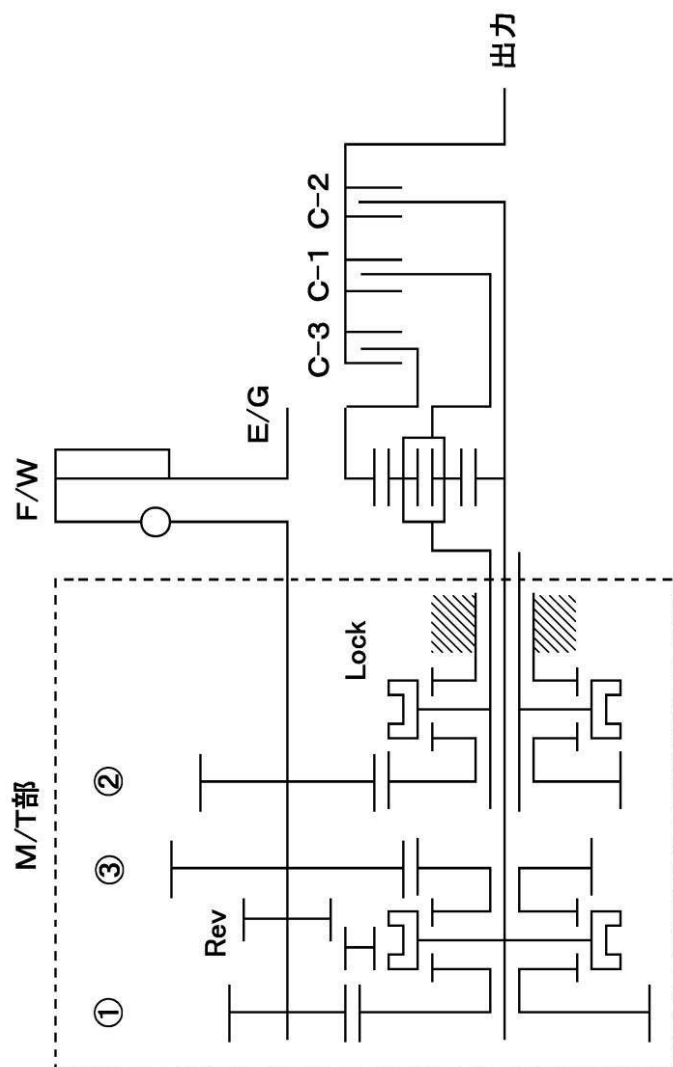
【図 1 0 0】

	プラネタリ部				M/T部				
	C-1	C-2	C-D	B-1	①	②	③	④	REV
1st		○		○	○				
2nd		○	○		○				
3rd	○	○			○	○			
4th	○		○			○			
5th	○	○				○	○		
6th		○	○				○		
7th	○	○					○	○	
8th	○		○	○				○	
Rev		○		○					○

【図 1 0 1】



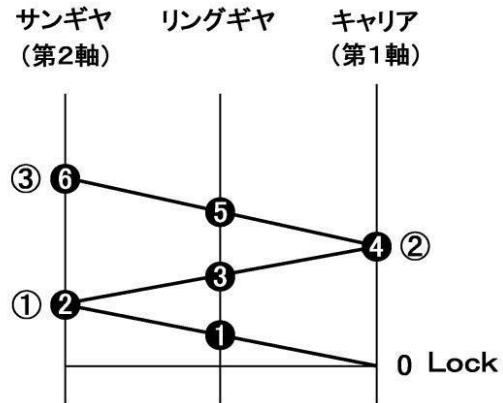
【図 1 0 2】



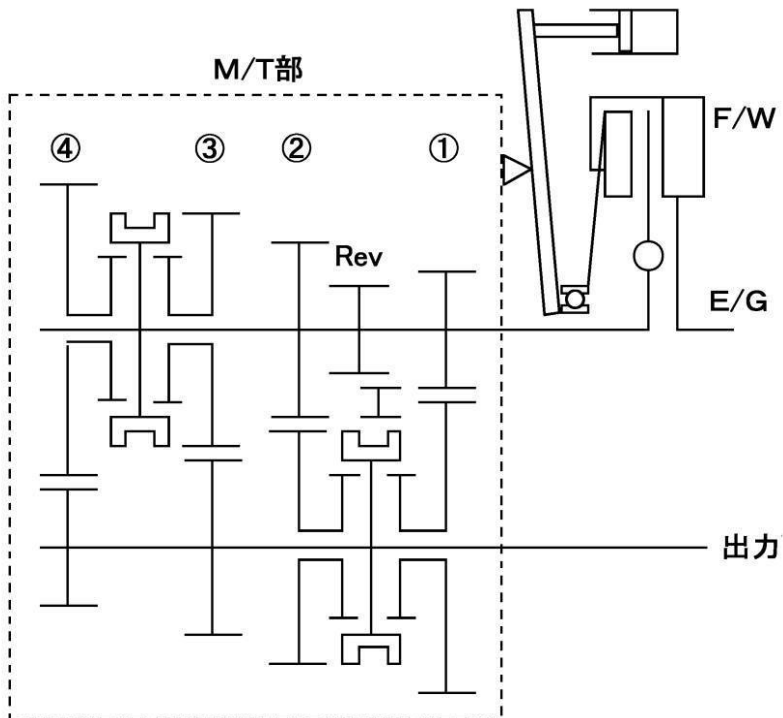
【図 1 0 3】

	プラネタリ部			M/T部				
	C-1	C-2	C-3	Lock	①	②	③	REV
1st			○	○	○			
2nd		○			○			
3rd			○		○	○		
4th	○					○		
5th			○			○	○	
6th		○					○	
Rev			○	○				○

【図 1 0 4】



【図 1 0 5】



【手続補正書】

【提出日】平成21年9月18日(2009.9.18)

【手続補正 1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】全文

【補正方法】変更

【補正の内容】

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両用変速機に関し、特に、手動変速機を主変速機とする車両用変速機に関する。

【背景技術】

【0002】

車両に搭載される変速機は、発進時や変速時のクラッチ操作を不要として運転操作を容易にする傾向から、流体伝動装置を発進装置とし、多段又は多要素のプラネタリギヤを有段変速装置とし、あるいはC V Tを無段変速装置とする自動変速機が主流となっている。また、有段変速機は、ドライバビリティの確保と、省エネルギーに不可欠な燃費向上の要請

から多段化の傾向にある。

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

ところで、上記のように流体伝動装置を用いる自動変速機では、特に流体伝動装置の伝達効率が低いことから、これを改善すべくロックアップクラッチの付設等の改善はあるものの、乾式単板のクラッチを用いる在来の手動変速機に比べて燃費の点の不利は免れない。一方、伝達効率の点で有利な在来の手動変速機は、そのクラッチ操作が手動であると自動であることを問わず（本明細書において、図105に示すように常時噛合い式の変速機と乾式単板クラッチを組合せてクラッチ操作を自動化した手動変速機を自動M/Tと略記する。）、変速時に必ず動力伝達が途切れるニュートラル状態を経過させなければならないため、特に加速の滑らかさに欠ける恨みがある。

【0004】

また、多段化の点では、上記自動変速機の場合、必ずプラネタリギヤの多段又は多要素化若しくはそれを制御するクラッチ、ブレーキ、ワンウェイクラッチ等の摩擦要素や係合要素の数の増加を伴うものであり、搭載スペースの制約が厳しい車両用変速機においては、プラネタリギヤに対する摩擦要素や係合要素のレイアウト上の工夫の余地はあるものの、本質的なスペース対策は困難性である。一方、手動変速機の場合、変速段数の増加は直接ギヤ対の増加につながるため、変速機の大型化、特に軸長の増加は避けられない。もっとも手動変速機においては、主変速機と副変速機の組合せと、それらの関連制御によるギヤ対の増加を抑えた多段化の可能性は残るが、この場合、主・副両変速機の同時変速が必要となり、著しく複雑かつ困難な制御を要することになる。このように、自動変速機と手動変速機にはそれぞれ利害得失があり、在来の技術の延長線上での総合的な問題解決は困難である。

【0005】

そこで、本発明は、上記手動変速機を主体とすることで手動変速の伝達効率の良さを保ちながら、ギヤ配列に対してより多くの変速段を達成可能とし、自動変速機の加速の滑らかさを併せ備える新構想の車両用変速機を提供することを主たる目的とする。次に、本発明は、多段変速機における実用面で、上記の目的に勝って重要ともいえる良好なギヤ比ステップの確保を更なる目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0006】

上記の目的を達成するため、本発明の車両用変速機は、エンジンの回転が入力される入力軸（4）と、出力軸（3C）と、少なくとも第1の歯車列（11：12）、第2の歯車列（13：14）、第3の歯車列（15：16）からなる3つの歯車列を有する主変速機（M）と、少なくともサンギヤ（21）とリングギヤ（23）とキャリア（22）からなる3つの要素（21，22，23）を有するダブルプラネタリギヤ（20）と、を備え、前記入力軸の回転を選択的に入力する第1クラッチ（C-1）及び第2クラッチ（C-2）を有する入力手段とを有し、前記ダブルプラネタリギヤの少なくとも2つの要素を選択的に連結する第3クラッチ（C-D）が設けられ、サンギヤとキャリアのいずれか一方は、前記第2の歯車列（13：14）に連結する第1軸（3A）に常時連結すると共に、前記第1クラッチ（C-1）に選択的に連結され、サンギヤとキャリアの他方は、前記主変速機に備えられたドッグクラッチ（32）により前記第1の歯車列（11：12）、第3の歯車列（15：16）の一方を選択して連結する第2軸（3B）に選択的に連結すると共に、前記第2クラッチ（C-2）に選択的に連結され、リングギヤは、前記出力軸（3C）に連結されることを特徴とする。

【0007】

また、本発明は、エンジンの回転が入力される入力軸（4）と、出力軸（3C）と、少なくとも第1の歯車列（11：12）、第2の歯車列（13：14）、第3の歯車列（15：16）からなる3つの歯車列を有する主変速機（M）と、少なくともサンギヤ（21

）とリングギヤ（２３）とキャリア（２２）からなる３つの要素（２１，２２，２３）を有するシングルプラネタリギヤ（２０）と、を備え、前記入力軸の回転を選択的に入力する第１クラッチ（Ｃ－１）及び第２クラッチ（Ｃ－２）を有する入力手段とを有し、前記シングルプラネタリギヤの少なくとも２つの要素を選択的に連結する第３クラッチ（Ｃ－Ｄ）が設けられ、サンギヤとリングギヤのいずれか一方は、前記第２の歯車列（１３：１４）に連結する第１軸（３Ａ）に常時連結すると共に、前記第１クラッチ（Ｃ－１）に選択的に連結され、サンギヤとリングギヤの他方は、前記主変速機に備えられたドッグクラッチ（３２）により前記第１の歯車列（１１：１２）、第３の歯車列（１５：１６）の一方を選択して連結する第２軸（３Ｂ）に選択的に連結すると共に、前記第２クラッチ（Ｃ－２）に選択的に連結され、キャリアは、前記出力軸（３Ｃ）に連結されることを特徴とする。

【０００８】

上記の構成において、前記主変速機は、前記第２の出力軸に連結される第４の歯車列（１７：１８）を有し、前記ドッグクラッチ（３２）とは別のドッグクラッチ（３１）により前記第２の歯車列（１３：１４）、第４の歯車列（１７：１８）の一方を選択して前記第１軸（３Ａ）に連結することができる。

【発明の効果】

【０００９】

上記本発明の構成では、プラネタリギヤを介して速度の異なる２つの変速段の変速要素から同時に動力伝達を行わせることができる。これにより、主変速機において達成可能な変速段との組合せで、各変速段の間に中間変速段を生成することができる。したがって、この中間段の生成を利用して変速要素の増設を伴わない多段化によるコンパクトな変速機が実現される。また、中間変速段の生成により、動力伝達状態での変速が可能となるため、トルク抜けのない変速による滑らかな車両加速が可能となる。

【００１０】

また、在来の手動変速機のギヤトレイン構成により、異なる変速要素を通る並列な動力伝達流れを生成することで、主変速機に在来の手動変速機を用いて上記の効果を達成する車両用変速機を実現することができる。

【図面の簡単な説明】

【００１１】

【図１】本発明を適用した第１参考例の車両用変速機のギヤトレインを示すスケルトン図である。

【図２】第１参考例のギヤトレインの作動図表である。

【図３】第１参考例のギヤトレインの速度線図である。

【図４】第１参考例の車両用変速機による加速特性を示すタイムチャートである。

【図５】従来の自動Ｍ／Ｔによる加速特性を示すタイムチャートである。

【図６】第１参考例のギヤトレインのプラネタリ部の第１変形例を示すスケルトン図である。

【図７】プラネタリ部の第２変形例を示すスケルトン図である。

【図８】プラネタリ部の第３変形例を示すスケルトン図である。

【図９】プラネタリ部の第４変形例を示すスケルトン図である。

【図１０】プラネタリ部の第５変形例を示すスケルトン図である。

【図１１】第２参考例の車両用変速機のギヤトレインを示すスケルトン図である。

【図１２】第２参考例のギヤトレインの作動図表である。

【図１３】第２参考例のギヤトレインの速度線図である。

【図１４】第２参考例のギヤトレインのプラネタリ部の第１変形例を示すスケルトン図である。

【図１５】プラネタリ部の第２変形例を示すスケルトン図である。

【図１６】プラネタリ部の第３変形例を示すスケルトン図である。

【図１７】プラネタリ部の第４変形例を示すスケルトン図である。

- 【図 18】 プラネタリ部の第 5 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 19】 プラネタリ部の第 6 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 20】 プラネタリ部の第 7 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 21】 第 2 参考例 のギヤトレインのプラネタリ部のシングルプラネタリ構成とした場合の第 1 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 22】 プラネタリ部の第 2 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 23】 プラネタリ部の第 3 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 24】 プラネタリ部の第 4 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 25】 プラネタリ部の第 5 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 26】 プラネタリ部の第 6 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 27】 プラネタリ部の第 7 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 28】 プラネタリ部の第 8 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 29】 第 3 参考例 のギヤトレインの作動図表である。
- 【図 30】 第 3 参考例 のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 31】 第 4 参考例 のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 32】 第 4 参考例 のギヤトレインの作動図表である。
- 【図 33】 第 4 参考例 のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 34】 第 5 参考例 のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 35】 第 5 参考例 のギヤトレインの作動図表である。
- 【図 36】 第 5 参考例 のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 37】 第 6 参考例 のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 38】 第 6 参考例 のギヤトレインの作動図表である。
- 【図 39】 第 6 参考例 のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 40】 第 7 参考例 のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 41】 第 7 参考例 のギヤトレインの作動図表である。
- 【図 42】 第 7 参考例 のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 43】 第 8 参考例 のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 44】 第 8 参考例 のギヤトレインの作動図表である。
- 【図 45】 第 8 参考例 のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 46】 第 8 参考例 のギヤトレインのプラネタリ部の第 1 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 47】 プラネタリ部の第 2 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 48】 プラネタリ部の第 3 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 49】 プラネタリ部の第 4 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 50】 プラネタリ部の第 5 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 51】 プラネタリ部の第 6 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 52】 プラネタリ部の第 7 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 53】 第 9 参考例 のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 54】 第 9 参考例 のギヤトレインの作動図表である。
- 【図 55】 第 9 参考例 のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 56】 第 10 参考例 のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 57】 第 11 参考例 のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 58】 第 12 参考例 のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 59】 第 12 参考例 のギヤトレインの作動図表である。
- 【図 60】 第 12 参考例 のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 61】 第 13 参考例 のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 62】 第 13 参考例 のギヤトレインの作動図表である。
- 【図 63】 第 13 参考例 のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 64】 第 14 参考例 のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 65】 第 14 参考例 のギヤトレインの作動図表である。

- 【図 6 6】第 1 4 参考例のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 6 7】第 1 実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 6 8】第 1 実施形態のギヤトレインの作動図表である。
- 【図 6 9】第 1 実施形態のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 7 0】第 1 実施形態のギヤ比ステップの特性を第 1 及び第 2 参考例との比較で示す速度線図である。
- 【図 7 1】第 1 実施形態のギヤトレインのプラネタリ部をシングルプラネタリ構成とした場合の第 1 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 7 2】プラネタリ部の第 2 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 7 3】プラネタリ部の第 3 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 7 4】プラネタリ部の第 4 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 7 5】プラネタリ部の第 5 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 7 6】プラネタリ部の第 6 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 7 7】プラネタリ部をダブルプラネタリ構成とした場合の第 1 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 7 8】プラネタリ部の第 2 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 7 9】プラネタリ部の第 3 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 8 0】プラネタリ部の第 4 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 8 1】プラネタリ部の第 5 変形例を示すスケルトン図である。
- 【図 8 2】第 1 5 参考例のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 8 3】第 1 6 参考例のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 8 4】第 1 7 参考例のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 8 5】第 1 8 参考例のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 8 6】第 1 8 参考例のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 8 7】第 1 実施形態のギヤトレインの飛ばし変速の場合の作動図表である。
- 【図 8 8】第 1 実施形態のギヤトレインの飛ばし変速の場合の速度線図である。
- 【図 8 9】第 1 9 参考例のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 9 0】第 1 9 参考例のギヤトレインの作動図表である。
- 【図 9 1】第 1 9 参考例のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 9 2】第 2 0 参考例のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 9 3】第 2 0 参考例のギヤトレインの作動図表である。
- 【図 9 4】第 2 0 参考例のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 9 5】第 2 1 参考例のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 9 6】第 2 1 参考例のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 9 7】第 2 2 参考例のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 9 8】第 2 2 参考例のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 9 9】第 2 3 参考例のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 1 0 0】第 2 3 参考例のギヤトレインの作動図表である。
- 【図 1 0 1】第 2 3 参考例のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 1 0 2】第 2 4 参考例のギヤトレインのスケルトン図である。
- 【図 1 0 3】第 2 4 参考例のギヤトレインの作動図表である。
- 【図 1 0 4】第 2 4 参考例のギヤトレインの速度線図である。
- 【図 1 0 5】従来の自動化されたマニュアルトランスミッションのスケルトン図である。
- 【発明を実施するための形態】
- 【0 0 1 2】

以下、図面に沿い、本発明の実施形態を参考例も踏まえ説明する。図 1～図 3 は本発明の車両用変速機の第 1 参考例を示す。図 1 にそのギヤトレイン構成をスケルトンで示すように、この変速機は、複数の回転要素 1 1～1 8 を有し、これら回転要素を通る並列な動力伝達流れの選択により複数の変速段を達成する主変速機（実施形態及び参考例の説明において、M/T 部という）M と、プラネタリギヤ 2 0 からなる差動機構（同じく、プラネ

タリ部という) Sと、プラネタリ部 S の 2 つの要素 2 1, 2 2 を M / T 部 M の異なる回転要素に連結する手段として第 1 軸 1 と第 2 軸 2 を備えることを構成の基本とする。

【0013】

この形態の場合、M / T 部 M は、その回転要素として複数の常時噛合式の歯車対 1 1 ~ 1 8 を包含し、回転要素を通る動力伝達流れを選択する 2 つのドッグクラッチ 3 1, 3 2 を有する。この M / T 部 M は、内外二重の第 1 軸 1 及び第 2 軸 2 をプラネタリ部 S に連結する入力手段とし、それらの上の回転要素としての歯車、すなわち各ドライブギヤ 1 1, 1 3, 1 5, 1 7 から出力軸 3 上の各ドリブンギヤ 1 2, 1 4, 1 6, 1 8 に平行軸で動力を伝達する構成とされている。第 1 軸 1 上の第 2 速及び第 4 速用のドライブギヤ 1 3, 1 7 は第 1 軸 1 に回転自在に支持され、それらの間に配置されたドッグクラッチ 3 1 の軸方向移動により第 1 軸 1 に選択的に連結可能とされている。これら第 2 速及び第 4 速用のドライブギヤ 1 3, 1 7 と対をなすそれぞれのドリブンギヤ 1 4, 1 8 は、それぞれ出力軸 3 に一体回転可能に連結されている。第 2 軸 2 上の第 1 速及び第 3 速用のドライブギヤ 1 1, 1 5 とリバース用のドライブギヤ 1 9 は、第 2 軸 2 に一体回転可能に連結されている。これら第 1 速及び第 3 速用のドライブギヤ 1 1, 1 5 と対をなすそれぞれのドリブンギヤ 1 2, 1 6 は、出力軸 3 上に回転自在に支持され、それらの間に配置されたドッグクラッチ 3 2 の軸方向移動により出力軸 3 に選択的に連結可能とされている。また、リバース用のドライブギヤ 1 9 とドッグクラッチ 3 2 の外周歯で構成されるリバース用のドリブンギヤは、カウンタギヤ 3 0 を介して相互に噛合い、ドッグクラッチ 3 2 の中立位置においてリバースギヤ列 1 9, 3 0, 3 2 を通る動力伝達を可能としている。

【0014】

プラネタリ部 S のプラネタリギヤ 2 0 は、サンギヤ 2 1 と、リングギヤ 2 3 と、サンギヤ 2 1 とリングギヤ 2 3 に個々に噛合い且つ相互に噛合うピニオン 2 4, 2 5 を有するダブルピニオン構成とされている。プラネタリギヤ 2 0 のサンギヤ 2 1 は、第 2 軸 2 に常時連結され、この第 2 軸 2 が第 1 の入力手段の一方を構成する第 2 クラッチ (C-2) を介して入力軸 4 に連結可能とされ、ピニオン 2 4, 2 5 を支持するキャリア 2 2 は、第 1 軸 1 に常時連結されると共に、第 1 の入力手段の他方を構成する第 1 クラッチ (C-1) を介して入力軸 4 に連結可能とされている。リングギヤ 2 3 は、第 2 の入力手段の一部を構成する第 3 クラッチ (C-3) を介して入力軸 4 に連結可能とされている。そして、プラネタリ部 S の入力軸 4 は、エンジン (E / G) のフライホイールダンパ (F / W) に連結されている。

【0015】

こうした構成からなる変速機は、図 2 にその作動を図表化して示すように、M / T 部 M の第 1 歯車対 1 1, 1 2 (以下、この実施形態及び参考例の説明において、第 1 歯車対を < 1 > で表す) をドッグクラッチ 3 2 で出力軸 3 に連結し、プラネタリ部 S の第 2 クラッチ (C-2) を係合することで第 1 速 (1 s t) を達成する。この状態で、エンジン (E / G) の回転がプラネタリ部 S の第 2 クラッチ (C-2) 経由で第 2 軸 2 から M / T 部 M のドライブギヤ 1 1 に入力され、第 1 歯車対 < 1 > で減速され、ドッグクラッチ 3 2 を経て出力軸 3 に伝達される。このときの変速比は、第 1 歯車対 < 1 > のギヤ比に従う第 1 速の変速比となり、この変速機の最低速段となる。

【0016】

次に、第 2 速 (2 n d) は、M / T 部 M の第 1 歯車対 < 1 > をドッグクラッチ 3 2 で出力軸 3 に連結すると共に、第 2 歯車対 1 3, 1 4 (同様に < 2 > で表す) をドッグクラッチ 3 1 で出力軸 3 に連結し、プラネタリ部 S の第 3 クラッチ (C-3) を係合することで達成される。この状態が前変速段を第 1 速とする 1-2 変速で生じる場合、両ドッグクラッチ 3 1, 3 2 の係合により第 1 歯車対 < 1 > と第 2 歯車対 < 2 > が共に出力軸 3 に連結された状態となることで、第 1 歯車対 < 1 > のドライブギヤ 1 1 と第 2 歯車対 < 2 > のドライブギヤ 1 3 に連結する第 2 軸 2 と第 1 軸 1 との間に、第 1 歯車対 < 1 > のギヤ比と第 2 歯車対 < 2 > のギヤ比の中間のギヤ比が生成され、第 2 軸 2 に連結するプラネタリギヤ 2 0 のサンギヤ 2 1 と第 1 軸 1 に連結するキャリア 2 2 の回転関係が定まる。この状態が

第1速での走行状態で生じるとすると、サンギヤ21の回転はエンジン回転と等しい回転であるのに対して、キャリア22の回転はそれより減速された回転となり、リングギヤ23はこれらの回転に規制されて空転している。この状態で第2クラッチ(C-2)を解放し、第3クラッチ(C-3)の係合に移行して、空転中のリングギヤ23にエンジン回転が入力されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ23からキャリア22へのトルク伝達と、リングギヤ23からキャリア22経由でサンギヤ21へのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第1軸1と第2軸2経由で両歯車対<1>、<2>を介して出力軸3に伝達されて第2速の変速段が達成される。

【0017】

第3速(3rd)は、M/T部Mの第2歯車対<2>をドッグクラッチ31で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第1クラッチ(C-1)を係合することで達成される。この状態で、エンジン(E/G)の回転が第1クラッチ(C-1)経由でキャリア22に入力され、その回転がドッグクラッチ31を経て第2歯車対<2>に伝達され、そこで第2歯車対<2>のギヤ比で減速されて出力軸3に伝達される。

【0018】

第4速(4th)は、M/T部Mの第2歯車対<2>をドッグクラッチ31で出力軸3に連結すると共に、第3歯車対15, 16(同じく<3>で表す)をドッグクラッチ32で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第3クラッチ(C-3)を係合することで達成される。この状態が前変速段を第3速とする3-4変速で生じる場合、両ドッグクラッチ31, 32の係合により第2歯車対<2>と第3歯車対<3>が共に出力軸3に連結された状態となることで、第2歯車対<2>のドライブギヤ13と第3歯車対<3>のドライブギヤ15に連結する第2軸2と第1軸1との間に、第2歯車対<2>のギヤ比と第3歯車対<3>のギヤ比の中間のギヤ比が生成され、第2軸2に連結するプラネアリギヤ20のサンギヤ21と第1軸1に連結するキャリア22の回転関係が定まる。この状態が第3速での走行状態で生じるとすると、キャリア22の回転はエンジン回転と等しい回転であるのに対して、サンギヤ21の回転はそれより増速された回転となり、リングギヤ23はこれらの回転に規制されて空転している。この状態で第1クラッチ(C-1)を解放し、第3クラッチ(C-3)の係合に移行して、空転中のリングギヤ23にエンジン回転が入力されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ23からキャリア22へのトルク伝達と、リングギヤ23からキャリア22経由でサンギヤ21へのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第1軸1と第2軸2経由で両歯車対<2>、<3>を介して出力軸3に伝達されて第4速の変速段が達成される。

【0019】

第5速(5th)は、M/T部Mの第3歯車対<3>をドッグクラッチ32で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第2クラッチ(C-2)を係合することで達成される。この状態で、エンジン(E/G)の回転が第2クラッチ(C-2)経由で第2軸2に入力され、その回転が第3歯車対<3>に伝達され、そこで第3歯車対<3>のギヤ比で増速され、ドッグクラッチ32を経て出力軸3に伝達される。

【0020】

第6速(6th)は、M/T部Mの第3歯車対<3>をドッグクラッチ32で出力軸3に連結すると共に、第4歯車対17, 18(同じく<4>で表す)をドッグクラッチ31で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第3クラッチ(C-3)を係合することで達成される。この状態が前変速段を第5速とする5-6変速で生じる場合、両ドッグクラッチ31, 32の係合により第3歯車対<3>と第4歯車対<4>が共に出力軸3に連結された状態となることで、第3歯車対<3>のドライブギヤ15と第4歯車対<4>のドライブギヤ17に連結する第2軸2と第1軸1との間に、第3歯車対<3>のギヤ比と第4歯車対<4>のギヤ比の中間のギヤ比が生成され、第2軸2に連結するプラネアリギヤ20のサンギヤ21と第1軸1に連結するキャリア22の回転関係が定まる。この状態が第5速での走行状態で生じるとすると、キャリア22の回転はエンジン回転と等しい回転であるのに対して、サンギヤ21の回転はそれより増速された回転となり、リングギヤ23はこ

これらの回転に規制されて空転している。この状態で第2クラッチ（C-2）を解放し、第3クラッチ（C-3）の係合に移行して、空転中のリングギヤ23にエンジン回転が入力されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ23からキャリア22へのトルク伝達と、リングギヤ23からキャリア22経由でサンギヤ21へのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第1軸1と第2軸2経由で両歯車対<3>、<4>を介して出力軸3に伝達されて第6速の変速段が達成される。

【0021】

第7速（7th）は、M/T部Mの第4歯車対<4>をドッグクラッチ32で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第1クラッチ（C-1）を係合することで達成される。この状態で、エンジン（E/G）の回転が第1クラッチ（C-1）経由で第1軸1に入力され、その回転がドッグクラッチ31を経て第4歯車対<4>に伝達され、そこで第4歯車対<4>のギヤ比で増速されて出力軸に伝達される。

【0022】

なお、リバース（Rev）は、M/T部Mのドッグクラッチ32を中立として、リバースギヤ列19、30を出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第2クラッチ（C-2）を係合することで達成される。この状態で、エンジン（E/G）の回転が第2クラッチ（C-2）経由で第2軸2に入力され、その回転がリバースギヤ列19、30で減速且つカウンタギヤ30経由で前記各変速段とは逆転されて出力軸3に伝達される。

【0023】

以上の各変速段達成の経緯から分かるように、各奇数の変速段がプラネタリギヤ20の変速要素を変速に関与しない単なる動力伝達部材すなわち動力通過部材として達成されるのに対して、各偶数の変速段は、プラネタリギヤ20の変速要素を機能させて達成される。しかも、これら各偶数の変速段は、それを挟む奇数の変速段の達成時に連結される2つの歯車対の同時連結により達成される。

【0024】

このようにして達成される各変速段におけるプラネタリギヤ20の3つの変速要素の挙動を図3に速度線図で示す。この速度線図は、一般的な自動変速機の入力回転数を基準（速度比1）として変速特性を示す表記形式と異なり、出力軸3に伝達される出力回転数を基準（速度比1）として、各変速要素であるサンギヤ、リングギヤ及びキャリアの速度比を●印で変速段を表す数字を白抜きして表しており、これらの速度比はすなわちエンジン回転数の速度比と同義である。ちなみに第1速におけるエンジン速度比が最も高いのは、エンジン回転に対して変速機の減速比が最も大きいことを表す。また○印で囲った数字は、その変速段において連結されるM/T部Mの第1～第4歯車対を表す。

【0025】

この速度線図から分かるように、偶数の変速段は、M/T部Mの第1～第4歯車対<1>～<4>により本来達成可能な奇数変速段に対する中間段としてのギヤ比で、隣り合う両偶数変速段を達成する歯車対による同時動力伝達により達成されるもので、隣り合う奇数の変速段に対する経過段としても機能するものである。したがって、この変速機によれば、従来形式の常時噛合式の4速変速機に対して、歯車対を増やさずに各変速段の中間に、ギヤ比ステップを密にする形態で3速の変速段を付加することができる。

【0026】

次に示す図4及び図5は、本参考例の変速機と、従来の自動M/Tによる車両加速時の変速のタイムチャートを示す。図5に示す従来のものでは、各変速段間（図には第1速（1st）～第3速（3rd）までを示す）にニュートラル（N）を通る際のトルク抜けによる加速度0の期間が生じ、そのときに惰行による速度増加の平坦期間が生じるのに対して、本参考例のものでは、シフト中も前変速段を達成していた何れかの歯車対による動力伝達状態が継続することで、変速の間にニュートラル期間が存在しないため、トルク抜けによる加速度0の期間が生じず、速度増加も連続した滑らかなものとなる。かくして、本参考例の変速機によれば、手動変速機に不可避の変速時のトルク抜けによる違和感の発生をなくすることができる。

【0027】

この第1参考例におけるプラネタリ部SとM/T部Mの連結手段（第1軸1及び第2軸2）及び入力手段（第1クラッチ及び第2クラッチ）による連結関係は、種々に変更することができる。次に示す図6～図8はこうした変形例を示す。図6に示す変形例は、第1参考例に対してサンギヤ21とキャリア22の第1軸1と第2軸2に対する連結関係のみを実質的に変更した例である。この変形例では、サンギヤ21が第1軸1に連結され、キャリア22が第2軸2に連結されている。各クラッチの位置は、この変更に合わせて入替わっているが、それらによる連結関係は特に変更されていない。また、図7に示す変形例は、先の変形例に対して第2クラッチ（C-2）の位置だけを変更したものである。次の図8に示す変形例は、第1参考例に対して接続関係を一切変更せずに、第1クラッチ（C-1）と第3クラッチ（C-3）の位置だけを入替えたものである。

【0028】

また、前記第1参考例では、プラネタリ部Sをダブルプラネタリ構成としたが、これをシングルプラネタリ構成に変更することもできる。次に示す図9及び図10はこうした変形例を示す。図9に示す変形例は、シングルプラネタリギヤ20のサンギヤ21を第1軸1に連結すると共に、第1クラッチ（C-1）を介して入力軸4に連結可能とし、リングギヤ23を第2軸2に連結すると共に、第2クラッチ（C-2）を介して入力軸4に連結可能とし、キャリア22を第3クラッチ（C-3）を介して入力軸4に連結可能としたものである。また、図10に示す変形例は、シングルプラネタリギヤ20のサンギヤ21を第2軸2に連結すると共に、第2クラッチ（C-2）を介して入力軸4に連結可能とし、リングギヤ23を第1軸1に連結すると共に、第1クラッチ（C-1）を介して入力軸4に連結可能とし、キャリア22を第3クラッチ（C-3）を介して入力軸4に連結可能としたものである。

【0029】

次に、図11～図13は、本発明の第2参考例を示す。この形態は、図11にスケルトンでギヤトレインを示すように、第1参考例に対してプラネタリ部Sの構成を変更したものである。この形態では、プラネタリ部Sのプラネタリギヤ20のキャリア22が第1クラッチ（C-1）を介して第1軸1に連結可能とされ、サンギヤ21が第2クラッチ（C-2）を介して第2軸2に連結可能とされると共に、第3クラッチ（C-D）を介して入力軸4に連結可能とされ、リングギヤ23が入力軸4に常時連結されている。この形態における第3クラッチ（C-D）は、第1参考例やその変更例の場合と異なり、プラネタリギヤ20のサンギヤ21とリングギヤ23を連結するダイレクトクラッチを構成している。

【0030】

こうした構成からなる変速機は、図12にその作動を図表化して示すように、M/T部Mの第1歯車対11，12（以下、この実施形態及び参考例の説明においても、第1歯車対を<1>で表す）をドッグクラッチ32で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sのダイレクトクラッチ（C-D）を係合することでプラネタリギヤ20を一体回転させると共に第2クラッチ（C-2）を係合することで第1速（1st）を達成する。この状態で、エンジン（E/G）の回転がプラネタリ部Sのダイレクトクラッチ（C-D）と第2クラッチ（C-2）経由で第2軸2からM/T部Mのドライブギヤ11に入力され、第1歯車対<1>で減速され、ドッグクラッチ32を経て出力軸3に伝達される。このときの変速比は、第1歯車対<1>のギヤ比に従う第1速の変速比となり、この変速機の最低速段となる。

【0031】

次に、第2速（2nd）は、M/T部Mの第1歯車対<1>をドッグクラッチ32で出力軸3に連結すると共に、第2歯車対13，14（同様に<2>で表す）をドッグクラッチ31で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第1クラッチ（C-1）と第2クラッチ（C-2）を係合することで達成される。この状態が前変速段を第1速とする1-2変速で生じる場合、両ドッグクラッチ31，32の係合により第1歯車対<1>と第2歯車対<

2 > が共に出力軸 3 に連結された状態となることで、第 1 歯車対 < 1 > のドライブギヤ 1 1 と第 2 歯車対 < 2 > のドライブギヤ 1 3 に連結する第 2 軸 2 と第 1 軸 1 との間に、第 1 歯車対 < 1 > のギヤ比と第 2 歯車対 < 2 > のギヤ比の中間のギヤ比が生成され、第 2 軸 2 に連結するプラネアリギヤ 2 0 のサンギヤ 2 1 と第 1 軸 1 に連結するキャリア 2 2 の回転関係が定まる。この状態が第 1 速での走行状態で生じるとすると、プラネアリギヤ 2 0 は直結状態であるため、サンギヤ 2 1、キャリア 2 2 及びリングギヤ 2 3 は全てエンジン回転と等しい回転となっている。この状態でダイレクトクラッチ (C-D) を解放し、第 1 クラッチ (C-1) の係合に移行して、サンギヤ 2 1 の空転が許容されるようになることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ 2 3 からキャリア 2 2 へのトルク伝達と、リングギヤ 2 3 からキャリア 2 2 経由でサンギヤ 2 1 へのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第 1 軸 1 と第 2 軸 2 経由で両歯車対 < 1 >、< 2 > を介して出力軸 3 に伝達されて第 2 速の変速段が達成される。

【0032】

第 3 速 (3 r d) は、M/T 部 M の第 2 歯車対 < 2 > をドッグクラッチ 3 1 で出力軸 3 に連結し、プラネタリ部 S の第 1 クラッチ (C-1) とダイレクトクラッチ (C-D) を係合することで達成される。この状態で、エンジン (E/G) の回転がキャリア 2 2 から第 1 クラッチ (C-1) 経由で第 1 軸 1 に入力され、その回転がドッグクラッチ 3 1 を経て第 2 歯車対 < 2 > に伝達され、そこで第 2 歯車対 < 2 > のギヤ比で減速されて出力軸 3 に伝達される。

【0033】

第 4 速 (4 t h) は、M/T 部 M の第 2 歯車対 < 2 > をドッグクラッチ 3 1 で出力軸 3 に連結すると共に、第 3 歯車対 1 5, 1 6 (同じく < 3 > で表す) をドッグクラッチ 3 2 で出力軸 3 に連結し、プラネタリ部 S の第 1 クラッチ (C-1) と第 2 クラッチ (C-2) を係合することで達成される。この状態が前変速段を第 3 速とする 3-4 変速で生じる場合、両ドッグクラッチ 3 1, 3 2 の係合により第 2 歯車対 < 2 > と第 3 歯車対 < 3 > が共に出力軸 3 に連結された状態となることで、第 2 歯車対 < 2 > のドライブギヤ 1 3 と第 3 歯車対 < 3 > のドライブギヤ 1 5 に連結する第 2 軸 2 と第 1 軸 1 との間に、第 2 歯車対 < 2 > のギヤ比と第 3 歯車対 < 3 > のギヤ比の中間のギヤ比が生成され、第 2 軸 2 に連結するプラネアリギヤ 2 0 のサンギヤ 2 1 と第 1 軸 1 に連結するキャリア 2 2 の回転関係が定まる。この状態が第 3 速での走行状態で生じるとすると、プラネアリギヤ 2 0 は直結状態であるため、サンギヤ 2 1、キャリア 2 2 及びリングギヤ 2 3 は全てエンジン回転と等しい回転となっている。この状態でダイレクトクラッチ (C-D) を解放し、第 2 クラッチ (C-2) の係合に移行して、プラネアリギヤ 2 0 は直結状態が解除されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ 2 3 からキャリア 2 2 へのトルク伝達と、リングギヤ 2 3 からキャリア 2 2 経由でサンギヤ 2 1 へのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第 1 軸 1 と第 2 軸 2 経由で両歯車対 < 2 >、< 3 > を介して出力軸 3 に伝達されて第 4 速の変速段が達成される。

【0034】

第 5 速 (5 t h) は、M/T 部 M の第 3 歯車対 < 3 > をドッグクラッチ 3 2 で出力軸 3 に連結し、プラネタリ部 S の第 2 クラッチ (C-2) とダイレクトクラッチ (C-D) を係合することで達成される。この状態で、エンジン (E/G) の回転がダイレクトクラッチ (C-D) と第 2 クラッチ (C-2) 経由で第 2 軸 2 に入力され、その回転が第 3 歯車対 < 3 > に伝達され、そこで第 3 歯車対 < 3 > のギヤ比で増速され、ドッグクラッチ 3 2 を経て出力軸 3 に伝達される。

【0035】

第 6 速 (6 t h) は、M/T 部 M の第 3 歯車対 < 3 > をドッグクラッチ 3 2 で出力軸 3 に連結すると共に、第 4 歯車対 1 7, 1 8 (同じく < 4 > で表す) をドッグクラッチ 3 1 で出力軸 3 に連結し、プラネタリ部 S の第 1 クラッチ (C-1) と第 2 クラッチ (C-2) を係合することで達成される。この状態が前変速段を第 5 速とする 5-6 変速で生じる場合、両ドッグクラッチ 3 1, 3 2 の係合により第 3 歯車対 < 3 > と第 4 歯車対 < 4 > が

共に出力軸 3 に連結された状態となることで、第 3 歯車対<3>のドライブギヤ 15 と第 4 歯車対<4>のドライブギヤ 17 に連結する第 2 軸 2 と第 1 軸 1 との間に、第 3 歯車対<3>のギヤ比と第 4 歯車対<4>のギヤ比の中間のギヤ比が生成され、第 2 軸 2 に連結するプラネアリギヤ 20 のサンギヤ 21 と第 1 軸 1 に連結するキャリア 22 の回転関係が定まる。この状態が第 5 速での走行状態で生じるとすると、プラネアリギヤ 20 は直結状態であるため、サンギヤ 21、キャリア 22 及びリングギヤ 23 は全てエンジン回転と等しい回転となっている。この状態でダイレクトクラッチ (C-D) を解放し、第 1 クラッチ (C-1) の係合に移行して、プラネアリギヤ 20 は直結状態が解除されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ 23 からキャリア 22 へのトルク伝達と、リングギヤ 23 からキャリア 22 経由でサンギヤ 21 へのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第 1 軸 1 と第 2 軸 2 経由で両歯車対<3>、<4>を介して出力軸 3 に伝達されて第 6 速の変速段が達成される。

【0036】

第 7 速 (7th) は、M/T 部 M の第 4 歯車対<4>をドッグクラッチ 32 で出力軸 3 に連結し、プラネタリ部 S の第 1 クラッチ (C-1) とダイレクトクラッチ (C-D) を係合することで達成される。この状態で、エンジン (E/G) の回転が第 1 クラッチ (C-1) 経由で第 1 軸 1 に入力され、その回転がドッグクラッチ 31 を経て第 4 歯車対<4>に伝達され、そこで第 4 歯車対<4>のギヤ比で増速されて出力軸 3 に伝達される。

【0037】

なお、リバース (Rev) は、M/T 部 M のドッグクラッチ 32 を中立として、リバースギヤ列 19、30 を出力軸 3 に連結し、プラネタリ部 S の第 2 クラッチ (C-2) とダイレクトクラッチ (C-D) を係合することで達成される。この状態で、エンジン (E/G) の回転が第 2 クラッチ (C-2) 経由で第 2 軸 2 に入力され、その回転がリバースギヤ列 19、30 で減速且つカウンタギヤ 30 経由で前記各変速段とは逆転されて出力軸 3 に伝達される。

【0038】

以上の各変速段達成の経緯から分かるように、この第 2 参考例においても、各奇数の変速段がプラネタリギヤ 20 の変速要素を変速に関与しない単なる動力伝達部材として達成されるのに対して、各偶数の変速段は、プラネタリギヤ 20 の変速要素を機能させて達成される。しかも、これら各偶数の変速段は、それを挟む奇数の変速段の達成時に連結される 2 つの歯車対の同時連結により達成される。

【0039】

このようにして達成される各変速段におけるプラネタリギヤ 20 の 3 つの変速要素の挙動を図 13 に速度線図で示す。この速度線図も、一般的な自動変速機の入力回転数を基準 (速度比 1) として変速特性を示す表記形式と異なり、出力軸 3 に伝達される出力回転数を基準 (速度比 1) として、各変速要素であるサンギヤ、リングギヤ及びキャリアの速度比を●印で変速段を表す数字を白抜きして表しており、これらの速度比はすなわちエンジン回転数の速度比と同義である。ちなみに第 1 速におけるエンジン速度比が最も高いのは、エンジン回転に対して変速機の減速比が最も大きいことを表す。また○印で囲った数字は、その変速段において連結される M/T 部 M の第 1～第 4 歯車対を表す。

【0040】

この速度線図から分かるように、偶数の変速段は、M/T 部 M の第 1～第 4 歯車対<1>～<4>により本来達成可能な奇数変速段に対する中間段としてのギヤ比で、隣り合う両偶数変速段を達成する歯車対による同時動力伝達により達成されるもので、隣り合う奇数の変速段に対する経過段としても機能するものである。したがって、この第 2 参考例の変速機によっても、従来形式の常時噛合式の 4 速変速機に対して、歯車対を増やさずに各変速段の中間に、ギヤ比ステップを密にする形態で 3 速の変速段を付加することができる。

【0041】

このロックアップ方式を採るプラネタリ部についても、第 1 参考例の場合と同様に種々

の変更が可能である。図 1 4 に示す第 1 変形例は、第 2 参考例に対してプラネタリギヤ 20 のキャリア 22 とサンギヤ 21 の第 1 軸 1 と第 2 軸 2 への連結関係を入替えたものである。すなわち、この例では、リングギヤ 23 を入力軸 4 に連結し、ダイレクトクラッチ (C-D) がリングギヤ 23 とサンギヤ 21 を直結する構成としてている点はそのままで、サンギヤ 21 を第 1 クラッチ (C-1) を介して第 1 軸 1 に連結し、キャリア 22 を第 2 クラッチ (C-2) を介して第 2 軸 2 に連結している。

【0042】

次の図 1 5 に示す第 2 変形例は、先の第 1 変形例に対して、ダイレクトクラッチ (C-D) による連結対象をキャリア 22 とサンギヤ 21 に変更したものである。また、図 1 6 に示す第 3 変形例は、第 2 参考例に対して、ダイレクトクラッチ (C-D) による連結対象をキャリア 22 とサンギヤ 21 に変更したものである。この場合のダイレクトクラッチ (C-D) は、図 1 7 に示す第 4 変形例のように、プラネタリギヤ 20 の前側に配置することもできる。

【0043】

更に図 1 8 に示す第 5 変形例は、第 1 変形例に対して、ダイレクトクラッチ (C-D) による連結対象をリングギヤ 23 とキャリア 22 に変更したものである。また、図 1 9 に示す第 6 変形例は、第 2 参考例に対して、ダイレクトクラッチ (C-D) による連結対象をリングギヤ 23 とキャリア 22 に変更したものである。この場合のダイレクトクラッチ (C-D) は、図 2 0 に示す第 7 変形例のように、プラネタリギヤ 20 の前側に配置することもできる。

【0044】

以上の各変形例は、第 2 参考例に対してプラネタリ部の連結関係を変更したものであるが、プラネタリ部のプラネタリギヤ 20 をシングルプラネタリとした場合についても、同様の種々の連結関係の変更が可能である。この場合、キャリア 22 を入力軸 4 へ常時連結することが前提となる。先ず、図 2 1 に示す第 8 変形例は、シングルプラネタリギヤのリングギヤ 23 とサンギヤ 21 との間をダイレクトクラッチ (C-D) で直結可能とするもので、この例では、サンギヤ 21 が第 1 クラッチ (C-1) を介して第 1 軸 1 に連結可能とされ、リングギヤ 23 が第 2 クラッチ (C-2) を介して第 2 軸 2 に連結可能とされている。この場合のサンギヤ 21 とリングギヤ 23 の第 1 軸 1 と第 2 軸 2 に対する連結関係を入替えたのが、図 2 2 に示す第 9 変形例である。

【0045】

次の図 2 3 に示す第 10 変形例は、第 8 変形例 (図 2 1 参照) に対して、ダイレクトクラッチ (C-D) による直結要素をキャリア 22 とサンギヤ 21 に変更した例である。また、図 2 4 に示す第 11 変形例は、第 9 変形例 (図 2 2 参照) に対して、ダイレクトクラッチ (C-D) による直結要素をキャリア 22 とサンギヤ 21 に変更した例である。この場合も、図 2 5 の第 12 変形例に示すように、ダイレクトクラッチ (C-D) をプラネタリギヤ 20 の前側に配置する変更が可能である。

【0046】

更に図 2 6 に示す第 13 変形例は、第 8 変形例 (図 2 1 参照) 又は第 10 変形例 (図 2 3 参照) に対して、ダイレクトクラッチ (C-D) による直結要素をリングギヤ 23 とキャリア 22 に変更した例である。また、図 2 7 に示す第 14 変形例は、第 9 変形例 (図 2 2 参照) に対して、ダイレクトクラッチ (C-D) による直結要素をリングギヤ 23 とキャリア 22 に変更した例である。この場合も、図 2 8 の第 15 変形例に示すように、ダイレクトクラッチ (C-D) をプラネタリギヤ 20 に前側に配置する変更が可能である。

【0047】

以上の各参考例とそれらの各変形例は、専らギヤトレインのプラネタリ部の構成を変更したものであるが、ギヤトレインの構成自体を変更することなく、その制御の変更で、達成される変速段数を変えることもできる。次の図 2 9 及び図 3 0 に示す第 3 参考例は、こうした変更の一例を示す。この場合、ギヤトレインとしては、先の第 1 参考例のものをいうものとして、図 2 9 に示すように、先の形態における第 4 速を飛ばす変速を行なうこ

とで、前進 6 速の変速機を構成している。

【0048】

この場合、飛ばし変速段が介在する第 3 速と第 4 速間の変速が、図 30 に速度線図を示すように不連続（図に破線で示す）となるが、この変速期間中だけ M/T 部 M の 2 つの歯車対 < 2 >、< 3 > を同時に出力軸 3 に連結しておくことで、プラネタリ部のキャリア 21 のエンジン回転に対して、サンギヤ 21 の回転を第 3 歯車対 < 3 > によるギヤ比分だけ低速で回転させておき、在来の自動変速機のように第 1 クラッチ（C-1）と第 2 クラッチ（C-2）の掴み替えによるトルク移管で、トルク抜けを生じさせることなく、変速を行なうことができる。この場合のトルク移管は、予め車両の走行速度に適合した第 1 軸 1 と第 2 軸 2 間でのトルク移管となり、在来の自動変速機のように回転要素の速度変化を伴うものではないため、それによるイナーシャトルクが生じることなくなされるため、両クラッチの掴み替え制御は、在来の自動変速機のものに比べて単純なものとなる。

【0049】

次の図 31～図 33 に示す 第 4 参考例 は、先の 第 1 参考例 に対して第 1 軸 1 と第 2 軸 2 を入替えたものである。この形態の場合のプラネタリ部の各クラッチの作動は、第 1 参考例 に対して、第 1 クラッチ（C-1）と第 2 クラッチ（C-2）の作動が入れ替わった関係となり、これに伴って、図 33 に示す速度線図上では、変速段に対するエンジンとの連結要素がキャリア 22 とサンギヤ 21 が入れ替わった関係となる点が相違するが、実体的には 第 1 参考例 と同様となる。したがって、冗長を避ける意味で、この形態により達成される各変速段の作動説明は省略し、第 1 参考例 の説明における第 1 クラッチと第 2 クラッチの相互読み替えと、キャリア 22 とサンギヤ 21 の相互読み替えによる参照を以って説明に代える。

【0050】

次に、図 34～図 36 は、第 5 参考例 を示す。この形態は、先の 第 1 参考例 における M/T 部 M の第 4 歯車対 < 4 > をなくして変速機を 5 速化したものである。この第 4 歯車対 < 4 > の廃止に伴い、第 2 歯車対のドライブギヤ 13 は第 1 軸 1 に直接連結され、不要となったドッグクラッチ 31 は除去されている。このギヤトレインにおける作動は、図 35 に示すように、当然ながら高速段側の第 6 速と第 7 速がなくなり、図 36 に示す速度線図上でも、それらがなくなっている。プラネタリ部 S の各クラッチと M/T 部 M の各ギヤ対の作動により達成される各変速段も第 1～第 5 速及び後進について全て 第 1 参考例 の場合と同様となるので、第 1 参考例 の作動説明の参照を以って、説明に代える。

【0051】

このように M/T 部 M の構成を簡略化した構成によっても、プラネタリ部 S のプラネタリギヤを多要素化することで 7 速を達成することができる。図 37～図 39 は、こうした 第 6 参考例 を示す。この 第 6 参考例 では、プラネタリギヤが、それを構成する要素として、大径及び小径の 2 つのサンギヤ 21 B、21 A と、それらに個々に噛み合い且つ相互に噛み合うロングピニオン 25 及びショートピニオン 24 を共に支持するキャリア 22 と、ロングピニオン 25 に噛み合うリングギヤ 23 を有するラビニヨタイプのものに置き換えられている。この形態では、大径サンギヤ 21 B が第 1 軸 1 に連結され、小径サンギヤ 21 A が第 2 軸 2 に連結され、全ての回転要素が入力軸 4 に各クラッチを介して連結可能とされている。すなわち大径サンギヤ 21 B は第 1 クラッチ（C-1）を介して、小径サンギヤ 21 A は第 2 クラッチ（C-2）を介して、キャリア 22 は第 3 クラッチ（C-3）を介して、またリングギヤ 23 は第 4 クラッチ（C-4）を介して、それぞれ入力軸 4 に連結可能とされている。

【0052】

こうした構成からなる変速機は、図 38 にその作動を図表化して示すように、M/T 部 M の第 1 歯車対 11、12（以下、この実施形態 及び参考例 の説明においても、第 1 歯車対を < 1 > で表す）をドッグクラッチ 32 で出力軸 3 に連結し、プラネタリ部 S の第 2 クラッチ（C-2）を係合することで第 1 速（1st）を達成する。この状態で、エンジン（E/G）の回転がプラネタリ部 S の第 2 クラッチ（C-2）経由で第 2 軸 2 から M/T

部Mのドライブギヤ11に入力され、第1歯車対<1>で減速され、ドッグクラッチ32を経て出力軸3に伝達される。このときの変速比は、第1歯車対<1>のギヤ比に従う第1速の変速比となり、この変速機の最低速段となる。

【0053】

次に、第2速(2nd)は、M/T部Mの第1歯車対<1>をドッグクラッチ32で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第4クラッチ(C-4)を係合することで達成される。この状態が前変速段を第1速とする1-2変速で生じる場合、ドッグクラッチ32の係合により第1歯車対<1>と第2歯車対<2>が共に出力軸3に連結された状態となることで、第1歯車対<1>のドライブギヤ11と第2歯車対<2>のドライブギヤ13に連結する第2軸2と第1軸1との間に、第1歯車対<1>のギヤ比と第2歯車対<2>のギヤ比の中間のギヤ比が生成され、第2軸2に連結するプラネアリギヤ20の小径サンギヤ21Aと第1軸1に連結する大径サンギヤ21Bの回転関係が定まる。この状態が第1速での走行状態で生じるとすると、小径サンギヤ21Aの回転はエンジン回転と等しい回転であるのに対して、大径サンギヤ21Bの回転はそれより減速された回転となり、キャリア22はこれらの回転に規制されて空転している。この状態で第2クラッチ(C-2)を解放し、第4クラッチ(C-4)の係合に移行して、空転中のリングギヤ23にエンジン回転が入力されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ23からキャリア22キャリア22経由での両サンギヤ21A、21Bへのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第1軸1と第2軸2経由で両歯車対<1>、<2>を介して出力軸3に伝達されて第2速の変速段が達成される。

【0054】

第3速(3rd)も、M/T部Mの第1歯車対<1>をドッグクラッチ32で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第3クラッチ(C-3)を係合することで達成される。この状態でもM/T部Mの動力伝達流れは第2速時と同様である。ただ、この場合、プラネタリ部S側では、リングギヤ23入力がキャリア22入力に変更される。したがって、この状態が前変速段を第2速とする2-3変速で生じる場合、ドッグクラッチ32の係合により第1歯車対<1>と第2歯車対<2>が共に出力軸3に連結された状態であることで、第1歯車対<1>のドライブギヤ11と第2歯車対<2>のドライブギヤ13に連結する第2軸2と第1軸1との間に、第1歯車対<1>のギヤ比と第2歯車対<2>のギヤ比の中間のギヤ比が生成され、第2軸2に連結するプラネアリギヤ20の小径サンギヤ21Aと第1軸1に連結する大径サンギヤ21Bの回転関係が定まる。この状態が第2速での走行状態で生じるとすると、小径サンギヤ21Aの回転はエンジン回転と等しい回転であるのに対して、大径サンギヤ21Bの回転はそれより減速された回転となり、キャリア22はこれらの回転に規制されて空転している。この状態で第4クラッチ(C-4)を解放し、第3クラッチ(C-3)の係合に移行して、空転中のリングギヤ23にエンジン回転が入力されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ23からキャリア22キャリア22経由での両サンギヤ21A、21Bへのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第1軸1と第2軸2経由で両歯車対<1>、<2>を介して出力軸3に伝達されて第3速の変速段が達成される。

【0055】

第4速(4th)は、M/T部Mのドッグクラッチ32を中立位置として、第2歯車対<2>のみ出力軸3に連結すると共に、プラネタリ部Sの第1クラッチ(C-1)を係合することで達成される。この状態で、エンジン(E/G)の回転が第1クラッチ(C-1)経由で第1軸1に入力され、それに常時連結の第2歯車対<2>のギヤ比で減速されて出力軸3に伝達される。

【0056】

第5速(5th)は、M/T部Mの第3歯車対<3>をドッグクラッチ32で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第3クラッチ(C-3)を係合することで達成される。この状態で、エンジン(E/G)の回転が第3クラッチ(C-3)経由でキャリア22に入力され。この状態が前変速段を第4速とする4-5変速で生じる場合、ドッグクラッチ32

の係合により第3歯車対<3>が出力軸3に連結された状態となることで、第2歯車対<2>のドライブギヤ13と第3歯車対<3>のドライブギヤ15に連結する第2軸2と第1軸1との間に、第2歯車対<2>のギヤ比と第3歯車対<3>のギヤ比の中間のギヤ比が生成され、第2軸2に連結するプラネアリギヤ20の小径サンギヤ21Aと第1軸1に連結する大径サンギヤ21Bの回転関係が定まる。この状態が第4速での走行状態で生じるとすると、大径サンギヤ21Bの回転はエンジン回転と等しい回転であるのに対して、小径サンギヤ21Aの回転はそれより増速された回転となり、リングギヤ23はこれらの回転に規制されて空転している。この状態で第1クラッチ(C-1)を解放し、第3クラッチ(C-3)の係合に移行して、空転中のキャリア22にエンジン回転が入力されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うキャリア22から両サンギヤ21A、21Bへのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第1軸1と第2軸経由で両歯車対<2>、<3>を介して出力軸3に伝達されて第5速の変速段が達成される。

【0057】

第6速(6th)も、M/T部Mの第3歯車対<3>をドッグクラッチ32で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第4クラッチ(C-4)を係合することで達成される。この状態が前変速段を第5速とする5-6変速で生じる場合、ドッグクラッチ32の係合により第3歯車対<3>が出力軸3に連結された状態にあることで、第3歯車対<3>のドライブギヤ15と第2歯車対<2>のドライブギヤ17に連結する第2軸2と第1軸1との間に、第3歯車対<3>のギヤ比と第2歯車対<2>のギヤ比の中間のギヤ比が生成され、第2軸2に連結するプラネアリギヤ20の小径サンギヤ21Aと第1軸1に連結する大径サンギヤS1Bの回転関係が定まる。この状態が第5速での走行状態で生じるとすると、キャリア22の回転はエンジン回転と等しい回転であるのに対して、サンギヤ21の回転はそれより増速された回転となり、リングギヤ23はこれらの回転に規制されて空転している。この状態で第3クラッチ(C-3)を解放し、第4クラッチ(C-4)の係合に移行して、空転中のリングギヤ23にエンジン回転が入力されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ23からキャリア22へのトルク伝達と、リングギヤ23からキャリア22経由でサンギヤ21へのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第1軸1と第2軸経由で両歯車対<2>、<3>を介して出力軸3に伝達されて第6速の変速段が達成される。

【0058】

第7速(7th)は、M/T部Mの第3歯車対<3>をドッグクラッチ32で出力軸3に連結し、プラネタリ部Sの第2クラッチ(C-2)を係合することで達成される。この状態で、エンジン(E/G)の回転が第2クラッチ(C-2)経由で第2軸2に入力され、その回転がドッグクラッチ32を経て第3歯車対<3>に伝達され、そこで第3歯車対<3>のギヤ比で増速されて出力軸に伝達される。なお、リバース(Rev)は、第1参考例の場合と同様である。

【0059】

こうして得られる各変速段の速度線図は、図39に示すようなものとなる。この場合、第1、第4及び第7速が各ギヤ対単独のギヤ比に従う変速段となるのに対して、第2、第3、第5及び第6速が、中間的に生成されるギヤ比の変速段となる。

【0060】

次に、図40～図42は、第7参考例を示す。この形態は、先の第1参考例におけるM/T部Mのリバースギヤ列を廃して、代わってプラネタリ部でリバースを達成するものである。このリバースギヤ列の廃止に伴い、これに代わるべきブレーキ(B-1)がリングギヤ23を変速機ケース9に係止可能に連結されている。このギヤトレインにおける作動は、図41に示すように、当然ながら先の第1参考例の場合と同様であるので、第1参考例の作動説明を以って説明に代える。

【0061】

この形態におけるリバース(Rev)は、図41の作動図表に示すように、M/T部Mの第1歯車対<1>を出力軸3に連結し、第1クラッチ(C-1)とブレーキ(B-1)

を係合することで達成される。この入力状態では、キャリア 2 2 がエンジン回転で回転するのに対して、リングギヤ 2 3 が係止されているため、サンギヤ 2 1 がキャリア 2 2 の回転とは反対方向の減速回転となる。そしてこの回転は、第 2 軸 2 経由で最低速段の第 1 歯車対<1>に入力され、ドッグクラッチ 3 2 経由で出力軸 3 に伝達され、リバースが達成される。

【0062】

図 4 2 に示す速度線図は、先の各速度線図とは異なり、通常のエンジン回転を速度比 1 としたときのプラネタリギヤの各要素の出力回転数比を示す。図に示すように、キャリア入力による第 1 軸 1 の速度比 1 に対して、リングギヤは固定の速度比 0 となり、サンギヤの逆回転を意味する負の速度比により第 2 軸 2 の速度比は負の値となる。なお、この形態における各前進段の達成については、当然ながら第 1 参考例の場合と異なるものではない。

【0063】

こうしたブレーキの追加は、リバースの達成だけでなく、前進段の追加に利用することもできる。次に図 4 3～図 4 5 を参照する第 8 参考例は、先の第 4 参考例（図 3 1～図 3 3 参照）を基に、それにブレーキを追加して前進 8 速の変速段を達成するものである。この形態では、プラネタリギヤのキャリア 2 2 を変速機ケース 9 に固定するブレーキ（B-1）を付設している。

【0064】

この形態における第 1～第 7 速とリバースの達成作動は、先の第 4 参考例の場合と同様であるので、本形態の作動を示す図 4 4 の作動図表と、図 4 5 の速度線図の参照と先の第 3 参考例の作動説明の参照を以って説明に代える。この参考例における第 8 速は、第 4 歯車対<4>を第 6 速及び第 7 速時と同様にドッグクラッチを介して出力軸 3 に連結し、第 3 クラッチ（C-3）とブレーキ（B-1）を係合させることで達成される。この場合、第 3 クラッチ（C-3）係合によりプラネタリギヤのリングギヤ 2 3 にエンジン回転が入力されるのに対して、ブレーキ（B-1）の係合によりキャリア 2 2 が固定されるため、サンギヤ 2 1 はリングギヤ 2 3 の回転と同方向にリングギヤ-サンギヤギヤ比増速回転する。この回転は第 2 軸 2 の回転としてドッグクラッチを介して第 4 歯車対<4>に入力され、出力軸 3 に出力される。

【0065】

このようにブレーキの追加を前進段の追加に利用する場合も、プラネタリ部の構成を種々に変更することができる。図 4 6～図 5 2 はこうした変形例を示す。図 4 6 に示す第 1 変形例は、シングルプラネタリギヤを用いるものにおいて、サンギヤ 2 1 を係止するブレーキ（B-1）を設け、キャリア 2 2 入力用の第 3 クラッチ（C-3）を係合させることで、リングギヤ 2 3 と連結している第 2 軸 2 の回転を増速段の達成に利用するものである。図 4 7 に示す第 2 変形例は、同じくシングルプラネタリギヤを用いるものにおいて、リングギヤ 2 3 を係止するブレーキ（B-1）を設け、キャリア 2 2 入力用の第 3 クラッチ（C-3）を係合させることで、サンギヤ 2 1 と連結している第 2 軸 2 の回転を増速段の達成に利用するものである。次の図 4 8 に示す第 3 変形例は、ダブルプラネタリギヤを用いるものにおいて、サンギヤ 2 1 を係止するブレーキ（B-1）を設け、リングギヤ 2 3 入力用の第 3 クラッチ（C-3）を係合させることで、キャリア 2 2 と連結している第 2 軸 2 の回転を増速段の達成に利用するものである。

【0066】

また、図 4 9 に示す第 4 変形例は、ダイレクトクラッチを有する場合の変形例であり、シングルプラネタリギヤを用いるものにおいて、サンギヤ 2 1 を係止するブレーキ（B-1）を設け、リングギヤ 2 3 と M/T 部連結用の第 2 クラッチ（C-2）を係合させることで、リングギヤ 2 3 と連結する第 2 軸 2 の回転を増速段の達成に利用するものである。図 5 0 に示す第 5 変形例は、シングルプラネタリギヤのリングギヤ 2 3 を係止するブレーキ（B-1）を設け、サンギヤ 2 1 と M/T 部連結用の第 2 クラッチ（C-2）を係合させることで、サンギヤ 2 1 と連結する第 2 軸 2 の回転を増速段の達成に利用するものであ

る。図 5 1 に示す第 6 変形例は、ダブルプラネタリギヤのサンギヤ 2 1 を係止するブレーキ (B-1) を設け、キャリア 2 2 と M/T 部連結用の第 2 クラッチ (C-2) を係合させることで、キャリア 2 2 と連結する第 2 軸 2 の回転を増速段の達成に利用するものである。また、図 5 2 に示す第 7 変形例は、ダブルプラネタリギヤのキャリア 2 2 を係止するブレーキ (B-1) を設け、サンギヤ 2 1 と M/T 部連結用の第 2 クラッチ (C-2) を係合させることで、サンギヤ 2 1 と連結する第 2 軸 2 の回転を増速段の達成に利用するものである。

【0067】

次の図 5 3 ~ 図 5 5 に示す第 9 参考例は、第 1 参考例に対して第 4 歯車対 < 4 > を廃し、ドッグクラッチ 3 1 を第 2 歯車対 < 2 > の連結とは反対側への移動で変速機ケース 9 にロック可能として、最高速段をなくして前進 6 速化したものである。この場合の第 1 速から第 6 速までの各前進変速段とリバースの達成作動は、第 4 歯車対 < 4 > の部分をロックに置き換えることで第 1 参考例の場合と同様となるので、図 5 4 の作動図表と、第 1 参考例の作動説明の参照を以って説明に代える。ただし、この形態の場合、第 6 速では第 1 軸 1 がロックとなるため、このときのキャリア回転は 0 となる。

【0068】

以上の各参考例は、いずれもプラネタリ部に各クラッチを配したものであるが、ダイレクトクラッチ (C-D) を除く各クラッチは、適宜の位置に配置することができる。次に示す図 5 6 は、第 2 参考例 (図 1 1 ~ 図 1 3 参照) に対して第 1 クラッチ (C-1) と第 2 クラッチ (C-2) を出力軸側に移動させた第 10 参考例を示す。この場合、プラネタリギヤのキャリア 2 2 とサンギヤ 2 1 は直接第 1 軸 1 と第 2 軸 2 に連結され、代わって出力軸 3 側で、第 2 歯車対 < 2 > のドリブンギヤと第 4 歯車対 < 4 > のドリブンギヤは出力軸の外周に嵌る外軸 3 A に固定支持されている。そして、この外軸 3 A が第 1 クラッチ (C-1) を介して出力軸に連結可能とされ、内軸 3 B は第 2 クラッチ (C-2) を介して出力軸に連結可能とされている。

【0069】

この形態の場合の変速作動は、図 1 1 ~ 図 1 3 を参照する第 2 参考例の場合と同様であるので、作動図表及び速度線図を含めて第 2 参考例の参照を以って説明に代える。

【0070】

次の図 5 7 に示す第 11 参考例は、先の第 4 参考例 (図 3 1 ~ 図 3 3 参照) において、プラネタリギヤを変速機のリヤ側に移動し、併せて第 3 クラッチ (C-3) を変速機のリヤ側に移動させたものである。この配置の場合、第 1 軸 1 A 及び第 2 軸 2 の内側に更に第 3 クラッチ (C-3) を入力軸 4 に連結する軸を通す必要があるため、第 1 歯車対 < 1 > と第 3 歯車対 < 3 > 側で軸が 3 重軸となり、第 2 歯車対 < 2 > と第 4 歯車対 < 4 > 側で、キャリア 2 2 からおり返してドッグクラッチにつながる軸 1 B を通す必要があるため、4 重軸となる。こうした事情から多重軸配置による軸の大径化は免れないが、原理的にはこうした配列も可能である。

【0071】

次に、図 5 8 ~ 図 6 0 は、第 12 参考例を示す。この形態は、図 5 8 にスケルトンでギヤトレインを示すように、第 1 参考例に対して M/T 部 M の構成を変更したものである。この場合、M/T 部 M は、その変速要素としてプラネタリギヤ 4 0, 5 0 を包含する。この M/T 部 M は、内外二重の第 1 軸 1 及び第 2 軸 2 を入力軸とする点は、第 1 参考例と同様である。この形態では、第 1 軸 1 に連結する歯車対 1 1 A, 1 2 A は 1 つとされ、代わってプラネタリギヤ 4 0 がこの歯車対 1 1 A, 1 2 A に対する直列のギヤとして配置されている。第 2 軸 2 に連結する歯車対についても同様であり、歯車対 1 3 A, 1 4 A は 1 つとされ、代わってプラネタリギヤ 5 0 がこの歯車対 1 3 A, 1 4 A に対する直列のギヤとして配置されている。両プラネタリギヤ 4 0, 5 0 は、シンプルプレネタリタイプとされ、それらのリングギヤ 4 3, 5 3 が入力要素としてそれぞれ第 1 軸 1 と第 2 軸 2 に連結され、各サンギヤ 4 1, 5 1 を反力要素とすべくブレーキ (B-2, B-3) を介して変速機ケース 9 に連結され、各キャリア 4 2, 5 2 が各歯車対のドライブギヤ 1 1 A, 1 3 A

に連結されると共にクラッチ（C－4，C－5）を介してそれぞれ第1軸1と第2軸2に連結されている。なお、両歯車対のドリブンギヤ12A，14Aは、それぞれ出力軸3に一体回転可能に連結されている。

【0072】

プラネタリ部Sの構成は、実質上第1参考例の場合と同様であるが、このギヤトレインでは、M／T部Mにリバース専用のギヤ列がないことから、リバース達成のために、リングギヤ23がブレーキ（B－1）を介して変速機ケース9に係止可能とされている点が第1参考例に対して異なる付加的構成である。

【0073】

こうした構成からなる変速機は、図59にその作動を図表化して示すように、M／T部Mのブレーキ（B－2）に係合し、プラネタリ部Sの第1クラッチ（C－1）に係合することで第1サンギヤ41を固定して第1速（1st）を達成する。この状態で、エンジン（E／G）の回転がプラネタリ部Sの第1クラッチ（C－1）からキャリア22と第1軸1経由でM／T部Mの第1リングギヤ43に入力され、第1サンギヤ41固定の反力による第1キャリア42の減速回転が第1歯車対11A，12Aに入力され、そこで更に第1歯車対のギヤ比で減速されて出力軸3に伝達される。

【0074】

次に、第2速（2nd）は、M／T部Mのブレーキ（B－2）に係合すると共に、ブレーキ（B－3）に係合し、プラネタリ部Sの第3クラッチ（C－3）に係合することで達成される。この状態が前変速段を第1速とする1－2変速で生じる場合、共に出力軸3に連結された第1歯車対11A，12Aと第2歯車対13A，14Aが、両ブレーキ（B－2，B－3）の係合により第1及び第2プラネタリギヤ40，50を介して第1軸1と第2軸2に連結された状態となることで、第1歯車対11A，12Aのギヤ比と第1プラネタリギヤ40のギヤ比とを乗じたギヤ比と、第2歯車対13A，14Aのギヤ比と第2プラネタリギヤ50のギヤ比とを乗じたギヤ比の中間のギヤ比が第2軸2と第1軸1との間に生成され、第2軸2に連結するプラネタリギヤ20のサンギヤ21と第1軸1に連結するキャリア22の回転関係が定まる。この状態が第1速での走行状態で生じるとすると、キャリア22の回転はエンジン回転と等しい回転であるのに対して、サンギヤ21の回転はそれより減速された回転となり、リングギヤ23はこれらの回転に規制されて空転している。この状態で第1クラッチ（C－1）を解放し、第3クラッチ（C－3）の係合に移行して、空転中のリングギヤ23にエンジン回転が入力されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ23からキャリア22へのトルク伝達と、リングギヤ23からキャリア22経由でサンギヤ21へのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが第1軸1と第2軸2経由で両プラネタリギヤ40，50に入力され、両歯車対11A，12A，13A，14Aを介して出力軸3に伝達されて第2速の変速段が達成される。こうして、第1プラネタリギヤ40及び第1歯車対11A，12Aの直列減速のギヤ比と、第2プラネタリギヤ50及び第2歯車対13A，14Aの直列減速のギヤ比に対する中間のギヤ比の回転が出力軸3に伝達される。

【0075】

第3速（3rd）は、M／T部Mのブレーキ（B－3）に係合し、プラネタリ部Sの第2クラッチ（C－2）に係合することで達成される。この状態で、エンジンの回転が第2クラッチ（C－2）経由で第2軸2に入力され、その回転が第2プラネタリギヤ50の第2リングギヤ53に伝達される。この第2プラネタリギヤ50は、ブレーキ（B－3）の係合による第2サンギヤ51の固定を反力として第2キャリア52に減速回転を出力するため、この回転の入力による第2歯車対13A，14Aのギヤ比による減速回転が出力軸3に伝達される。この出力回転は、第2プラネタリギヤ及び第2歯車対直列減速のギヤ比による減速回転となる。

【0076】

第4速（4th）は、M／T部Mの第1クラッチ（C－4）に係合すると共に、第2ブレーキ（B－3）に係合し、プラネタリ部Sの第3クラッチ（C－3）に係合することで

達成される。この状態が前変速段を第3速とする3-4変速で生じる場合、共に出力軸3に連結された第1歯車対11A, 12Aと第2歯車対13A, 14Aが、第1歯車対11A, 12Aについては第1クラッチ(C-4)を介して第1軸1に連結され、第2歯車対13A, 14Aについてはブレーキ(B-3)の係合により第2プラネタリギヤ50を介して第2軸2に連結された状態となることで、第1歯車対11A, 12Aのギヤ比と、第2歯車対13A, 14Aのギヤ比と第2プラネタリギヤ50のギヤ比とを乗じたギヤ比の中間のギヤ比が第2軸2と第1軸1との間に生成され、第2軸2に連結するプラネアリギヤ20のサンギヤ21と第1軸1に連結するキャリア22の回転関係が定まる。この状態が第3速での走行状態で生じるとすると、サンギヤ21の回転はエンジン回転と等しい回転であるのに対して、キャリア22の回転はそれより増速された回転となり、リングギヤ23はこれらの回転に規制されて空転している。この状態で第2クラッチ(C-2)を解放し、第3クラッチ(C-3)の係合に移行して、空転中のリングギヤ23にエンジン回転が入力されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ23からキャリア22へのトルク伝達と、リングギヤ23からキャリア22経由でサンギヤ21へのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが一方で第1軸1経由で第1歯車対11A, 12Aに入力され、それで減速された出力軸3に、他方で第2軸2経由で第2プラネタリギヤ50に入力され、そこで第1段の減速がなされ、更に第2歯車対13A, 14Aを経由して第2段目の減速がなされて出力軸3に伝達されて第4速の変速段が達成される。こうして、第2プラネタリギヤ及び第2歯車対直列減速の回転と第1歯車対単独減速に対する中間のギヤ比の回転が出力軸3に伝達される。

【0077】

第5速(5th)は、M/T部Mのクラッチ(C-4)を係合し、プラネタリ部Sの第1クラッチ(C-1)を係合することで達成される。この状態で、エンジン(E/G)の回転が第1クラッチ(C-1)経由で第1軸1に入力され、その回転がクラッチ(C-4)経由で第1歯車対11A, 12Aを介して出力軸3に伝達される。この場合のギヤ比は、第1歯車対11A, 12Aのギヤ比となる。

【0078】

第6速(6th)は、M/T部Mの第1クラッチ(C-4)を係合すると共に、第2クラッチ(C-5)を係合し、プラネタリ部Sの第3クラッチ(C-3)を係合することで達成される。この状態が前変速段を第5速とする5-6変速で生じる場合、共に出力軸3に連結された第1歯車対11A, 12Aが第1クラッチ(C-4)を介して第1軸1に連結され、第2歯車対13A, 14Aが第2クラッチ(C-5)を介して第2軸2に連結された状態となることで、第1歯車対11A, 12Aのギヤ比と第2歯車対13A, 14Aのギヤ比との中間のギヤ比が第2軸2と第1軸1との間に生成され、第2軸2に連結するプラネアリギヤ20のサンギヤ21と第1軸1に連結するキャリア22の回転関係が定まる。この状態が第5速での走行状態で生じるとすると、キャリア22の回転はエンジン回転と等しい回転であるのに対して、サンギヤ21の回転はそれより増速された回転となり、リングギヤ23はこれらの回転に規制されて空転している。この状態で第1クラッチ(C-1)を解放し、第3クラッチ(C-3)の係合に移行して、空転中のリングギヤ23にエンジン回転が入力されることで、予め生成された前記中間のギヤ比に従うリングギヤ23からキャリア22へのトルク伝達と、リングギヤ23からキャリア22経由でサンギヤ21へのトルク伝達が並列的に生じ、これらのトルクが一方で第1軸1経由で第1歯車対11A, 12Aに入力され、それで減速されて出力軸3に、他方で第2軸2経由で第2歯車対13A, 14Aに入力され、それで減速されて出力軸3に伝達されて第6速の変速段が達成される。こうして、第2歯車対単独のギヤ比と第1歯車対単独のギヤ比に対する中間のギヤ比の回転が出力軸3に伝達される。

【0079】

第7速(7th)は、M/T部Mのクラッチ(C-5)を係合し、プラネタリ部Sの第2クラッチ(C-2)を係合することで達成される。この状態で、エンジン(E/G)の回転が第2クラッチ(C-2)経由で第2軸2に入力され、その回転がクラッチ(C-5

）經由で第2歯車対13A, 14Aを介して出力軸3に伝達される。この場合のギヤ比は、第2歯車対13A, 14Aのギヤ比となる。

【0080】

このギヤトレインでのリバース (Rev) は、M/T部Mのブレーキ (B-2) を係合し、プラネタリ部Sの第2クラッチ (C-2) とブレーキ (B-1) を共に係合することで達成される。この状態で、エンジン (E/G) の回転が第2クラッチ (C-2) 經由でサンギヤ21に入力され、ブレーキ (B-1) によるリングギヤ23の係止を反力とするキャリア22の回転が第1軸1からM/T部Mの第1リングギヤ43に入力される。これに対して、第1プラネタリギヤ40のサンギヤ41は、ブレーキ (B-2) により固定されているため、第1キャリア42から出力される逆転の減速回転が第1歯車対11A, 12Aで更に減速されて出力軸3に伝達される。

【0081】

このようにして達成される各変速段におけるプラネタリギヤ20の3つの変速要素の挙動を図60に速度線図で示す。この速度線図の表記方法も第1参考例の場合と同様である。なお、この線図の場合、○印で囲った数字は、<1>が第1プラネタリギヤと第1歯車対の直列の伝達状態、<2>が第2プラネタリギヤと第2歯車対の直列の伝達状態、<3>が第1歯車対単独の伝達状態、<4>が第2歯車単独の伝達状態を表す。

【0082】

この速度線図から分かるように、この第12参考例においても、M/T部Mの第1、第2歯車対と第1、第2プラネタリギヤにより本来達成可能な奇数変速段に対する中間段としてのギヤ比が生成されるため、偶数の変速段は、それに隣り合う変速段に対する経過段となるものである。したがって、この変速機の場合も、4速変速機に対して、歯車対やプラネタリギヤを増やさずに各変速段の中間に、ギヤ比ステップを密にする形態で3速の変速段を付加することができる。また、トルク抜けを生じない変速が可能な点についても第1参考例の場合と同様である。

【0083】

次の図61～図63は、本発明の第13参考例を示す。この形態もM/T部Mは、その変速要素としてプラネタリギヤ60を包含する。図61にそのギヤトレイン構成をスケルトンで示すように、先の各参考例のプラネタリ部に当たる前プラネタリ部は、シングルプラネタリギヤと、第1及び第2クラッチ (C-1, C-2) と、第1ブレーキ (B-1) で構成され、M/T部に当たる後プラネタリ部は、2列の歯車対11B, 12B, 13B, 14Bと単一のダブルプラネタリギヤ60と、第3～第5クラッチ (C-3～C-5) と、第2ブレーキ (B-2) で構成されている。

【0084】

そして、前プラネタリ部では、プラネタリギヤのキャリア22が、第2歯車対13B, 14Bに連結する第1軸1に常時連結されると共に、第1クラッチ (C-1) を介して入力軸4に連結可能とされ、サンギヤ21が、第1歯車対11B, 12Bに連結する第2軸2に常時連結されると共に、第2クラッチ (C-2) を介して入力軸4に連結可能とされ、リングギヤ23が第1ブレーキ (B-1) を介して変速機ケース9に係止可能とされている。また、後プラネタリ部では、プラネタリギヤ60のキャリア62が、第2歯車対13B, 14Bに連結する第1軸3Aに常時連結されると共に、第3クラッチ (C-3) を介して出力軸3に連結可能とされ、サンギヤ61が、第1歯車対11B, 12Bに連結する第2軸3Bに常時連結されると共に、第4クラッチ (C-4) を介して出力軸3に連結可能とされ、リングギヤ63が、第5クラッチ (C-5) を介して出力軸3に連結可能とされると共に、第2ブレーキ (B-2) を介して変速機ケース9に係止可能とされている。

【0085】

図62に作動を示すように、この変速機の場合、第1速 (1st) ～第4速 (4th) は、第2クラッチ (C-2) 係合の入力による動力伝達となり、第4速 (4th) ～第7速 (7th) は、第1クラッチ (C-1) 係合の入力による動力伝達となり、各変速段の

出力は、主として出力側の第3クラッチ（C-3）～第5クラッチ（C-5）の係合の選択によりなされるため、先にこれら2系統の動力伝達の流れをまとめて説明する。前プラネタリギヤのキャリア22の回転は、第1軸1を通り第2歯車対13B、14Bに伝達され、第2歯車対13B、14Bのギヤ比による減速が行なわれ（以下、便宜上このギヤ比を1として説明を簡略化する）、出力側第1軸3Aを経て後プラネタリ部のキャリア62に伝達される流れ（以下、第1流れという）となる。前プラネタリギヤのサンギヤ21の回転は、第2軸2を通り第1歯車対11B、12Bに伝達され、そのギヤ比による減速が行なわれ、出力側第2軸3Bを経て後プラネタリ部のサンギヤ61に伝達される流れ（以下、第2流れという）となる。

【0086】

こうした2つの流れ生じるなかで、第1速（1st）は、後プラネタリ部の第3クラッチ（C-3）を係合させ、前プラネタリ部の第2クラッチ（C-2）と第1ブレーキ（B-1）を係合させることで達成される。このとき、第1流れが出力につながる流れとなり、その基となるキャリア22の回転は、リングギヤ23が固定されることで低速回転となり、この回転がキャリア62に伝達され、第3クラッチ（C-3）を経て出力されることで第1速回転となる。第2速（2nd）も同じ第2流れで、第5クラッチ（C-5）の係合による出力に切換わるだけである。このとき、後プラネタリ部のリングギヤ63の回転は、キャリア62の回転に対して増速回転となるため、第5クラッチ（C-5）を経て出力される第2速回転は第1速回転より若干高くなる。第3速（3rd）についても動力伝達の関係は実質上同様であり、第4クラッチ（C-4）係合による出力に切換わることで、この場合第2流れが出力されるようになるため、エンジン回転が前プラネタリ部のサンギヤ21を通過した後、第1歯車対11B、12Bのギヤ比分だけ減速され、後プラネタリ部のサンギヤ61を通過して出力される。この場合、動力伝達上は、第1ブレーキ（B-1）又は第1クラッチ（C-1）の係合は関与しないため、いずれか一方の係合を次の変速に備えて準備しておくことは可能である。ただし、両要素を同時に係合させると前プラネタリギヤがロックされてしまうため、第1ブレーキ（B-1）と第1クラッチ（C-1）の同時係合は許容されない。

【0087】

第4速（4th）以降は、主体的な流れは第1流れとなる。第4速（4th）では、第1流れと第2流れにより、後プラネタリ部では、キャリア62のエンジン回転に対してサンギヤ61が第1歯車対11B、12Bによる減速分だけ低速回転するため、これら両回転の中間速度比の回転がリングギヤ63から第5クラッチ（C-5）を経て出力され、この回転が第4速回転となる。次の第5速（5th）では、第3クラッチ（C-3）経由の出力に切換わることで、第1流れがそのまま出力となり、エンジン回転が第3クラッチ（C-3）経由で出力軸3に出力される第5速回転となる。

【0088】

第6速（6th）では、ブレーキ（B-1）が係合されることで、第2流れの基となるサンギヤ21の回転が増速され、これに伴いサンギヤ61の回転も増速回転となるため、リングギヤ63から第5クラッチ（C-5）を経て出力され第6速回転も増速回転となる。第7速（7th）では、同じ状態で、出力がサンギヤ61に切換わるため、更に増速された回転が第7速の回転として出力軸3に出力される。

【0089】

なお、リバース（Rev）は、第2流れによるサンギヤ61の回転に対して第1ブレーキ（B-2）係合によるリングギヤ63の固定で逆回転するキャリア62の回転が第3クラッチ（C-3）経由で出力軸3に出力されることで達成される。

【0090】

こうした各変速段における各回転要素の回転比の関係を図63に速度線図で示す。この速度線図は、エンジン回転速度比を1とする通常の表記に従うものである。

【0091】

次の図64～図66は、本発明の第14参考例を示す。この形態の特徴は、全ての係合

要素とプラネタリギヤを入力軸側に集約配置した点にある。図 6 4 にそのギヤトレイン構成をスケルトンで示すように、この形態における第 1 プラネタリギヤ P 1 は、シングルプラネタリギヤで構成され、増速回転を生成させる機能を果たす。第 2 プラネタリギヤ P 2 も、シングルプラネタリギヤで構成され、第 3 プラネタリギヤ P 3 は、ダブルプラネタリギヤで構成される。この形態における係合要素は、先の第 1 3 参考例と同様に、入力側の第 1 及び第 2 クラッチ (C-1, C-2) と、出力側の第 3 ~ 第 5 クラッチ (C-3 ~ C-5) と、反力支持のための第 1 及び第 2 ブレーキ (B-1, B-2) で構成されている。

第 1 プラネタリギヤ P 1 は、そのサンギヤ S 1 を変速機ケース 9 に常時固定とされ、キャリア C 1 が第 1 クラッチ (C-1) を介して入力軸 4 に連結可能とされ、リングギヤ R 1 が第 2 プラネタリギヤ P 2 のキャリア C 2 に直結されている。第 2 及び第 3 プラネタリギヤ P 2, P 3 は、両サンギヤ S 2, S 3 が直結されて、共に第 2 クラッチ (C-2) を介して入力軸 4 に、また第 4 クラッチ (C-4) を介してカウンタギヤ対に連結可能とされ、両キャリア C 2, C 3 も直結されて、第 3 クラッチ (C-3) を介してカウンタギヤ対に連結可能とされ、それぞれのリングギヤ R 2, R 3 が第 1 ブレーキ (B-1) と第 2 ブレーキ (B-2) を介して変速機ケース 9 に固定可能とされ、第 3 プラネタリギヤ P 3 のリングギヤ R 3 については、更に第 5 クラッチ (C-5) を介してカウンタギヤ対に連結可能とされている。

【0092】

この形態の場合も、第 1 プラネタリギヤ P 1 のリングギヤ R 1 から発する第 1 流れが、2 つのキャリア C 2, C 3 を通り第 3 クラッチ (C-3) に達している。また、第 2 流れは、2 つのサンギヤ S 2, S 3 を通り、第 4 クラッチ (C-4) に達している。そして、図 6 5 に作動を示すように、第 1 ~ 第 4 速では、第 2 流れが主体となり、第 4 ~ 第 7 速では第 1 流れが主体となる。

【0093】

第 1 速 (1 s t) は、第 2 クラッチ (C-2) 係合による第 2 サンギヤ S 2 へのエンジン回転入力に対して、第 1 ブレーキ (B-1) 係合による第 2 リングギヤ R 2 に反力を取る第 2 キャリア C 2 の減速回転が第 3 クラッチ (C-3) を介して出力されることで達成される。第 2 速 (2 n d) も同じ状態で、第 5 クラッチ (C-5) 係合による第 3 リングギヤ R 3 の減速回転が出力されて達成される。また、第 3 速 (3 r d) は、第 2 クラッチ (C-2) 経由のエンジン回転が両サンギヤ S 2, S 3 を通過して第 4 クラッチ (C-4) 経由で出力されることで達成される。

【0094】

第 4 速 (4 t h) からは第 1 クラッチ (C-1) の係合による第 1 流れの増速回転が作用し始め、第 3 プラネタリギヤ P 3 のキャリア C 3 への増速回転入力に対して、サンギヤ S 3 のエンジン回転でリングギヤ R 3 が増速回転するが、この回転がリングギヤ R 3 の増速回転として第 5 クラッチ (C-5) 経由で出力されて第 4 速が達成される。次の第 5 速 (5 t h) では、第 1 リングギヤ R 1 の増速回転がそのまま第 3 キャリア C 3 から第 3 クラッチ (C-3) 経由で出力されて第 5 速回転となる。また、第 6 速 (6 t h) では、この回転が第 5 クラッチ (C-5) 出力の第 3 リングギヤ R 3 出力に切換えられて更に増速された出力となる。そして、第 7 速 (7 t h) は、第 1 ブレーキ (B-1) 係合による増速回転が第 2 キャリア C 2 入力による第 2 サンギヤ S 2 の増速回転として第 4 クラッチ (C-4) から出力されて最高速段となる。なお、リバース (R e v) は、第 3 プラネタリギヤ P 3 で生成され、この場合、第 1 ブレーキ (B-1) の係合による第 3 リングギヤ R 3 固定に対して、第 3 サンギヤ S 3 にエンジン回転が入力されることで、第 3 キャリア C 3 が減速の逆回転となる出力を第 3 クラッチ (C-3) 経由で出力することで達成される。

【0095】

こうした各変速段における各回転要素の回転比の関係を図 6 6 に速度線図で示す。この速度線図も、エンジン回転速度比を 1 とする通常の表記に従うものである。また、図 6 5

の作動図表における括弧付の○印は、先の第13参考例の作動説明に記したと同じ理由から、その変速段において、その係合要素の係合状態の維持が変速に関係なく許容されることを表す。この場合も、両係合要素の同時係合はプラネタリギヤのロックにつながるため許容されない。

【0096】

次の図67～図69は、本発明の第1実施形態を示す。この形態の特徴は、先の参考例において動力伝達流れ上でM/T部Mより上流側に配置したプラネタリ部Sのプラネタリギヤ20を下流側に配置変更した点にある。図67にそのギヤトレイン構成をスケルトンで示すように、この形態におけるM/T部Mは、先の第1参考例の場合と実質的に同様のものであるが、プラネタリギヤ20の下流側配置に伴い、第2及び第4歯車対の出力軸3Aが二重軸の別軸とされている。この場合、第1出力軸3Aに第2及び第4歯車対のドリブンギヤ14, 18が固定され、第2出力軸3Bに第1及び第3歯車対11, 12, 15, 16のドッグクラッチ32が軸方向可動かつ回転不能に連結されている。

【0097】

プラネタリ部Sは、2つの入力クラッチ(C-1, C-2)を残して、プラネタリギヤ20と変速制御のためのクラッチがダイレクトクラッチ(C-D)としてM/T部Mの下流側に移されている。この形態では、プラネタリギヤ20のサンギヤ21は、M/T部Mの第2出力軸3Bに連結され、この第2出力軸3Bがダイレクトクラッチ(C-D)を介して出力軸3に連結され、ピニオン24, 25を支持するキャリア22は、第1出力軸3Aに連結され、リングギヤ23は、出力軸3に連結されている。

【0098】

こうした構成からなる変速機は、図68にその作動を図表化して示すように、M/T部Mの第1歯車対11, 12(この形態の説明においても第1参考例と同様に歯車対を<数字>で表記する)をドッグクラッチ32で第2出力軸3Bに連結し、プラネタリ部Sの第2クラッチ(C-2)とダイレクトクラッチ(C-D)を係合することで第1速(1st)を達成する。この状態で、エンジン(E/G)の回転がプラネタリ部Sの第2クラッチ(C-2)経由でM/T部Mのドライブギヤ11に入力され、第1歯車対<1>で減速され、ドッグクラッチ32を経て第2出力軸3Bに伝達され、ダイレクトクラッチ(C-D)を経て出力軸3Cに伝達される。

【0099】

次に、第2速(2nd)は、M/T部Mの第1歯車対<1>をドッグクラッチ32で第2出力軸3Bに連結すると共に、第2歯車対<2>をドッグクラッチ31で第1出力軸3Aに連結し、プラネタリ部Sの両クラッチ(C-1, C-2)を共に係合することで達成される。この状態では、両クラッチ(C-1, C-2)の係合でエンジン回転が第1歯車対11, 12と第2歯車対13, 14に同時に入力され、それらで減速されて第1出力軸3Aと第2出力軸3Bに出力される。これらの回転の入力でプラネタリギヤ20のサンギヤ21とキャリア22の回転が、これらのギヤ比の中間のギヤ比に規制され、リングギヤ23からこれらの回転の中間の回転が出力軸3Cに伝達される。

【0100】

第3速(3rd)は、M/T部Mの第2歯車対<2>をドッグクラッチ31で第1出力軸3Aに連結し、プラネタリ部Sのクラッチ(C-1)とダイレクトクラッチ(C-D)を係合することで達成される。この状態で、エンジン(E/G)の回転がクラッチ(C-1)経由で第2歯車対<2>に入力され、その回転がドッグクラッチ31を経て第2歯車対<2>に伝達され、そこで第2歯車対<2>のギヤ比で減速されて第1出力軸3Aに伝達される。この回転はプラネタリギヤ20のキャリア22入力となるが、プラネタリギヤ20はダイレクトクラッチ(C-D)の係合による直結状態にあるため、この回転はそのまま出力軸3Cに伝達される。

【0101】

第4速(4th)は、M/T部Mの第2歯車対<2>をドッグクラッチ31で第1出力軸3Aに連結すると共に、第3歯車対<3>をドッグクラッチ32で第2出力軸3Bに連

結し、プラネタリ部 S の両クラッチ (C-1, C-2) を共に係合することで達成される。この状態で、両クラッチ (C-1, C-2) の係合でエンジン回転が第 2 歯車対<2>と第 3 歯車対<3>に同時に入力され、それらで減速されて第 1 出力軸 3 A と第 2 出力軸 3 B に出力される。これらの回転の入力でプラネタリギヤ 20 のサンギヤ 21 とキャリア 22 の回転が規制され、リングギヤ 23 からそれらの回転の中間の回転が出力軸 3 C に伝達される。

【0102】

第 5 速 (5 t h) は、M/T 部 M の第 3 歯車対<3>をドッグクラッチ 32 で第 2 出力軸 3 B に連結し、プラネタリ部 S の第 2 クラッチ (C-2) とダイレクトクラッチ (C-D) を係合することで達成される。この状態で、エンジン (E/G) の回転が第 2 クラッチ (C-2) 経由で第 2 軸 2 に入力され、そこで第 3 歯車対<3>のギヤ比で減速されてドッグクラッチ 32 を経て第 2 出力軸 3 B に伝達される。この回転はプラネタリギヤ 20 のサンギヤ 21 入力となるが、プラネタリギヤ 20 はダイレクトクラッチ (C-D) の係合による直結状態にあるため、この回転はそのまま出力軸 3 C に伝達される。

【0103】

第 6 速 (6 t h) は、M/T 部 M の第 3 歯車対<3>をドッグクラッチ 32 で第 2 出力軸 3 B に連結すると共に、第 4 歯車対<4>をドッグクラッチ 31 で第 1 出力軸 3 A に連結し、プラネタリ部 S の両クラッチ (C-1, C-2) を共に係合することで達成される。この状態で、両クラッチ (C-1, C-2) の係合でエンジン回転が第 3 歯車対<3>と第 4 歯車対<4>に同時に入力され、それらで減速されて第 1 出力軸 3 A と第 2 出力軸 3 B に出力される。これらの回転の入力でプラネタリギヤ 20 のサンギヤ 21 とキャリア 22 の回転が規制され、リングギヤ 23 からそれらの回転の中間の回転が出力軸 3 C に伝達される。

【0104】

第 7 速 (7 t h) は、M/T 部 M の第 4 歯車対<4>をドッグクラッチ 31 で第 1 出力軸 3 A に連結し、プラネタリ部 S の第 1 クラッチ (C-1) とダイレクトクラッチ (C-D) を係合することで達成される。この状態で、エンジン (E/G) の回転が第 1 クラッチ (C-1) 経由で第 4 歯車対<4>に入力され、その回転がドッグクラッチ 31 を経て第 4 歯車対<4>に伝達され、そこで第 4 歯車対<4>のギヤ比で減速されて第 1 出力軸 3 A に伝達される。この回転はプラネタリギヤ 20 のキャリア 22 入力となるが、プラネタリギヤ 20 はダイレクトクラッチ (C-D) の係合による直結状態にあるため、この回転はそのまま出力軸 3 C に伝達される。

【0105】

なお、リバース (R e v) は、M/T 部 M のドッグクラッチ 32 を中立として、リバースギヤ列 19, 30 を第 2 出力軸 3 B に連結し、プラネタリ部 S の第 2 クラッチ (C-2) とダイレクトクラッチ (C-D) を係合することで達成される。この状態で、エンジン (E/G) の回転が第 2 クラッチ (C-2) 経由で第 2 軸 2 に入力され、その回転がリバースギヤ列 19, 30 で減速且つカウンタギヤ 30 経由で前記各変速段とは逆転されて第 2 出力軸 3 B に伝達され、ダイレクトクラッチ (C-D) 経由で出力軸 3 C に伝達される。

【0106】

この第 1 実施形態においても、各奇数の変速段がプラネタリギヤ 20 の変速要素を変速に関与しない単なる動力伝達部材として達成されるのに対して、各偶数の変速段は、プラネタリギヤ 20 の変速要素を機能させて達成される。しかも、これら各偶数の変速段は、それを挟む奇数の変速段の達成時に連結される 2 つの歯車対の同時連結により達成される。

【0107】

このようにして達成される各変速段におけるプラネタリギヤ 20 の 3 つの変速要素の挙動を図 69 に速度線図で示す。この速度線図は、一般的な自動変速機の入力回転数を基準 (速度比 1) として変速特性を示す表記形式に従うものであり、各変速要素であるサンギ

ヤ、リングギヤ及びキャリアの速度比を●印で変速段を表す数字を白抜きして表しており、これらの速度比はすなわちエンジン回転数を速度比1とするものである。したがって、第7速における出力軸速度比が最も高いのは、エンジン回転に対して変速機の減速比が最も小さいことを表す。また○印で囲った数字は、その変速段において連結されるM/T部Mの第1～第4歯車対を表す。

【0108】

この速度線図から分かるように、偶数の変速段は、M/T部Mの第1～第4歯車対により本来達成可能な奇数変速段に対する中間段としてのギヤ比で、隣り合う両偶数変速段を達成する歯車対による同時動力伝達により達成されるもので、それに隣り合う奇数の変速段に対する経過段ともなるものである。したがって、この形態の変速機によっても、従来形式の常時噛合式の4速変速機に対して、各変速段の中間に、ギヤ比ステップを密にする形態で3速の変速段を付加することができる。

【0109】

更にこの第1実施形態の場合、ギヤ比ステップを高速段側ほど狭くする設定を容易に行なうことができる利点を得られる。図70は先の2つの参考例（図1、図58参照）との比較を速度線図で示す（ただし、各変速段の表記については、単一の歯車対のギヤ比で達成される変速段を整数で表し、それらの中間のギヤ比による変速段を端数で表す）。この例では、最低速段と最高速段（第4速、参考例の第7速に相当）のギヤ比を0.342と2.044と同一に設定し、途中の変速段の第2、3速（参考例の第3、5速に相当）間で良好なギヤ比ステップが得られるようなギヤ比設定とした場合、図の（b）に示す本形態の配置の場合、中間段を含めて全ての変速段間のギヤ比ステップについて、低速段側ギヤ比ステップ>高速段側ギヤ比ステップの関係が成立するのに対して、図の（a）に示す形態の配置の場合、プラネタリギヤのキャリアーリングギヤ間のギヤ比λを単純に0.5とした場合、1.5-2速間、2.5-3速間及び3-3.5速間で、低速段側ギヤ比ステップ<高速段側ギヤ比ステップの逆転が生じるのが分かる。このように、本形態では、中間段としての偶数段を全て上位段側に寄せたギヤ比ステップが容易に設定可能となる。

【0110】

このようにプラネタリギヤを出力側に配置した場合についても、前記第1参考例や第2参考例と同様に、プラネタリ部について種々の変更が可能である。これらを例示すると、次のようになる。まず、シングルプラネタリ構成を前提とする場合、図71に示すように、サンギヤ21とリングギヤ23間のロックアップする場合、サンギヤ21は第1軸3Aへの連結とし、リングギヤ23を第2軸3Bに連結し、キャリア22を出力軸3Cに連結する構成がある。また、図72に示すように、サンギヤ21を第2軸3B連結とし、キャリア22を出力軸3Cに連結する構成も考えられる。次に、キャリア22とサンギヤ21をロックアップする場合、図73に示すように、サンギヤ21を第1軸3A連結、リングギヤ23を第2軸3B連結とし、キャリア22を出力軸3C連結とする構成と、図74に示すように、サンギヤ21を第2軸3B連結、リングギヤ23を第1軸3A連結とし、キャリア22を出力軸3C連結とする構成が考えられる。そして、リングギヤ23とキャリア22をロックアップする場合、図75に示すように、サンギヤ21を第1軸3A連結、リングギヤ23を第2軸3B連結とし、キャリア22を出力軸3C連結とする構成と、図76に示すように、リングギヤ23を第1軸3A連結、サンギヤ21を第2軸3B連結とし、キャリア22を出力軸3C連結とする構成が考えられる。

【0111】

また、ダブルプラネタリ構成を前提とする場合、図77に示すように、リングギヤ23とサンギヤ21間をロックアップする場合、サンギヤ21は第1軸3Aへの連結とし、キャリア22を第2軸3Bに連結し、リングギヤ23を出力軸3Cに連結する構成も考えられる。次に、キャリア22とサンギヤ21をロックアップする場合、図78に示すように、サンギヤ21を第1軸3A連結、キャリア22を第2軸3B連結とし、リングギヤ23を出力軸3C連結とする構成と、図79に示すように、サンギヤ21を第2軸3B連結、キャリア22を第1軸3A連結とし、リングギヤ23を出力軸3C連結とする構成が考え

られる。そして、リングギヤ 2 3 とキャリア 2 2 をロックアップする場合、図 8 0 に示すように、サンギヤ 2 1 を第 1 軸 3 A 連結、キャリア 2 2 を第 2 軸 3 B 連結とし、リングギヤ 2 3 を出力軸 3 C 連結とする構成と、図 8 1 に示すように、キャリア 2 2 を第 1 軸 3 A 連結、サンギヤ 2 1 を第 2 軸 3 B 連結とし、リングギヤ 2 3 を出力軸 3 C 連結とする構成が考えられる。

【0112】

次の図 8 2 に示す第 1 5 参考例は、先の第 1 参考例に対する第 1 1 参考例（図 5 7 参照）と同様の改変を、ロックアップタイプの第 1 実施形態に施したものである。この形態では、ダブルプラネタリギヤ 2 0 とそのダイレクトクラッチ（C-D）を出力軸側の変速機後部に配置している。この配置の場合、出力軸側の第 1 軸 3 A 及び第 2 軸 3 B の内側に更に出力軸 3 C を通す必要があるため、第 1 歯車対<1>と第 3 歯車対<3>側で軸が 3 重軸となるが、ロックアップタイプのものについても、原理的にはこうした配列が可能である。

【0113】

次の図 8 3 に示す第 1 6 参考例は、先の第 1 5 参考例のプラネタリギヤをシングルプラネタリギヤとして出力軸側にセンタ配置とし、ダイレクトクラッチ（C-D）を M/T 部 M の出力側に配したものである。この配置では、プラネタリギヤのサンギヤ 2 1 が出力側の第 2 軸 3 B に連結され、リングギヤ 2 3 が出力側の第 1 軸 3 A に連結され、キャリア 2 2 が出力軸 3 C に連結されている。そしてこの場合のダイレクトクラッチ（C-D）は、出力側の第 1 軸 3 A と出力軸 3 C に連結され、プラネタリギヤのキャリア 2 2 とリングギヤ 2 3 をロックアップするものとされている。

【0114】

更に、図 8 4 に示す第 1 7 参考例は、先の第 1 実施形態（図 6 7 参照）に対して、入力クラッチとして機能していた第 1 及び第 2 クラッチ（C-1, C-2）を、出力クラッチとして M/T 部 M の出力側に配したものである。この形態の場合、M/T 部の入力側は、単軸で直接入力軸 4 に連結され、出力側の第 1 軸 3 A とダブルプラネタリギヤのキャリア 2 2 が第 1 クラッチ（C-1）を介して連結可能とされ、出力側の第 2 軸 3 B とプラネタリギヤのサンギヤ 2 1 が第 2 クラッチ（C-2）を介して連結可能とされ、リングギヤ 2 3 が出力軸 3 C に常時連結とされている。そしてダイレクトクラッチ（C-D）は、プラネタリギヤのサンギヤ 2 1 とリングギヤ 2 3 をロックアップするものとされている。

【0115】

次の図 8 5 及び図 8 6 に示す第 1 8 参考例は、当初の第 1 参考例（図 1 ～図 3 参照）に対して、プラネタリ部を全て M/T 部 M の出力側に配したものである。この場合の作動は、入出力の関係が全て第 1 参考例に対して入れ替わるが、各変速段でのギヤ対と係合要素の作動関係は、図 2 に表記される作動と全く同様となるので図 2 の参照をもって説明に代える。また、この形態の場合の図 8 6 に示す速度線図は、第 1 実施形態の表記方法と同様に、一般的な自動変速機の入力回転数を基準（速度比 1）として変速特性を示す表記形式に従うものであり、各変速要素であるサンギヤ、リングギヤ及びキャリアの速度比を●印で変速段を表す数字を白抜きして表しており、これらの速度比はすなわちエンジン回転数を速度比 1 とするものである。したがって、第 7 速における出力軸速度比が最も高いのは、エンジン回転に対して変速機の減速比が最も小さいことを表す。また○印で囲った数字は、その変速段において連結される M/T 部 M の第 1 ～第 4 歯車対を表す。

【0116】

この第 1 8 参考例においても、当初の第 1 参考例と同様に、プラネタリ部の種々の改変が可能である。この場合の変形例については、第 1 参考例の変形例として図 6 ～図 1 0 に挙げた各例のフライホイール F/W を出力軸 3 C に置き換えた構成となるので、これらの図を参照した読み替えにより説明に代える。

【0117】

また、先の第 1 実施形態（図 6 7 参照）のギヤトレインの場合も第 4 速の飛ばしによる 6 速化が可能である。この場合の作動表と速度線図を図 8 7 及び図 8 8 に示す。

【0118】

次の図89～図91に示す第19参考例は、第1実施形態の第1軸と第2軸を入替えたものである。この形態の場合の作動表と速度線図は、図90及び図91に示すようになる。

【0119】

次の図92～図94に示す第20参考例は、第1実施形態の第4歯車対を廃止したものである。この形態の場合の作動表と速度線図は、図93及び図94に示すようになる。

【0120】

更に、図95及び図96に示す第21参考例は、先の第6参考例（図37～図39参照）において、プラネタリ部をM/T部の出力側に移したものである。この場合の作動図表は、図38に示す図表と同様となるので、同図の参照を以って説明に代える。また、速度線図は、図96に示すようになる。

【0121】

更に、図97及び図98に示す第22参考例は、先の第7参考例（図40～図42参照）において、プラネタリ部をM/T部の出力側に移したものである。この場合の作動図表は、図41に示す図表と同様となるので、同図の参照を以って説明に代える。また、速度線図は、図98に示すようになる。

【0122】

更に、図99～図101に示す第23参考例は、先の第1実施形態（図67～図69参照）において、ブレーキを追加して8速化を図ったものである。この場合、プラネタリギヤのキャリアがブレーキを介して変速機ケースに固定可能とされる構成が採られる。この場合の作動図表は、図100に示すようになり、速度線図は、図101に示すようになる。

【0123】

最後に、図102～図104に示す第24参考例は、先の第9参考例（図53～図55参照）において、プラネタリ部をM/T部の出力側に移したものである。この場合、プラネタリ部の移設に伴い第2歯車対のドッグクラッチも出力軸側に移設されている。この場合の作動図表は、図103に示すようになり、速度線図は、図104に示すようになる。

【0124】

以上、本発明の理解のために実施形態及び多くの参考例を挙げて説明したが、本発明は、例示の実施形態及び参考例に限定されるものではなく、特許請求の範囲の個々の請求項に記載の事項の範囲内で種々に具体的な構成を変更して実施することができるものである。

【手続補正2】

【補正対象書類名】特許請求の範囲

【補正対象項目名】全文

【補正方法】変更

【補正の内容】

【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジンの回転が入力される入力軸（4）と、

出力軸（3C）と、

少なくとも第1の歯車列（11：12）、第2の歯車列（13：14）、第3の歯車列（15：16）からなる3つの歯車列を有する主変速機（M）と、

少なくともサンギヤ（21）とリングギヤ（23）とキャリア（22）からなる3つの要素（21，22，23）を有するダブルプラネタリギヤ（20）と、を備え、

前記入力軸の回転を選択的に入力する第1クラッチ（C-1）及び第2クラッチ（C-2）を有する入力手段とを有し、

前記ダブルプラネタリギヤの少なくとも2つの要素を選択的に連結する第3クラッチ（C-D）が設けられ、

サンギヤとキャリアのいずれか一方は、前記第 2 の歯車列（13：14）に連結する第 1 軸（3A）に常時連結すると共に、前記第 1 クラッチ（C-1）に選択的に連結され、サンギヤとキャリアの他方は、前記主変速機に備えられたドッグクラッチ（32）により前記第 1 の歯車列（11：12）、第 3 の歯車列（15：16）の一方を選択して連結する第 2 軸（3B）に選択的に連結すると共に、前記第 2 クラッチ（C-2）に選択的に連結され、リングギヤは、前記出力軸（3C）に連結されることを特徴とする車両用変速機。

【請求項 2】

エンジンの回転が入力される入力軸（4）と、
出力軸（3C）と、

少なくとも第 1 の歯車列（11：12）、第 2 の歯車列（13：14）、第 3 の歯車列（15：16）からなる 3 つの歯車列を有する主変速機（M）と、
少なくともサンギヤ（21）とリングギヤ（23）とキャリア（22）からなる 3 つの要素（21，22，23）を有するシングルプラネタリギヤ（20）と、を備え、

前記入力軸の回転を選択的に入力する第 1 クラッチ（C-1）及び第 2 クラッチ（C-2）を有する入力手段とを有し、

前記シングルプラネタリギヤの少なくとも 2 つの要素を選択的に連結する第 3 クラッチ（C-D）が設けられ、

サンギヤとリングギヤのいずれか一方は、前記第 2 の歯車列（13：14）に連結する第 1 軸（3A）に常時連結すると共に、前記第 1 クラッチ（C-1）に選択的に連結され、サンギヤとリングギヤの他方は、前記主変速機に備えられたドッグクラッチ（32）により前記第 1 の歯車列（11：12）、第 3 の歯車列（15：16）の一方を選択して連結する第 2 軸（3B）に選択的に連結すると共に、前記第 2 クラッチ（C-2）に選択的に連結され、キャリアは、前記出力軸（3C）に連結されることを特徴とする車両用変速機。

【請求項 3】

前記主変速機は、前記第 2 の出力軸に連結される第 4 の歯車列（17：18）を有し、前記ドッグクラッチ（32）とは別のドッグクラッチ（31）により前記第 2 の歯車列（13：14）、第 4 の歯車列（17：18）の一方を選択して前記第 1 軸（3A）に連結することを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の車両用変速機。

フロントページの続き

(72)発明者 山下 貢

愛知県安城市藤井町高根 1 0 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72)発明者 細井 宣宏

愛知県安城市藤井町高根 1 0 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内

F ターム(参考) 3J028 EA22 EA27 EB07 EB08 EB09 EB13 EB23 EB25 EB33 EB37
EB62 EB67 FA06 FA12 FB04 FC13 FC16 FC17 FC23 FC24
FC25 FC32 FC42 FC63 FC64 FC65 FC66 GA01 HA14 HA23