

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6219145号  
(P6219145)

(45) 発行日 平成29年10月25日(2017.10.25)

(24) 登録日 平成29年10月6日(2017.10.6)

(51) Int.Cl. F 1  
**F 1 6 H 3/66 (2006.01)** F 1 6 H 3/66 Z

請求項の数 10 (全 27 頁)

(21) 出願番号	特願2013-248580 (P2013-248580)	(73) 特許権者	000100768 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社 愛知県安城市藤井町高根10番地
(22) 出願日	平成25年11月29日(2013.11.29)	(73) 特許権者	000003207 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地
(65) 公開番号	特開2015-64099 (P2015-64099A)	(74) 代理人	110000017 特許業務法人アイテック国際特許事務所
(43) 公開日	平成27年4月9日(2015.4.9)	(72) 発明者	加藤 貴義 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
審査請求日	平成28年5月17日(2016.5.17)	(72) 発明者	森本 隆 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
(31) 優先権主張番号	特願2013-180364 (P2013-180364)		
(32) 優先日	平成25年8月30日(2013.8.30)		
(33) 優先権主張国	日本国(JP)		
早期審査対象出願			
前置審査			

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 多段変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

入力部材に伝達された動力を変速して出力部材に伝達する多段変速機において、  
 速度線図上でギヤ比に対応した間隔において順番に並ぶ第1回転要素、第2回転要素および第3回転要素を有する第1遊星歯車と、

速度線図上でギヤ比に対応した間隔において順番に並ぶ第4回転要素、第5回転要素および第6回転要素を有する第2遊星歯車と、

速度線図上でギヤ比に対応した間隔において順番に並ぶ固定可能要素、前記入力部材に常時連結された入力要素、第1出力要素および第2出力要素を有する複合遊星歯車列と、

それぞれ前記第1遊星歯車、前記第2遊星歯車および前記複合遊星歯車列の回転要素の何れかを他の回転要素または静止部材に接続すると共に両者の接続を解除する6つの係合要素とを備え、

前記第1遊星歯車の前記第1回転要素と前記第2遊星歯車の前記第4回転要素とは常時連結され、

前記第1遊星歯車の前記第2回転要素と前記複合遊星歯車列の前記入力要素とは常時連結され、

前記第2遊星歯車の前記第5回転要素と前記出力部材とは常時連結され、

前記複合遊星歯車列は、第3サンギヤと、第4サンギヤと、前記第3サンギヤに噛合する第3ピニオンギヤと、前記第4サンギヤに噛合すると共に前記第3ピニオンギヤに噛合する第4ピニオンギヤと、前記第3および第4ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保

10

20

持する第3キャリアと、前記第4ピニオンギヤに噛合する第3リングギヤとを有するラビニヨ式遊星歯車であり、

前記固定可能要素は、前記第4サンギヤであり、前記入力要素は、前記第3キャリアであり、前記第1出力要素は、前記第3リングギヤであり、前記第2出力要素は、前記第3サンギヤであり、

前記6つの係合要素のうちの第1係合要素は、常時連結された前記第2遊星歯車の前記第5回転要素および前記出力部材と、前記第1遊星歯車の前記第3回転要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記第1係合要素を含む前記6つの係合要素のうちの何れか3つを選択的に係合させることにより、第1速段から第10速段までの前進段と後進段とを形成することを特徴とする多段変速機。

10

【請求項2】

請求項1に記載の多段変速機において、

前記6つの係合要素のうちの第2係合要素は、前記第2遊星歯車の前記第6回転要素と、前記複合遊星歯車列の前記第1出力要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記6つの係合要素のうちの第3係合要素は、常時連結された前記第1遊星歯車の前記第1回転要素および前記第2遊星歯車の前記第4回転要素と、前記複合遊星歯車列の前記第2出力要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記6つの係合要素のうちの第4係合要素は、常時連結された前記第1遊星歯車の前記第1回転要素および前記第2遊星歯車の前記第4回転要素と、前記複合遊星歯車列の前記第1出力要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

20

前記6つの係合要素のうちの第5係合要素は、前記第2遊星歯車の前記第6回転要素を前記静止部材に接続して回転不能に固定すると共に、両者の接続を解除し、

前記6つの係合要素のうちの第6係合要素は、前記複合遊星歯車列の前記固定可能要素を前記静止部材に接続して回転不能に固定すると共に、両者の接続を解除し、

前記第3係合要素、前記第4係合要素および前記第5係合要素の係合により前進第1速段が形成され、

前記第4係合要素、前記第5係合要素および前記第6係合要素の係合により前進第2速段が形成され、

30

前記第3係合要素、前記第5係合要素および前記第6係合要素の係合により前進第3速段が形成され、

前記第1係合要素、前記第5係合要素および前記第6係合要素の係合により前進第4速段が形成され、

前記第1係合要素、前記第3係合要素および前記第6係合要素の係合により前進第5速段が形成され、

前記第1係合要素、前記第4係合要素および前記第6係合要素の係合により前進第6速段が形成され、

前記第1係合要素、前記第2係合要素および前記第4係合要素の係合により前進第7速段が形成され、

40

前記第1係合要素、前記第2係合要素および前記第6係合要素の係合により前進第8速段が形成され、

前記第2係合要素、前記第4係合要素および前記第6係合要素の係合により前進第9速段が形成され、

前記第2係合要素、前記第3係合要素および前記第6係合要素の係合により前進第10速段が形成され、

前記第2係合要素、前記第3係合要素および前記第5係合要素の係合により前記後進段が形成されることを特徴とする多段変速機。

【請求項3】

請求項1または2に記載の多段変速機において、

50

前記第1遊星歯車は、第1サンギヤと、第1リングギヤと、それぞれ前記第1サンギヤおよび前記第1リングギヤに噛合する複数の第1ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第1キャリアとを有するシングルピニオン式の遊星歯車であり、

前記第2遊星歯車は、第2サンギヤと、第2リングギヤと、それぞれ前記第2サンギヤおよび前記第2リングギヤに噛合する複数の第2ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第2キャリアとを有するシングルピニオン式の遊星歯車であり、

前記第1回転要素は、前記第1サンギヤであり、前記第2回転要素は、前記第1キャリアであり、前記第3回転要素は、前記第1リングギヤであり、前記第4回転要素は、前記第2サンギヤであり、前記第5回転要素は、前記第2キャリアであり、前記第6回転要素は、前記第2リングギヤであることを特徴とする多段変速機。

10

【請求項4】

入力部材に伝達された動力を変速して出力部材に伝達する多段変速機において、速度線図上でギヤ比に対応した間隔を有する第1回転要素、第2回転要素および第3回転要素を有する第1遊星歯車と、

速度線図上でギヤ比に対応した間隔を有する第4回転要素、第5回転要素および第6回転要素を有する第2遊星歯車と、

速度線図上でギヤ比に対応した間隔を有する固定可能要素、前記入力部材に常時連結された入力要素、第1出力要素および第2出力要素を有する複合遊星歯車列と、

それぞれ前記第1遊星歯車、前記第2遊星歯車および前記複合遊星歯車列の回転要素の何れかを他の回転要素または静止部材に接続すると共に両者の接続を解除する6つの係合要素とを備え、

20

前記第1遊星歯車の前記第1回転要素と前記第2遊星歯車の前記第4回転要素とは常時連結され、

前記第1遊星歯車の前記第2回転要素と前記複合遊星歯車列の前記入力要素とは常時連結され、

前記第2遊星歯車の前記第5回転要素と前記出力部材とは常時連結され、

前記複合遊星歯車列は、第3サンギヤと、第3リングギヤと、それぞれ前記第3サンギヤおよび前記第3リングギヤに噛合する複数の第3ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第3キャリアとを有するシングルピニオン式の第3遊星歯車と、第4サンギヤと、第4リングギヤと、それぞれ前記第4サンギヤおよび前記第4リングギヤに噛合する複数の第4ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第4キャリアとを有するシングルピニオン式の第4遊星歯車とを含み、

30

前記固定可能要素は、前記第4サンギヤであり、前記入力要素は、常時連結された前記第3リングギヤおよび前記第4キャリアであり、前記第1出力要素は、常時連結された前記第3キャリアおよび前記第4リングギヤであり、前記第2出力要素は、前記第3サンギヤであり、

前記6つの係合要素のうちの第1係合要素は、常時連結された前記第2遊星歯車の前記第5回転要素および前記出力部材と、前記第1遊星歯車の前記第3回転要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記6つの係合要素のうちの第2係合要素は、前記第2遊星歯車の前記第6回転要素と、前記複合遊星歯車列の前記第1出力要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

40

前記6つの係合要素のうちの第3係合要素は、常時連結された前記第1遊星歯車の前記第1回転要素および前記第2遊星歯車の前記第4回転要素と、前記複合遊星歯車列の前記第2出力要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記6つの係合要素のうちの第4係合要素は、常時連結された前記第1遊星歯車の前記第1回転要素および前記第2遊星歯車の前記第4回転要素と、前記複合遊星歯車列の前記第1出力要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記6つの係合要素のうちの第5係合要素は、前記第2遊星歯車の前記第6回転要素を前記静止部材に接続して回転不能に固定すると共に、両者の接続を解除し、

50

前記 6 つの係合要素のうちの第 6 係合要素は、前記複合遊星歯車列の前記固定可能要素を前記静止部材に接続して回転不能に固定すると共に、両者の接続を解除し、

前記第 1 係合要素を含む前記 6 つの係合要素のうちの何れか 3 つを選択的に係合させることにより、第 1 速段から第 10 速段までの前進段と後進段とを形成すると共に、前記第 2 係合要素、前記第 3 係合要素および前記第 6 係合要素の係合、並びに前記第 1 係合要素、前記第 4 係合要素および前記第 5 係合要素の解放により前進第 10 速段を形成することを特徴とする多段変速機。

【請求項 5】

入力部材に伝達された動力を変速して出力部材に伝達する多段変速機において、速度線図上でギヤ比に対応した間隔において順番に並ぶ第 1 回転要素、第 2 回転要素および第 3 回転要素を有する第 1 遊星歯車と、

速度線図上でギヤ比に対応した間隔において順番に並ぶ第 4 回転要素、第 5 回転要素および第 6 回転要素を有する第 2 遊星歯車と、

速度線図上でギヤ比に対応した間隔において順番に並ぶ固定可能要素、前記入力部材に常時連結された入力要素、第 1 出力要素および第 2 出力要素を有する複合遊星歯車列と、それぞれ前記第 1 遊星歯車、前記第 2 遊星歯車および前記複合遊星歯車列の回転要素の何れかを他の回転要素または静止部材に接続すると共に両者の接続を解除する 6 つの係合要素とを備え、

前記第 1 遊星歯車の前記第 1 回転要素と前記第 2 遊星歯車の前記第 4 回転要素とは常時連結され、

前記第 1 遊星歯車の前記第 2 回転要素と前記複合遊星歯車列の前記入力要素とは常時連結され、

前記第 2 遊星歯車の前記第 5 回転要素と前記出力部材とは常時連結され、

前記複合遊星歯車列は、第 3 サンギヤと、第 4 サンギヤと、前記第 3 サンギヤに噛合する第 3 ピニオンギヤと、前記第 4 サンギヤに噛合すると共に前記第 3 ピニオンギヤに噛合する第 4 ピニオンギヤと、前記第 3 および第 4 ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第 3 キャリヤと、前記第 4 ピニオンギヤに噛合する第 3 リングギヤとを有するラビニヨ式遊星歯車であり、

前記固定可能要素は、前記第 4 サンギヤであり、前記入力要素は、前記第 3 キャリヤであり、前記第 1 出力要素は、前記第 3 リングギヤであり、前記第 2 出力要素は、前記第 3 サンギヤであり、

前記 6 つの係合要素のうちの第 1 係合要素は、常時連結された前記第 2 遊星歯車の前記第 5 回転要素および前記出力部材と、前記第 1 遊星歯車の前記第 3 回転要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記 6 つの係合要素のうちの第 2 係合要素は、前記第 2 遊星歯車の前記第 6 回転要素と、前記複合遊星歯車列の前記第 1 出力要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記 6 つの係合要素のうちの第 3 係合要素は、常時連結された前記第 1 遊星歯車の前記第 1 回転要素および前記第 2 遊星歯車の前記第 4 回転要素と、前記複合遊星歯車列の前記第 2 出力要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記 6 つの係合要素のうちの第 4 係合要素は、常時連結された前記第 1 遊星歯車の前記第 1 回転要素および前記第 2 遊星歯車の前記第 4 回転要素と、前記複合遊星歯車列の前記第 1 出力要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記 6 つの係合要素のうちの第 5 係合要素は、前記第 2 遊星歯車の前記第 6 回転要素を前記静止部材に接続して回転不能に固定すると共に、両者の接続を解除し、

前記 6 つの係合要素のうちの第 6 係合要素は、前記複合遊星歯車列の前記固定可能要素を前記静止部材に接続して回転不能に固定すると共に、両者の接続を解除し、

前記第 1 係合要素を含む前記 6 つの係合要素のうちの何れか 3 つを選択的に係合させることにより、第 1 速段から第 10 速段までの前進段と後進段とを形成すると共に、前記第 2 係合要素、前記第 3 係合要素および前記第 6 係合要素の係合、並びに前記第 1 係合要素

10

20

30

40

50

、前記第4係合要素および前記第5係合要素の解放により前進第10速段を形成することを特徴とする多段変速機。

【請求項6】

入力部材に伝達された動力を変速して出力部材に伝達する多段変速機において、  
速度線図上でギヤ比に対応した間隔において順番に並ぶ第1回転要素、第2回転要素および第3回転要素を有する第1遊星歯車と、

速度線図上でギヤ比に対応した間隔において順番に並ぶ第4回転要素、第5回転要素および第6回転要素を有する第2遊星歯車と、

速度線図上でギヤ比に対応した間隔において順番に並ぶ固定可能要素、前記入力部材に常時連結された入力要素、第1出力要素および第2出力要素を有する複合遊星歯車列と、

それぞれ前記第1遊星歯車、前記第2遊星歯車および前記複合遊星歯車列の回転要素の何れかを他の回転要素または静止部材に接続すると共に両者の接続を解除する6つの係合要素とを備え、

前記第1遊星歯車の前記第1回転要素と前記第2遊星歯車の前記第4回転要素とは常時連結され、

前記第1遊星歯車の前記第2回転要素と前記複合遊星歯車列の前記入力要素とは常時連結され、

前記第2遊星歯車の前記第5回転要素と前記出力部材とは常時連結され、

前記6つの係合要素のうちの第1係合要素は、常時連結された前記第2遊星歯車の前記第5回転要素および前記出力部材と、前記第1遊星歯車の前記第3回転要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記6つの係合要素のうちの第2係合要素は、前記第2遊星歯車の前記第6回転要素と、前記複合遊星歯車列の前記第1出力要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記6つの係合要素のうちの第3係合要素は、常時連結された前記第1遊星歯車の前記第1回転要素および前記第2遊星歯車の前記第4回転要素と、前記複合遊星歯車列の前記第2出力要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記6つの係合要素のうちの第4係合要素は、常時連結された前記第1遊星歯車の前記第1回転要素および前記第2遊星歯車の前記第4回転要素と、前記複合遊星歯車列の前記第1出力要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記6つの係合要素のうちの第5係合要素は、前記第2遊星歯車の前記第6回転要素を前記静止部材に接続して回転不能に固定すると共に、両者の接続を解除し、

前記6つの係合要素のうちの第6係合要素は、前記複合遊星歯車列の前記固定可能要素を前記静止部材に接続して回転不能に固定すると共に、両者の接続を解除し、

前記第1係合要素を含む前記6つの係合要素のうちの何れか3つを選択的に係合させることにより、第1速段から第10速段までの前進段と後進段とを形成すると共に、前記第2係合要素、前記第3係合要素および前記第6係合要素の係合、並びに前記第1係合要素、前記第4係合要素および前記第5係合要素の解放により前進第10速段を形成し、

前記出力部材は、デファレンシャルギヤを介して車両の後輪に連結される出力軸であり

前記第1係合要素は、ピストンと、少なくとも前記ピストンおよび前記出力部材により画成される係合油室とを含み、

前記出力部材には、前記係合油室に係合油圧を供給するための出力部材油路が形成されており、

前記係合油室は、前記出力部材の前記出力部材油路と直接連通し、

前記出力部材油路は、前記多段変速機のケースに形成されたケース内油路と連通し、

前記ケースと前記出力軸との間には、前記出力部材油路と前記ケース内油路との連通部を前後から挟むように一对のシール部材が介設されることを特徴とする多段変速機。

【請求項7】

請求項1から5の何れか一項に記載の多段変速機において、

10

20

30

40

50

前記出力部材は、デファレンシャルギヤを介して車両の後輪に連結される出力軸であることを特徴とする多段変速機。

【請求項 8】

請求項 7 に記載の多段変速機において、

前記第 1 係合要素は、ピストンと、少なくとも前記ピストンおよび前記出力部材により画成される係合油室とを含み、

前記出力部材には、前記係合油室に係合油圧を供給するための出力部材油路が形成されており、

前記係合油室は、前記出力部材の前記出力部材油路と直接連通し、

前記出力部材油路は、前記多段変速機のケースに形成されたケース内油路と連通し、

前記ケースと前記出力軸との間には、前記出力部材油路と前記ケース内油路との連通部を前後から挟むように一对のシール部材が介設されることを特徴とする多段変速機。

10

【請求項 9】

請求項 7 または 8 に記載の多段変速機において、

前記複合遊星歯車列は、前記車両の原動機に近接して配置され、前記第 1 遊星歯車は、前記出力部材に近接して配置され、前記第 2 遊星歯車は、前記複合遊星歯車列と前記第 1 遊星歯車との間に配置されることを特徴とする多段変速機。

【請求項 10】

請求項 1 から 5 の何れか一項に記載の多段変速機において、

前記出力部材は、車両の前輪に連結されたデファレンシャルギヤに動力を伝達するギヤ列に含まれるカウンタドライブギヤであることを特徴とする多段変速機。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、入力部材に伝達された動力を変速して出力部材に伝達する多段変速機に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、この種の多段変速機として、2つのシングルピニオン式の遊星歯車と、いわゆるシン普森型の複合遊星歯車列と、4つのクラッチと、2つのブレーキとを含み、第1速段から第10速段までの前進段と後進段とを提供するものが知られている（例えば、特許文献1参照）。この多段変速機では、複合遊星歯車列の入力要素（2つの遊星歯車側に配置されるキャリア）が原動機からの動力が伝達される入力軸に常時連結されると共に、複合遊星歯車列から離間して配置される一方の遊星歯車のキャリアがクラッチにより入力軸に選択的に連結される。そして、この多段変速機では、当該一方の遊星歯車のリングギヤと複合遊星歯車列に近接して配置される他方の遊星歯車のキャリアとが出力部材に連結される。

30

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】米国特許第8,202,190号明細書（FIG.2, FIG.3）

40

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

上記従来のも多段変速機のように、第1速段から第10速段までの前進段を提供し得る多段変速機によれば、動力の伝達効率（車両の燃費や加速性能）とドライバビリティとの双方を向上させることができるであろう。しかしながら、上記従来のも多段変速機では、複合遊星歯車列から離間して配置される一方の遊星歯車のキャリアを入力軸に選択的に連結するクラッチのトルク分担が大きくなってしまふ。このため、上記多段変速機では、当該

50

クラッチを軸方向および径方向の双方においてコンパクト化することが困難となり、それに伴って装置全体が大型化してしまう。

【0005】

そこで、本発明は、動力の伝達効率とドライバビリティとの双方を向上させると共に、大型化を抑制することができる多段変速機の提供を主目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0006】

本発明による多段変速機は、

入力部材に伝達された動力を変速して出力部材に伝達する多段変速機において、

速度線図上でギヤ比に対応した間隔において順番に並ぶ第1回転要素、第2回転要素および第3回転要素を有する第1遊星歯車と、

速度線図上でギヤ比に対応した間隔において順番に並ぶ第4回転要素、第5回転要素および第6回転要素を有する第2遊星歯車と、

速度線図上でギヤ比に対応した間隔において順番に並ぶ固定可能要素、前記入力部材に常時連結された入力要素、第1出力要素および第2出力要素を有する複合遊星歯車列と、

それぞれ前記第1遊星歯車、前記第2遊星歯車および前記複合遊星歯車列の回転要素の何れかを他の回転要素または静止部材に接続すると共に両者の接続を解除する6つの係合要素とを備え、

前記第1遊星歯車の前記第1回転要素と前記第2遊星歯車の前記第4回転要素とは常時連結され、

前記第1遊星歯車の前記第2回転要素と前記複合遊星歯車列の前記入力要素とは常時連結され、

前記第2遊星歯車の前記第5回転要素と前記出力部材とは常時連結され、

前記6つの係合要素のうちの第1係合要素は、常時連結された前記第2遊星歯車の前記第5回転要素および前記出力部材と、前記第1遊星歯車の前記第3回転要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記第1係合要素を含む前記6つの係合要素のうちの何れか3つを選択的に係合させることにより、第1速段から第10速段までの前進段と後進段とを形成することを特徴とする。

【0007】

この多段変速機は、第1および第2遊星歯車と、複合遊星歯車列と、第1係合要素を含む6つの係合要素とを備えるものである。そして、この多段変速機では、6つの係合要素のうちの何れか3つを選択的に係合させることにより、第1速段から第10速段までの前進段と後進段とを形成することが可能となる。この結果、この多段変速機では、スプレッド（ギヤ比幅 = 最低変速段のギヤ比 / 最高変速段のギヤ比）をより大きくして動力の伝達効率すなわち車両の燃費や加速性能を向上させると共に、ステップ比（ある変速段のギヤ比 / 1段階高速段側の変速段のギヤ比）を適正化（より大きくなるのを抑制）して変速フィーリングを向上させることができる。従って、この多段変速機によれば、動力の伝達効率とドライバビリティとの双方を良好に向上させることができる。

【0008】

更に、この多段変速機では、複合遊星歯車列の入力要素と同様に、第1遊星歯車の第2回転要素が入力部材に常時連結され、第1遊星歯車の第3回転要素が第1クラッチにより出力部材（および第2遊星歯車の第5回転要素）に選択的に接続される。これにより、例えば第1遊星歯車の第3回転要素が第2遊星歯車の第5回転要素と共に出力部材に常時連結され、かつ第1遊星歯車の第2回転要素が入力部材に選択的に接続される変速機において第2回転要素と入力部材とを選択的に接続させるクラッチに比べて、第1クラッチのトルク分担を低減させることができる。この結果、この多段変速機では、第1クラッチを軸方向および径方向の少なくとも何れか一方においてコンパクト化することができる。従って、この多段変速機によれば、動力の伝達効率とドライバビリティとの双方を向上させると共に、装置全体の大型化を抑制することが可能となる。

## 【 0 0 0 9 】

また、前記 6 つの係合要素のうちの第 2 係合要素は、前記第 2 遊星歯車の前記第 6 回転要素と、前記複合遊星歯車列の前記第 1 出力要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除するものであってもよく、前記 6 つの係合要素のうちの前記第 3 係合要素は、常時連結された前記第 1 遊星歯車の前記第 1 回転要素および前記第 2 遊星歯車の前記第 4 回転要素と、前記複合遊星歯車列の前記第 2 出力要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除するものであってもよく、前記 6 つの係合要素のうちの前記第 4 係合要素は、常時連結された前記第 1 遊星歯車の前記第 1 回転要素および前記第 2 遊星歯車の前記第 4 回転要素と、前記複合遊星歯車列の前記第 1 出力要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除するものであってもよく、前記 6 つの係合要素のうちの前記第 5 係合要素は、前記第 2 遊星歯車の前記第 6 回転要素を前記静止部材に接続して回転不能に固定すると共に、両者の接続を解除するものであってもよく、前記 6 つの係合要素のうちの前記第 6 係合要素は、前記複合遊星歯車列の前記固定可能要素を前記静止部材に接続して回転不能に固定すると共に、両者の接続を解除するものであってもよい。

10

## 【 0 0 1 0 】

そして、本発明による多段変速機は、次のように第 1 ~ 第 6 係合要素を係合させることにより、第 1 速段から第 10 速段までの前進段と後進段とを形成する。すなわち、前進第 1 速段は、第 3 係合要素、第 4 係合要素および第 5 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 2 速段は、第 4 係合要素、第 5 係合要素および第 6 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 3 速段は、第 3 係合要素、第 5 係合要素および第 6 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 4 速段は、第 1 係合要素、第 5 係合要素および第 6 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 5 速段は、第 1 係合要素、第 3 係合要素および第 6 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 6 速段は、第 1 係合要素、第 4 係合要素および第 6 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 7 速段は、第 1 係合要素、第 2 係合要素および第 4 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 8 速段は、第 1 係合要素、第 2 係合要素および第 6 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 9 速段は、第 2 係合要素、第 4 係合要素および第 6 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 10 速段は、第 2 係合要素、第 3 係合要素および第 6 係合要素を係合させることにより形成される。後進段は、第 2 係合要素、第 3 係合要素および第 5 係合要素を係合させることにより形成される。

20

30

## 【 0 0 1 1 】

このように、本発明による多段変速機では、6 つの係合要素、すなわち第 1 ~ 第 6 係合要素のうち、何れか 3 つを係合させると共に残余の 3 つを解放させることにより前進第 1 速段から前進第 10 速段および後進段が形成される。これにより、例えば 6 つの係合要素のうちの 2 つを係合させると共に残余の 4 つを解放させることにより複数の変速段を形成する変速機に比べて、変速段の形成に伴って解放される係合要素の数を減らすことができる。この結果、変速段の形成に伴って解放された係合要素における引き摺り損失を低減させて、多段変速機における動力の伝達効率をより一層向上させることが可能となる。

## 【 0 0 1 2 】

更に、前記第 1 遊星歯車は、第 1 サンギヤと、第 1 リングギヤと、それぞれ前記第 1 サンギヤおよび前記第 1 リングギヤに噛合する複数の第 1 ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第 1 キャリヤとを有するシングルピニオン式の遊星歯車であってもよく、前記第 2 遊星歯車は、第 2 サンギヤと、第 2 リングギヤと、それぞれ前記第 2 サンギヤおよび前記第 2 リングギヤに噛合する複数の第 2 ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第 2 キャリヤとを有するシングルピニオン式の遊星歯車であってもよく、前記第 1 回転要素は、前記第 1 サンギヤであってもよく、前記第 2 回転要素は、前記第 1 キャリヤであってもよく、前記第 3 回転要素は、前記第 1 リングギヤであってもよく、前記第 4 回転要素は、前記第 2 サンギヤであってもよく、前記第 5 回転要素は、前記第 2 キャリヤであってもよく、前記第 6 回転要素は、前記第 2 リングギヤであってもよい。

40

## 【 0 0 1 3 】

50

このように、第1および第2遊星歯車をシングルピニオン式の遊星歯車とすることで、第1および第2遊星歯車における回転要素間の噛み合い損失を低減させて多段変速機における動力の伝達効率をより向上させると共に、部品点数を削減して装置全体の重量増を抑制しつつ組立性を向上させることが可能となる。そして、第1遊星歯車の第1キャリアを入力部材に常時連結される第2回転要素とすると共に、第1遊星歯車の第1リングギヤを第1クラッチにより出力部材に選択的に接続される第3回転要素とすることで、例えば第1遊星歯車の第1リングギヤが出力部材に常時連結されると共に第1遊星歯車の第1キャリアが入力部材に選択的に接続される変速機において第1キャリアと入力部材とを選択的に接続させるクラッチに比べて、係合した第1クラッチを介して伝達されるトルクを低下させて、当該第1クラッチのトルク分担を良好に低減させることが可能となる。

10

## 【0014】

また、前記複合遊星歯車列は、第3サンギヤと、第3リングギヤと、それぞれ前記第3サンギヤおよび前記第3リングギヤに噛合する複数の第3ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第3キャリアとを有するシングルピニオン式の第3遊星歯車と、第4サンギヤと、第4リングギヤと、それぞれ前記第4サンギヤおよび前記第4リングギヤに噛合する複数の第4ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第4キャリアとを有するシングルピニオン式の第4遊星歯車とを含むものであってもよく、前記固定可能要素は、常時連結された前記第3サンギヤおよび前記第4サンギヤであってもよく、前記入力要素は、前記第3キャリアであってもよく、前記第1出力要素は、常時連結された前記第3リングギヤおよび前記第4キャリアであってもよく、前記第2出力要素は、前記第4リングギヤであってもよい。このように、複合遊星歯車列として、2つのシングルピニオン式の遊星歯車を含むシンプソン型(SS-CR型)の複合遊星歯車列を採用すれば、複合遊星歯車列の回転要素間の噛み合い損失を低減させて多段変速機における動力の伝達効率をより向上させると共に、部品点数を削減して装置全体の重量増を抑制しつつ組立性を向上させることが可能となる。加えて、シンプソン型の複合遊星歯車列を構成する第3遊星歯車の第3キャリアを入力部材に常時連結することで、例えばCR-CR型の複合遊星歯車列を採用する場合に比べて、第3リングギヤおよび第3サンギヤのトルク分担を小さくすることが可能となり、それにより噛み合い効率をより一層向上させることができる。

20

## 【0015】

更に、前記複合遊星歯車列は、第3サンギヤと、第3リングギヤと、それぞれ前記第3サンギヤおよび前記第3リングギヤに噛合する複数の第3ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第3キャリアとを有するシングルピニオン式の第3遊星歯車と、第4サンギヤと、第4リングギヤと、それぞれ前記第4サンギヤおよび前記第4リングギヤに噛合する複数の第4ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第4キャリアとを有するシングルピニオン式の第4遊星歯車とを含むものであってもよく、前記固定可能要素は、前記第4サンギヤであってもよく、前記入力要素は、常時連結された前記第3リングギヤおよび前記第4キャリアであってもよく、前記第1出力要素は、常時連結された前記第3キャリアおよび前記第4リングギヤであってもよく、前記第2出力要素は、前記第3サンギヤであってもよい。このように、複合遊星歯車列として、2つのシングルピニオン式の遊星歯車を含む、いわゆるCR-CR型の複合遊星歯車列を採用しても、複合遊星歯車列の回転要素間の噛み合い損失を低減させて多段変速機における動力の伝達効率をより向上させると共に、部品点数を削減して装置全体の重量増を抑制しつつ組立性を向上させることが可能となる。

30

40

## 【0016】

また、前記複合遊星歯車列は、第3サンギヤと、第4サンギヤと、前記第3サンギヤに噛合する第3ピニオンギヤと、前記第4サンギヤに噛合すると共に前記第3ピニオンギヤに噛合する第4ピニオンギヤと、前記第3および第4ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第3キャリアと、前記第4ピニオンギヤに噛合する第3リングギヤとを有するラビニヨ式遊星歯車であってもよく、前記固定可能要素は、前記第4サンギヤであってもよく、前記入力要素は、前記第4キャリアであってもよく、前記第1出力要素は、前記

50

第3リングギヤであってもよく、前記第2出力要素は、前記第3サンギヤであってもよい。このように、複合遊星歯車列として、ラビニヨ式遊星歯車を採用しても、部品点数を削減して装置全体の重量増を抑制しつつ組立性を向上させることが可能となる。

【0017】

更に、前記出力部材は、デファレンシャルギヤを介して車両の後輪に連結される出力軸であってもよい。すなわち、本発明による多段変速機は、後輪駆動車両に搭載される変速機として構成されてもよい。

【0018】

この場合、前記第1係合要素は、ピストンと、少なくとも前記ピストンおよび前記出力部材により画成される係合油室とを含んでもよく、前記出力部材には、前記係合油室に係合油圧を供給するための出力部材油路が形成されてもよく、前記係合油室は、前記出力部材の前記出力部材油路と直接連通してもよく、前記出力部材油路は、前記多段変速機のケースに形成されたケース内油路と連通してもよく、前記ケースと前記出力軸との間には、前記出力部材油路と前記ケース内油路との連通部を前後から挟むように一对のシール部材が介設されてもよい。すなわち、本発明による多段変速機の第1クラッチは、第1遊星歯車の第3回転要素を出力部材（および第2遊星歯車の第5回転要素）に選択的に接続するものである。従って、本発明による多段変速機では、少なくともピストンおよび出力部材により係合油室を画成すると共に、当該係合油室に係合油圧を供給するための油路を出力部材に形成して、第1クラッチの係合油室と出力部材の油路とを直接連通させることができる。

【0019】

これにより、入力部材に形成された油路を介して第1クラッチの係合油室に係合油圧を供給する必要がなくなり、第1クラッチの係合油室に出力部材側から容易に係合油圧を供給することが可能となる。また、例えば第1遊星歯車の第2回転要素（第1キャリア）がクラッチにより入力部材に選択的に接続される変速機では、当該クラッチの係合油室を画成する部材が入力部材側に設けられることから、当該係合油室に出力部材側から係合油圧を供給するためには、出力部材に形成された油路と入力部材に形成された油路とを連通させなければならず、シール部材の数が増加してしまう。そして、かかる変速機では、入力部材の油路と出力部材の油路との連通部で、入力部材と出力部材との回転速度差に起因して油の引き摺り損失が増加したり、シール部材が増加する分だけ油の漏量も増加したりするおそれがある。これに対して、本発明による多段変速機では、第1クラッチの係合油室と出力部材の油路とを直接連通させることができるので、上述のような油の引き摺り損失の増加を良好に抑制すると共に、シール部材の数を低減させて油の漏量の増加を良好に抑制することが可能となる。

【0020】

また、前記複合遊星歯車列は、前記車両の原動機に近接して配置されてもよく、前記第1遊星歯車は、前記出力部材に近接して配置されてもよく、前記第2遊星歯車は、前記複合遊星歯車列と前記第1遊星歯車との間に配置されてもよい。

【0021】

更に、前記出力部材は、車両の前輪に連結されたデファレンシャルギヤに動力を伝達するギヤ列に含まれるカウンタドライブギヤであってもよい。すなわち、本発明による多段変速機は、前輪駆動車両に搭載される変速機として構成されてもよい。

【図面の簡単な説明】

【0022】

【図1】本発明の一実施形態に係る多段変速機を含む動力伝達装置の概略構成図である。

【図2】図1の多段変速機における入力回転速度に対する各回転要素の回転速度の比を示す速度線図である。

【図3】図1の多段変速機における各変速段とクラッチおよびブレーキの作動状態との関係を示す作動表である。

【図4】図1の多段変速機の要部を示す拡大断面図である。

【図5】本発明の他の実施形態に係る多段変速機を含む動力伝達装置の概略構成図である。

【図6】本発明の更に他の実施形態に係る多段変速機を含む動力伝達装置の概略構成図である。

【図7】本発明の他の実施形態に係る多段変速機を含む動力伝達装置の概略構成図である。

【図8】本発明の更に他の実施形態に係る多段変速機を含む動力伝達装置の概略構成図である。

【図9】図8の多段変速機における入力回転速度に対する各回転要素の回転速度の比を示す速度線図である。

【図10】本発明の他の実施形態に係る多段変速機を含む動力伝達装置の概略構成図である。

【発明を実施するための形態】

【0023】

次に、図面を参照しながら、本発明を実施するための形態について説明する。

【0024】

図1は、本発明の一実施形態に係る多段変速機としての自動変速機20を含む動力伝達装置10の概略構成図である。同図に示す動力伝達装置10は、後輪駆動車両の前部に縦置きに搭載される図示しないエンジン（内燃機関）のクランクシャフトに接続されると共にエンジンからの動力（トルク）を図示しない左右の後輪（駆動輪）に伝達可能なものである。図示するように、動力伝達装置10は、自動変速機20に加えて、トランスミッションケース（静止部材）11や、発進装置（流体伝動装置）12、オイルポンプ17等を含む。

【0025】

発進装置12は、エンジンのクランクシャフトに連結される入力側のポンプインペラ14pや、自動変速機20の入力軸（入力部材）20iに連結される出力側のタービンランナ14t、ポンプインペラ14pおよびタービンランナ14tの内側に配置されてタービンランナ14tからポンプインペラ14pへの作動油の流れを整流するステータ14s、ステータ14sの回転方向を一方向に制限するワンウェイクラッチ14o等を有するトルクコンバータを含む。更に、発進装置12は、エンジンのクランクシャフトに連結されたフロントカバーと自動変速機20の入力軸20iとを互いに接続すると共に両者の接続を解除するロックアップクラッチ15と、フロントカバーと自動変速機20の入力軸20iとの間で振動を減衰するダンパ機構16とを有する。なお、発進装置12は、ステータ14sを有さない流体継手を含むものであってもよい。

【0026】

オイルポンプ17は、ポンプボディとポンプカバーとを含むポンプアセンブリ、発進装置12のポンプインペラ14pに連結された外歯ギヤ（インナーロータ）、当該外歯ギヤに噛合する内歯ギヤ（アウターロータ）等を有するギヤポンプとして構成される。オイルポンプ17は、エンジンからの動力により駆動され、図示しないオイルパンに貯留されている作動油（ATF）を吸引して図示しない油圧制御装置へと圧送する。

【0027】

自動変速機20は、10段変速式の変速機として構成されており、図1に示すように、入力軸20iに加えて、図示しないデファレンシャルギヤおよびドライブシャフトを介して左右の後輪に連結される出力軸（出力部材）20oや、シングルピニオン式の第1遊星歯車21および第2遊星歯車22、シングルピニオン式の第3遊星歯車23および第4遊星歯車24を含むシンプソン型の複合遊星歯車列25を含む。更に、自動変速機20は、入力軸20iから出力軸20oまでの動力伝達経路を変更するための第1クラッチC1、第2クラッチC2、第3クラッチC3、第4クラッチC4、第1ブレーキB1および第2ブレーキB2を含む。

【0028】

10

20

30

40

50

本実施形態において、第1および第2遊星歯車21, 22並びに複合遊星歯車列25は、発進装置12すなわちエンジン側(図1における左側)から、複合遊星歯車列25、第2遊星歯車22、第1遊星歯車21、すなわち、第4遊星歯車24、第3遊星歯車23、第2遊星歯車22、第1遊星歯車21という順番で並ぶようにトランスミッションケース11内に配置される。これにより、複合遊星歯車列25(第4遊星歯車24)は、図示しないエンジンに近接するように車両の前部側に配置され、第1遊星歯車21は、出力軸20oに近接するように車両の後部側に配置され、第2遊星歯車22は、複合遊星歯車列25(第3遊星歯車23)と第1遊星歯車21との間に配置される。

【0029】

第1遊星歯車21は、外歯歯車である第1サンギヤ21sと、第1サンギヤ21sと同心円上に配置される内歯歯車である第1リングギヤ21rと、それぞれ第1サンギヤ21sおよび第1リングギヤ21rに噛合する複数の第1ピニオンギヤ21pと、複数の第1ピニオンギヤ21pを自転(回転)自在かつ公転自在に保持する第1キャリア21cとを有する。本実施形態において、第1遊星歯車21のギヤ比 $1$ (第1サンギヤ21sの歯数/第1リングギヤ21rの歯数)は、例えば、 $1 = 0.333$ と定められている。

10

【0030】

第1遊星歯車21の第1キャリア21cは、図1に示すように、入力軸20iに連結された自動変速機20の中間軸(インターミディエイトシャフト)20mに常時連結(固定)される。これにより、エンジンから入力軸20iに動力が伝達されている際、第1キャリア21cには、エンジンからの動力が入力軸20iおよび中間軸20mを介して常時伝達されることになる。従って、第1キャリア21cは、第1遊星歯車21の入力要素(自動変速機20の第1入力要素)として機能する。また、第1遊星歯車21の第1リングギヤ21rは、当該第1遊星歯車21の出力要素(自動変速機20の第1出力要素)として機能する。

20

【0031】

第2遊星歯車22は、外歯歯車である第2サンギヤ22sと、第2サンギヤ22sと同心円上に配置される内歯歯車である第2リングギヤ22rと、それぞれ第2サンギヤ22sおよび第2リングギヤ22rに噛合する複数の第2ピニオンギヤ22pと、複数の第2ピニオンギヤ22pを自転(回転)自在かつ公転自在に保持する第2キャリア22cとを有する。本実施形態において、第2遊星歯車22のギヤ比 $2$ (第2サンギヤ22sの歯数/第2リングギヤ22rの歯数)は、例えば、 $2 = 0.278$ と定められている。

30

【0032】

第2遊星歯車22の第2サンギヤ22sは、図1に示すように、第1遊星歯車21の第1サンギヤ21sと一体に連結(常時連結)されており、当該第1サンギヤ21sと常時一体(かつ同軸)に回転または停止する。ただし、第1サンギヤ21sと第2サンギヤ22sとは、別体に構成されると共に図示しない連結部材(第1連結部材)を介して常時連結されてもよい。また、第2遊星歯車22の第2キャリア22cは、出力軸20oに常時連結されており、当該出力軸20oと常時一体(かつ同軸)に回転または停止する。これにより、第2キャリア22cは、第2遊星歯車22の出力要素(自動変速機20の第2出力要素)として機能する。更に、第2遊星歯車22の第2リングギヤ22rは、当該第2遊星歯車22の固定可能要素(自動変速機20の第1固定可能要素)として機能する。

40

【0033】

複合遊星歯車列25を構成する第3遊星歯車23は、外歯歯車である第3サンギヤ23sと、第3サンギヤ23sと同心円上に配置される内歯歯車である第3リングギヤ23rと、それぞれ第3サンギヤ23sおよび第3リングギヤ23rに噛合する複数の第3ピニオンギヤ23pと、複数の第3ピニオンギヤ23pを自転(回転)自在かつ公転自在に保持する第3キャリア23cとを有する。本実施形態において、第3遊星歯車23のギヤ比 $3$ (第3サンギヤ23sの歯数/第3リングギヤ23rの歯数)は、例えば、 $3 = 0.453$ と定められている。

【0034】

50

複合遊星歯車列 2 5 を構成する第 4 遊星歯車 2 4 は、外歯歯車である第 4 サンギヤ 2 4 s と、第 4 サンギヤ 2 4 s と同心円上に配置される内歯歯車である第 4 リングギヤ 2 4 r と、それぞれ第 4 サンギヤ 2 4 s および第 4 リングギヤ 2 4 r に噛合する複数の第 4 ピニオンギヤ 2 4 p と、複数の第 4 ピニオンギヤ 2 4 p を自転（回転）自在かつ公転自在に保持する第 4 キャリヤ 2 4 c とを有する。本実施形態において、第 4 遊星歯車 2 4 のギヤ比  $4$ （第 4 サンギヤ 2 4 s の歯数 / 第 4 リングギヤ 2 4 r の歯数）は、例えば、 $4 = 0.360$  と定められている。

#### 【0035】

第 3 遊星歯車 2 3 の第 3 サンギヤ 2 3 s と第 4 遊星歯車 2 4 の第 4 サンギヤ 2 4 s とは、図 1 に示すように、一体に連結（常時連結）されており、両者は、常時一体（かつ同軸）に回転または停止する。このように常時連結された第 3 サンギヤ 2 3 s と第 4 サンギヤ 2 4 s とは、複合遊星歯車列 2 5 の固定可能要素（自動変速機 2 0 の第 2 固定可能要素）として機能する。また、第 3 遊星歯車 2 3 の第 3 キャリヤ 2 3 c は、図 1 に示すように、入力軸 2 0 i に常時連結（固定）されると共に、連結部材（第 2 連結部材）としての中間軸 2 0 m を介して第 1 遊星歯車 2 1 の第 1 キャリヤ 2 1 c に常時連結される。これにより、エンジンから入力軸 2 0 i に動力が伝達されている際、第 3 キャリヤ 2 3 c には、エンジンからの動力が入力軸 2 0 i を介して常時伝達されることになる。従って、第 3 キャリヤ 2 3 c は、複合遊星歯車列 2 5 の入力要素（自動変速機 2 0 の第 2 入力要素）として機能する。更に、第 3 遊星歯車 2 3 の第 3 リングギヤ 2 3 r と第 4 遊星歯車 2 4 の第 4 キャリヤ 2 4 c とは、図 1 に示すように、一体に連結（常時連結）されており、両者は、常時一体（かつ同軸）に回転または停止する。このように常時連結された第 3 リングギヤ 2 3 r と第 4 キャリヤ 2 4 c とは、複合遊星歯車列 2 5 の第 1 出力要素（自動変速機 2 0 の第 3 出力要素）として機能する。また、第 4 遊星歯車 2 4 の第 4 リングギヤ 2 4 r は、複合遊星歯車列 2 5 の第 2 出力要素（自動変速機 2 0 の第 4 出力要素）として機能する。

#### 【0036】

第 1 クラッチ C 1 は、第 1 遊星歯車 2 1 の出力要素である第 1 リングギヤ 2 1 r と出力軸 2 0 o とを互いに接続すると共に両者の接続を解除するものである。本実施形態において、第 1 クラッチ C 1 は、上記 6 つのクラッチ C 1 ~ C 4 およびブレーキ B 1 , B 2 の中で最も出力軸 2 0 o に近接するように第 1 遊星歯車 2 1 よりも車両後部側（図 1 における右側）に配置される。第 2 クラッチ C 2 は、第 2 遊星歯車 2 2 の第 2 リングギヤ 2 2 r と複合遊星歯車列 2 5 の第 1 出力要素である第 3 リングギヤ 2 3 r および第 4 キャリヤ 2 4 c とを互いに接続すると共に両者の接続を解除するものである。本実施形態において、第 2 クラッチ C 2 は、第 2 遊星歯車 2 2 に近接するように第 2 遊星歯車 2 2 と複合遊星歯車列 2 5（第 3 遊星歯車 2 3）との間に配置される。

#### 【0037】

第 3 クラッチ C 3 は、第 1 遊星歯車 2 1 の第 1 サンギヤ 2 1 s および第 2 遊星歯車 2 2 の第 2 サンギヤ 2 2 s と複合遊星歯車列 2 5 の第 2 出力要素である第 4 リングギヤ 2 4 r とを互いに接続すると共に両者の接続を解除するものである。本実施形態において、第 3 クラッチ C 3 は、第 3 遊星歯車 2 3 の少なくとも一部を囲むように配置される。第 4 クラッチ C 4 は、第 1 遊星歯車 2 1 の第 1 サンギヤ 2 1 s および第 2 遊星歯車 2 2 の第 2 サンギヤ 2 2 s と複合遊星歯車列 2 5 の第 1 出力要素である第 3 リングギヤ 2 3 r および第 4 キャリヤ 2 4 c とを互いに接続すると共に両者の接続を解除するものである。本実施形態において、第 4 クラッチ C 4 は、複合遊星歯車列 2 5（第 3 遊星歯車 2 3）に近接するように第 2 クラッチ C 2 と第 3 クラッチ C 3 との間に配置される。

#### 【0038】

第 1 ブレーキ B 1 は、第 2 遊星歯車 2 2 の固定可能要素である第 2 リングギヤ 2 2 r を静止部材としてのトランスミッションケース 1 1 に対して回転不能に固定（接続）すると共に当該第 2 リングギヤ 2 2 r をトランスミッションケース 1 1 に対して回転自在に解放するものである。本実施形態において、第 1 ブレーキ B 1 は、第 2 クラッチ C 2 の少なくとも一部を囲むように配置される。第 2 ブレーキ B 2 は、複合遊星歯車列 2 5 の固定可能

10

20

30

40

50

要素である第3サンギヤ23sおよび第4サンギヤ24sを静止部材としてのトランスミッションケース11に対して回転不能に固定(接続)すると共に両者をトランスミッションケース11に対して回転自在に解放するものである。本実施形態において、第2ブレーキB2は、第4遊星歯車24の第4遊星歯車24の少なくとも一部を囲むように配置される。

【0039】

本実施形態では、第1~第4クラッチC1~C4として、ピストン、複数の摩擦係合プレート(摩擦プレートおよびセパレータプレート)、作動油が供給される係合油室等により構成される油圧サーボを有する多板摩擦式油圧クラッチ(摩擦係合要素)が採用される。また、第1および第2ブレーキB1, B2としては、ピストン、複数の摩擦係合プレート(摩擦プレートおよびセパレータプレート)、作動油が供給される係合油室等により構成される油圧サーボを有する多板摩擦式油圧ブレーキが採用される。そして、第1~第4クラッチC1~C4、第1および第2ブレーキB1, B2は、図示しない油圧制御装置による作動油の給排を受けて動作する。

10

【0040】

図2は、自動変速機20における入力軸20iの回転速度(入力回転速度)に対する各回転要素の回転速度の比を示す速度線図である(ただし、入力軸20iすなわち第1キャリア21cおよび第3キャリア23cの回転速度を値1とする)。また、図3は、自動変速機20の各変速段と第1~第4クラッチC1~C4、第1および第2ブレーキB1, B2の作動状態との関係を示す作動表である。

20

【0041】

図2に示すように、シングルピニオン式の第1遊星歯車21を構成する3つの回転要素、すなわち第1サンギヤ21s、第1リングギヤ21rおよび第1キャリア21cは、当該第1遊星歯車21の速度線図(図2における右側の速度線図)上でギヤ比1に応じた間隔において図中左側から第1サンギヤ21s、第1キャリア21c、第1リングギヤ21rという順番で並ぶ。このような速度線図での並び順に従い、本発明では、第1サンギヤ21sを自動変速機20の第1回転要素とし、第1キャリア21cを自動変速機20の第2回転要素とし、第1リングギヤ21rを自動変速機20の第3回転要素とする。従って、第1遊星歯車21は、速度線図上でギヤ比1に応じた間隔において順番に並ぶ自動変速機20の第1回転要素、第2回転要素および第3回転要素を有する。

30

【0042】

また、シングルピニオン式の第2遊星歯車22を構成する3つの回転要素、すなわち第2サンギヤ22s、第2リングギヤ22rおよび第2キャリア22cは、当該第2遊星歯車22の速度線図(図2における中央の速度線図)上でギヤ比2に応じた間隔において図中左側から第2サンギヤ22s、第2キャリア22c、第2リングギヤ22rという順番で並ぶ。このような速度線図での並び順に従い、本発明では、第2サンギヤ22sを自動変速機20の第4回転要素とし、第2キャリア22cを自動変速機20の第5回転要素とし、第2リングギヤ22rを自動変速機20の第4回転要素とする。従って、第2遊星歯車22は、速度線図上でギヤ比2に応じた間隔において順番に並ぶ自動変速機20の第4回転要素、第5回転要素および第6回転要素を有する。

40

【0043】

更に、シンプソン型の複合遊星歯車列25を構成する4つの回転要素、すなわち固定可能要素としての第3サンギヤ23sおよび第4サンギヤ24s、入力要素としての第3キャリア23c、第1出力要素としての第3リングギヤ23rおよび第4キャリア24c、並びに第2出力要素としての第4リングギヤ24rは、この順番で図中左側から第3および第4遊星歯車23, 24のギヤ比3, 4に応じた間隔において当該複合遊星歯車列25の速度線図(図2における左側の速度線図)上に並ぶ。このような速度線図での並び順に従い、本発明では、第3サンギヤ23sおよび第4サンギヤ24sを自動変速機20の第7回転要素とし、第3キャリア23cを自動変速機20の第8回転要素とし、第3リングギヤ23rおよび第4キャリア24cを自動変速機20の第9回転要素とし、第4リ

50

ングギヤ 24r を自動変速機 20 の第 10 回転要素とする。従って、複合遊星歯車列 25 は、速度線図上でギヤ比 3, 4 に応じた間隔において順番に並ぶ自動変速機 20 の第 7 回転要素、第 8 回転要素、第 9 回転要素および第 10 回転要素を有する。

【0044】

そして、自動変速機 20 では、第 1 ~ 第 4 クラッチ C1 ~ C4、第 1 および第 2 ブレーキ B1, B2 を図 3 に示すように係合または解放させて上述の第 1 ~ 第 10 回転要素（ただし、第 1 回転要素と第 4 回転要素が常時連結されているので、実質的には合計 9 個の回転要素）の接続関係を変更することで、入力軸 20i から出力軸 20o までの間に前進回転方向に 10 通りおよび後進回転方向に 1 通りの動力伝達経路、すなわち第 1 速段から第 10 速段の前進段と後進段とを設定することができる。

10

【0045】

具体的には、前進第 1 速段は、第 3 クラッチ C3、第 4 クラッチ C4 および第 1 ブレーキ B1 を係合させると共に、残余のクラッチ C1, C2 およびブレーキ B2 を解放させることにより形成される。すなわち、前進第 1 速段の形成に際しては、第 3 クラッチ C3 により第 1 遊星歯車 21 の第 1 サンギヤ 21s および第 2 遊星歯車 22 の第 2 サンギヤ 22s と複合遊星歯車列 25 の第 4 リングギヤ 24r（第 2 出力要素）とが互いに接続されると共に、第 4 クラッチ C4 により第 1 遊星歯車 21 の第 1 サンギヤ 21s および第 2 遊星歯車 22 の第 2 サンギヤ 22s と複合遊星歯車列 25 の第 3 リングギヤ 23r および第 4 キャリヤ 24c（第 1 出力要素）とが互いに接続され、更に、第 1 ブレーキ B1 により第 2 遊星歯車 22 の第 2 リングギヤ 22r（固定可能要素）がトランスミッションケース 11 に対して回転不能に固定される。本実施形態（第 1 ~ 第 4 遊星歯車 21 ~ 24 のギヤ比が  $1 = 0.333$ ,  $2 = 0.278$ ,  $3 = 0.453$ ,  $4 = 0.360$  である場合、以下同様）において、前進第 1 速段におけるギヤ比（入力軸 20i の回転速度 / 出力軸 20o の回転速度） $1$  は、 $1 = 4.597$  となる。

20

【0046】

前進第 2 速段は、第 4 クラッチ C4、第 1 ブレーキ B1 および第 2 ブレーキ B2 を係合させると共に、残余のクラッチ C1, C2 および C3 を解放させることにより形成される。すなわち、前進第 2 速段の形成に際しては、第 4 クラッチ C4 により第 1 遊星歯車 21 の第 1 サンギヤ 21s および第 2 遊星歯車 22 の第 2 サンギヤ 22s と複合遊星歯車列 25 の第 3 リングギヤ 23r および第 4 キャリヤ 24c（第 1 出力要素）とが互いに接続され、更に、第 1 ブレーキ B1 により第 2 遊星歯車 22 の第 2 リングギヤ 22r（固定可能要素）がトランスミッションケース 11 に対して回転不能に固定されると共に、第 2 ブレーキ B2 により複合遊星歯車列 25 の第 3 サンギヤ 23s および第 4 サンギヤ 24s（固定可能要素）がトランスミッションケース 11 に対して回転不能に固定される。本実施形態において、前進第 2 速段におけるギヤ比  $2$  は、 $2 = 3.164$  となる。また、前進第 1 速段と前進第 2 速段との間のステップ比は、 $1 / 2 = 1.453$  となる。

30

【0047】

前進第 3 速段は、第 3 クラッチ C3、第 1 ブレーキ B1 および第 2 ブレーキ B2 を係合させると共に、残余のクラッチ C1, C2 および C4 を解放させることにより形成される。すなわち、前進第 3 速段の形成に際しては、第 3 クラッチ C3 により第 1 遊星歯車 21 の第 1 サンギヤ 21s および第 2 遊星歯車 22 の第 2 サンギヤ 22s と複合遊星歯車列 25 の第 4 リングギヤ 24r（第 2 出力要素）とが互いに接続され、更に、第 1 ブレーキ B1 により第 2 遊星歯車 22 の第 2 リングギヤ 22r（固定可能要素）がトランスミッションケース 11 に対して回転不能に固定されると共に、第 2 ブレーキ B2 により複合遊星歯車列 25 の第 3 サンギヤ 23s および第 4 サンギヤ 24s（固定可能要素）がトランスミッションケース 11 に対して回転不能に固定される。本実施形態において、前進第 3 速段におけるギヤ比  $3$  は、 $3 = 2.326$  となる。また、前進第 2 速段と前進第 3 速段との間のステップ比は、 $2 / 3 = 1.360$  となる。

40

【0048】

前進第 4 速段は、第 1 クラッチ C1、第 1 ブレーキ B1 および第 2 ブレーキ B2 を係合

50

させると共に、残余のクラッチC 2 , C 3 およびC 4 を解放させることにより形成される。すなわち、前進第1速段の形成に際しては、第1クラッチC 1 により第1遊星歯車2 1 の第1リングギヤ2 1 r (出力要素)と出力軸2 0 oとが互いに接続され、更に、第1ブレーキB 1 により第2遊星歯車2 2 の第2リングギヤ2 2 r (固定可能要素)がトランスミッションケース1 1 に対して回転不能に固定されると共に、第2ブレーキB 2 により複合遊星歯車列2 5 の第3サンギヤ2 3 s および第4サンギヤ2 4 s (固定可能要素)がトランスミッションケース1 1 に対して回転不能に固定される。本実施形態において、前進第4速段におけるギヤ比  $i_4$  は、 $i_4 = 1.899$ となる。また、前進第3速段と前進第4速段との間のステップ比は、 $i_3 / i_4 = 1.225$ となる。

【0049】

前進第5速段は、第1クラッチC 1、第3クラッチC 3 および第2ブレーキB 2 を係合させると共に、残余のクラッチC 2 , C 4 およびブレーキB 1 を解放させることにより形成される。すなわち、前進第5速段の形成に際しては、第1クラッチC 1 により第1遊星歯車2 1 の第1リングギヤ2 1 r (出力要素)と出力軸2 0 oとが互いに接続されると共に、第3クラッチC 3 により第1遊星歯車2 1 の第1サンギヤ2 1 s および第2遊星歯車2 2 の第2サンギヤ2 2 s と複合遊星歯車列2 5 の第4リングギヤ2 4 r (第2出力要素)とが互いに接続され、更に、第2ブレーキB 2 により複合遊星歯車列2 5 の第3サンギヤ2 3 s および第4サンギヤ2 4 s (固定可能要素)がトランスミッションケース1 1 に対して回転不能に固定される。本実施形態において、前進第5速段におけるギヤ比  $i_5$  は、 $i_5 = 1.482$ となる。また、前進第4速段と前進第5速段との間のステップ比は、 $i_4 / i_5 = 1.281$ となる。

【0050】

前進第6速段は、第1クラッチC 1、第4クラッチC 4 および第2ブレーキB 2 を係合させると共に、残余のクラッチC 2 , C 3 およびブレーキB 1 を解放させることにより形成される。すなわち、前進第6速段の形成に際しては、第1クラッチC 1 により第1遊星歯車2 1 の第1リングギヤ2 1 r (出力要素)と出力軸2 0 oとが互いに接続されると共に、第4クラッチC 4 により第1遊星歯車2 1 の第1サンギヤ2 1 s および第2遊星歯車2 2 の第2サンギヤ2 2 s と複合遊星歯車列2 5 の第3リングギヤ2 3 r および第4キャリア2 4 c (第1出力要素)とが互いに接続され、更に、第2ブレーキB 2 により複合遊星歯車列2 5 の第3サンギヤ2 3 s および第4サンギヤ2 4 s (固定可能要素)がトランスミッションケース1 1 に対して回転不能に固定される。本実施形態において、前進第6速段におけるギヤ比  $i_6$  は、 $i_6 = 1.482$ となる。また、前進第5速段と前進第6速段との間のステップ比は、 $i_5 / i_6 = 1.258$ となる。

【0051】

前進第7速段は、第1クラッチC 1、第2クラッチC 2 および第4クラッチC 4 を係合させると共に、残余のクラッチC 3 , ブレーキB 1 およびB 2 を解放させることにより形成される。すなわち、前進第7速段の形成に際しては、第1クラッチC 1 により第1遊星歯車2 1 の第1リングギヤ2 1 r (出力要素)と出力軸2 0 oとが互いに接続されると共に、第2クラッチC 2 により第2遊星歯車2 2 の第2リングギヤ2 2 r と複合遊星歯車列2 5 の第3リングギヤ2 3 r および第4キャリア2 4 c (第1出力要素)とが互いに接続され、更に、第4クラッチC 4 により第1遊星歯車2 1 の第1サンギヤ2 1 s および第2遊星歯車2 2 の第2サンギヤ2 2 s と複合遊星歯車列2 5 の第3リングギヤ2 3 r および第4キャリア2 4 c (第1出力要素)とが互いに接続される。本実施形態において、前進第7速段におけるギヤ比  $i_7$  は、 $i_7 = 1.000$ となる。また、前進第6速段と前進第7速段との間のステップ比は、 $i_6 / i_7 = 1.178$ となる。

【0052】

前進第8速段は、第1クラッチC 1、第2クラッチC 2 および第2ブレーキB 2 を係合させると共に、残余のクラッチC 3 , C 4 およびブレーキB 1 を解放させることにより形成される。すなわち、前進第8速段の形成に際しては、第1クラッチC 1 により第1遊星歯車2 1 の第1リングギヤ2 1 r (出力要素)と出力軸2 0 oとが互いに接続されると共

10

20

30

40

50

に、第2クラッチC2により第2遊星歯車22の第2リングギヤ22rと複合遊星歯車列25の第3リングギヤ23rおよび第4キャリア24c(第1出力要素)とが互いに接続され、更に、第2ブレーキB2により複合遊星歯車列25の第3サンギヤ23sおよび第4サンギヤ24s(固定可能要素)がトランスミッションケース11に対して回転不能に固定される。本実施形態において、前進第8速段におけるギヤ比8は、 $8 = 0.823$ となる。また、前進第7速段と前進第8速段との間のステップ比は、 $7 / 8 = 1.214$ となる。

#### 【0053】

前進第9速段は、第2クラッチC2、第4クラッチC4および第2ブレーキB2を係合させると共に、残余のクラッチC1、C3およびブレーキB1を解放させることにより形成される。すなわち、前進第9速段の形成に際しては、第2クラッチC2により第2遊星歯車22の第2リングギヤ22rと複合遊星歯車列25の第3リングギヤ23rおよび第4キャリア24c(第1出力要素)とが互いに接続されると共に、第4クラッチC4により第1遊星歯車21の第1サンギヤ21sおよび第2遊星歯車22の第2サンギヤ22sと複合遊星歯車列25の第3リングギヤ23rおよび第4キャリア24c(第1出力要素)とが互いに接続され、更に、第2ブレーキB2により複合遊星歯車列25の第3サンギヤ23sおよび第4サンギヤ24s(固定可能要素)がトランスミッションケース11に対して回転不能に固定される。本実施形態において、前進第9速段におけるギヤ比9は、 $9 = 0.688$ となる。また、前進第8速段と前進第9速段との間のステップ比は、 $8 / 9 = 1.196$ となる。

#### 【0054】

前進第10速段は、第2クラッチC2、第3クラッチC3および第2ブレーキB2を係合させると共に、残余のクラッチC1、C4およびブレーキB1を解放させることにより形成される。すなわち、前進第10速段の形成に際しては、第2クラッチC2により第2遊星歯車22の第2リングギヤ22rと複合遊星歯車列25の第3リングギヤ23rおよび第4キャリア24c(第1出力要素)とが互いに接続されると共に、第3クラッチC3により第1遊星歯車21の第1サンギヤ21sおよび第2遊星歯車22の第2サンギヤ22sと複合遊星歯車列25の第4リングギヤ24r(第2出力要素)とが互いに接続され、更に、第2ブレーキB2により複合遊星歯車列25の第3サンギヤ23sおよび第4サンギヤ24s(固定可能要素)がトランスミッションケース11に対して回転不能に固定される。本実施形態において、前進第10速段におけるギヤ比10は、 $10 = 0.638$ となる。また、前進第9速段と前進第10速段との間のステップ比は、 $9 / 10 = 1.078$ となる。そして、自動変速機20におけるスプレッド(ギヤ比幅=最低変速段である前進第1速段のギヤ比1/最高変速段である前進第10速段のギヤ比10)は、 $1 / 10 = 7.203$ となる。

#### 【0055】

後進段は、第2クラッチC2、第3クラッチC3および第1ブレーキB1を係合させると共に、残余のクラッチC1、C4およびブレーキB2を解放させることにより形成される。すなわち、後進段の形成に際しては、第2クラッチC2により第2遊星歯車22の第2リングギヤ22rと複合遊星歯車列25の第3リングギヤ23rおよび第4キャリア24c(第1出力要素)とが互いに接続されると共に、第3クラッチC3により第1遊星歯車21の第1サンギヤ21sおよび第2遊星歯車22の第2サンギヤ22sと複合遊星歯車列25の第4リングギヤ24r(第2出力要素)とが互いに接続され、更に、第1ブレーキB1により第2遊星歯車22の第2リングギヤ22r(固定可能要素)がトランスミッションケース11に対して回転不能に固定される。本実施形態において、後進段におけるギヤ比revは、 $rev = -3.981$ となる。また、前進第1速段と後進段との間のステップ比は、 $| rev / 1 | = 0.866$ となる。

#### 【0056】

上述のように、自動変速機20によれば、第1~第4クラッチC1~C4、第1および第2ブレーキB1、B2の係脱により第1速段から第10速段までの前進段と後進段とを

10

20

30

40

50

提供することが可能となる。この結果、自動変速機 20 では、スプレッドをより大きくして（本実施形態では、7.203）動力の伝達効率すなわち車両の燃費や加速性能を向上させると共に、ステップ比を適正化（より大きくなるのを抑制）して変速フィーリング（変速前後における加減速のフィーリング）を向上させることができる。従って、自動変速機 20 によれば、動力の伝達効率とドライバビリティとの双方を良好に向上させることができる。

【0057】

また、自動変速機 20 では、6つの係合要素、すなわち第1～第4クラッチ C1～C4、第1および第2ブレーキ B1, B2のうち、何れか3つを係合させると共に残余の3つを解放させることにより前進第1速段から前進第10速段および後進段が形成される。これにより、例えば6つのクラッチやブレーキのうちの2つを係合させると共に残余の4つを解放させることにより複数の変速段を形成する変速機に比べて、変速段の形成に伴って解放される係合要素の数を減らすことが可能となる。この結果、変速段の形成に伴って解放された係合要素における部材間の僅かな接触に起因した引き摺り損失を低減させて、自動変速機 20 における動力の伝達効率をより一層向上させることができる。

【0058】

更に、自動変速機 20 では、複合遊星歯車列 25 の第3キャリア 23c（入力要素）と同様に、第1遊星歯車 21 の第1キャリア 21c（第2回転要素）が中間軸 20m を介して入力軸 20i に常時連結され、前進第4速段から前進第8速段の形成時に、第1遊星歯車 21 の第1リングギヤ 21r（第3回転要素）が第1クラッチ C1 により出力軸 20o（第2遊星歯車 22 の第2キャリア 22c）に接続される。これにより、例えば第1遊星歯車の第1リングギヤ（第3回転要素）が第2遊星歯車の第2キャリア（第5回転要素）と共に出力軸に常時連結されると共に、第1遊星歯車の第1キャリア（第2回転要素）がクラッチにより入力軸に選択的に接続される変速機（特許文献1のFIG. 2参照）に比べて、第1クラッチ C1 のトルク分担を低減させることができる。

【0059】

すなわち、第1遊星歯車 21 の第1キャリア 21c を入力軸 20i に常時連結される第2回転要素とすると共に、第1遊星歯車 21 の第1リングギヤ 21r を第1クラッチ C1 により出力軸 20o に選択的に接続される第3回転要素とすることで、例えば第1遊星歯車の第1リングギヤが第2遊星歯車 22 の第2キャリアと共に出力軸に常時連結されると共に第1遊星歯車の第1キャリアが入力軸に選択的に接続される変速機において第1キャリアと入力軸とを選択的に接続させるクラッチに比べて、係合した第1クラッチ C1 を介して伝達されるトルクを低下させる（ $1 / (1 + 1)$  にする）ことができる。従って、自動変速機 20 では、第1クラッチ C1 のトルク分担を良好に低減させることが可能となる。この結果、自動変速機 20 では、第1クラッチ C1 を軸方向および径方向の少なくとも何れか一方においてコンパクト化することができる。従って、自動変速機 20 によれば、動力の伝達効率とドライバビリティとの双方を向上させると共に、装置全体の大型化を抑制することが可能となる。

【0060】

また、第1および第2遊星歯車 21, 22 をシングルピニオン式の遊星歯車とすることで、両者を例えばダブルピニオン式の遊星歯車とした場合に比べて、第1および第2遊星歯車 21, 22 における回転要素間の噛み合い損失を低減させて自動変速機 20 における動力の伝達効率をより向上させると共に、部品点数を削減して装置全体の重量増を抑制しつつ組立性を向上させることが可能となる。更に、上記自動変速機 20 のように、2つのシングルピニオン式の第3および第4遊星歯車 23, 24 を含むシンプソン型（SS-CR型）の複合遊星歯車列 25 を採用すれば、複合遊星歯車列 25 の回転要素間の噛み合い損失を低減させて自動変速機 20 における動力の伝達効率をより向上させると共に、部品点数を削減して装置全体の重量増を抑制しつつ組立性を向上させることが可能となる。加えて、シンプソン型の複合遊星歯車列 25 を構成する第3遊星歯車 23 の第3キャリア 23c を入力軸 20i に常時連結することで、例えばCR-CR型の複合遊星歯車列を採用

10

20

30

40

50

する場合に比べて、第3リングギヤ23rおよび第3サンギヤ23sのトルク分担を小さくすることが可能となり、それにより噛み合い効率をより一層向上させることができる。

【0061】

図4は、自動変速機20の要部を示す拡大断面図である。同図は、自動変速機20の第1クラッチC1の周辺における構成を示すものである。図示するように、第1クラッチC1は、クラッチハブ100と、クラッチドラム110と、クラッチハブ100に内周部が嵌合されて当該クラッチハブ100により移動自在に支持される複数の摩擦プレート(第1摩擦係合プレート)105と、クラッチドラム110に外周部が嵌合されて当該クラッチドラム110により移動自在に支持される複数のセパレータプレート(第2摩擦係合プレート)115とを含む。

10

【0062】

第1クラッチC1のクラッチハブ100は、ラジアル軸受を介して中間軸20mにより回転自在に支持されると共に、前後に配置される2つのスラスト軸受を介して出力軸20oと中間軸20mに固定または一体化された第1遊星歯車21の第1キャリア21cとにより軸方向に支持される。更に、クラッチハブ100は、スプラインおよびスナップリングを介して第1遊星歯車21の第1リングギヤ21rに固定され、当該第1リングギヤ21rと常時一体(かつ同軸)に回転または停止する。クラッチハブ100に嵌合される摩擦プレート105は、環状部材の両面に摩擦材を貼着することにより構成される。

【0063】

また、第1クラッチC1のクラッチドラム110は、出力軸20oに形成された拡径部291に溶接等により固定される環状壁部111と、環状壁部111の外周部から出力軸20o等の軸方向に延出された外筒部112とを有する。なお、クラッチドラム110は、別体の環状壁部111と外筒部112とを接合することにより構成されてもよい。外筒部112の内周面には、セパレータプレート115の外周部と係合するスプラインが形成されており、外筒部112の遊端部は、スプラインおよびスナップリングを介して第2遊星歯車22の第2キャリア22cに固定される。これにより、クラッチドラム110は、出力軸20oおよび第2遊星歯車22の第2キャリア22cと常時一体(かつ同軸)に回転または停止する。クラッチドラム110に嵌合されるセパレータプレート115は、両面が平滑に形成された環状部材である。

20

【0064】

更に、第1クラッチC1は、セパレータプレート115および摩擦プレート105を押圧して摩擦係合させるピストン120と、キャンセルプレート(キャンセル油室画成部材)130と、複数のリターンスプリング140とを含む。ピストン120は、クラッチドラム110の外筒部112内で環状壁部111よりも第1遊星歯車21側(車両前部側)に位置するように出力軸20oにより軸方向に移動自在に支持され、出力軸20oと一体に回転する油室画成部としてのクラッチドラム110や出力軸20oと共に係合油室150を画成する。キャンセルプレート130は、ピストン120よりも第1遊星歯車21側(車両前部側)に位置するように出力軸20oに取り付けられ、ピストン120と共に係合油室150内で発生する遠心油圧をキャンセルするためのキャンセル油室160を画成する。そして、複数のリターンスプリング140は、ピストン120とキャンセルプレート130との間に周方向に間隔おいて配置される。

30

40

【0065】

図4に示すように、出力軸20oは、ラジアル軸受やスラスト軸受を介してトランスミッションケース11に形成されたシャフト支持部11aにより回転自在に支持されている。トランスミッションケース11のシャフト支持部11aには、図示しない油圧制御装置に接続されるケース内油路11bが形成されており、当該ケース内油路11bには、油圧制御装置から第1クラッチC1への係合油圧(作動油)が供給される。更に、出力軸20oの上記拡径部291の近傍には、第1クラッチC1の係合油室150と直接連通すると共にトランスミッションケース11のケース内油路11bと連通するように油路(出力部材油路)292が形成されている。また、トランスミッションケース11のシャフト支持

50

部 1 1 a と出力軸 2 0 o との間には、ケース内油路 1 1 b と油路 2 9 2 との連通部を前後から挟むように一対 ( 2 本 ) のシール部材 1 7 0 が介設される。

【 0 0 6 6 】

これにより、第 1 クラッチ C 1 の係合油室 1 5 0 には、トランスミッションケース 1 1 のケース内油路 1 1 b と出力軸 2 0 o の油路 2 9 2 とを介して油圧制御装置からの係合油圧が供給されることになる。そして、係合油室 1 5 0 内の油圧の高まりに応じてピストン 1 2 0 が出力軸 2 0 o の軸方向に移動してセパレータプレート 1 1 5 および摩擦プレート 1 0 5 が押圧すると、第 1 クラッチ C 1 が係合して第 1 遊星歯車 2 1 の第 1 リングギヤ 2 1 r と出力軸 2 0 o とが互いに接続されることになる。なお、第 1 クラッチ C 1 のキャンセル油室 1 6 0 には、出力軸 2 0 o 等に形成された図示しない油路を介して油圧制御装置からの作動油 ( 例えば、ドレン油 ) が供給される。

10

【 0 0 6 7 】

このように、第 1 遊星歯車 2 1 の第 1 リングギヤ 2 1 r と、デファレンシャルギヤを介して車両の後輪に連結される出力軸 2 0 o とを選択的に接続する第 1 クラッチ C 1 では、出力軸 2 0 o と一体に回転する油室画成部としてのクラッチドラム 1 1 0、ピストン 1 2 0 および出力軸 2 0 o により係合油室 1 5 0 を画成することができる。更に、第 1 クラッチ C 1 では、係合油室 1 5 0 に係合油圧を供給するための油路 2 9 2 を出力軸 2 0 o に形成して、当該係合油室 1 5 0 と出力軸 2 0 o の油路 2 9 2 とを直接連通させることができる。

【 0 0 6 8 】

20

この結果、自動変速機 2 0 では、入力軸 2 0 i や中間軸 2 0 m に形成された長い油路を介して複合遊星歯車列 2 5 側 ( 車両前部側 ) から第 1 クラッチ C 1 の係合油室 1 5 0 に係合油圧を供給する必要がなくなり、係合油室 1 5 0 に出力軸 2 0 o 側 ( 車両後部側 ) から容易に係合油圧を供給することが可能となる。また、例えば第 1 遊星歯車の第 1 キャリヤがクラッチにより入力軸に選択的に接続される変速機では、当該クラッチの係合油室を画成する部材が入力軸 ( 中間軸 ) 側に設けられることから、当該係合油室に出力軸側から係合油圧を供給するためには、出力軸に形成された油路と入力軸 ( 中間軸 ) に形成された油路とを連通させなければならず、シール部材の数が増加してしまう。そして、かかる変速機では、入力軸 ( 中間軸 ) の油路と出力部材の油路との連通部で、入力軸と出力軸との回転速度差に起因して作動油の引き摺り損失が増加したり、シール部材が増加する分だけ作動油の漏量も増加したりするおそれがある。これに対して、自動変速機 2 0 では、第 1 クラッチ C 1 の係合油室 1 5 0 と出力軸 2 0 o の油路 2 9 2 とを直接連通させることができるので、上述のような作動油の引き摺り損失の増加を良好に抑制すると共に、シール部材 1 7 0 の数を低減させて作動油の漏量の増加を良好に抑制することが可能となる。

30

【 0 0 6 9 】

以上説明したように、自動変速機 2 0 では、スプレッドをより大きくして動力の伝達効率すなわち車両の燃費や加速性能を向上させると共に、ステップ比を適正化して変速フィーリング ( 変速前後における加減速のフィーリング ) を向上させることができる。また、自動変速機 2 0 では、第 1 クラッチ C 1 のトルク分担を良好に低減させることができるので、第 1 クラッチ C 1 を軸方向および径方向の少なくとも何れか一方においてコンパクト化することができる。従って、自動変速機 2 0 によれば、動力の伝達効率とドライバビリティとの双方を向上させると共に、装置全体の大型化を抑制することが可能となる。

40

【 0 0 7 0 】

更に、自動変速機 2 0 では、出力軸 2 0 o と一体に回転する油室画成部としてのクラッチドラム 1 1 0、ピストン 1 2 0 および出力軸 2 0 o により第 1 クラッチ C 1 の係合油室 1 5 0 を画成すると共に、係合油室 1 5 0 に係合油圧を供給するための油路 2 9 2 を出力軸 2 0 o に形成して、当該係合油室 1 5 0 と出力軸 2 0 o の油路 2 9 2 とを直接連通させることができる。これにより、入力軸 2 0 i や中間軸 2 0 m に形成された長い油路を介して複合遊星歯車列 2 5 側 ( 車両前部側 ) から第 1 クラッチ C 1 の係合油室 1 5 0 に係合油圧を供給する必要がなくなり、係合油室 1 5 0 に出力軸 2 0 o 側 ( 車両後部側 ) から容易

50

に係合油圧を供給することが可能となる。また、自動変速機 20 では、第 1 クラッチ C 1 の係合油室 150 と出力軸 20o の油路 292 とを直接連通させることができるので、作動油の引き摺り損失の増加を良好に抑制すると共に、シール部材 170 の数を低減させて作動油の漏量の増加を良好に抑制することが可能となる。

【0071】

図 5 は、本発明の他の実施形態に係る多段変速機としての自動変速機 20B を含む動力伝達装置 10B の概略構成図である。同図に示す動力伝達装置 10B の自動変速機 20B は、上述の自動変速機 20 において、シンプソン型の複合遊星歯車列 25 を 2 つのシングルピニオン式の第 3 および第 4 遊星歯車 23, 24 を含む、いわゆる CR - CR 型の複合遊星歯車列 25B で置き換えたものに相当する。このように、CR - CR 型の複合遊星歯車列 25B を採用した自動変速機 20B においても、複合遊星歯車列 25B の回転要素間の噛み合い損失を低減させて動力の伝達効率をより向上させると共に、部品点数を削減して装置全体の重量増を抑制しつつ組立性を向上させることが可能となる。

10

【0072】

図 5 に示すように、自動変速機 20B において、第 4 遊星歯車 24 の第 4 サンギヤ 24s は、自動変速機 20B の第 7 回転要素（第 2 固定可能要素）に相当する複合遊星歯車列 25B の固定可能要素として機能する。また、第 3 遊星歯車 23 の第 3 リングギヤ 23r と第 4 遊星歯車 24 の第 4 キャリヤ 24c とは、図 6 に示すように、一体に連結（常時連結）されると共に、入力軸 20i に連結（固定）される。これにより、エンジンから入力軸 20i に動力が伝達されている際、常時連結された第 3 リングギヤ 23r と第 4 キャリヤ 24c とには、エンジンからの動力が入力軸 20i を介して常時伝達されることになる。従って、第 3 リングギヤ 23r と第 4 キャリヤ 24c とは、自動変速機 20B の第 8 回転要素（第 2 入力要素）に相当する複合遊星歯車列 25B の入力要素として機能する。更に、第 3 遊星歯車 23 の第 3 キャリヤ 23c と第 4 遊星歯車 24 の第 4 リングギヤ 24r とは、図 6 に示すように、一体に連結（常時連結）されており、両者は、常時一体（かつ同軸）に回転または停止する。このように常時連結された第 3 キャリヤ 23c と第 4 リングギヤ 24r とは、自動変速機 20B の第 9 回転要素（第 3 出力要素）に相当する複合遊星歯車列 25B の第 1 出力要素として機能する。そして、第 3 遊星歯車 23 の第 3 サンギヤ 23s は、自動変速機 20B の第 10 回転要素（第 4 出力要素）に相当する複合遊星歯車列 25B の第 2 出力要素として機能する。

20

30

【0073】

図 6 は、本発明の更に他の実施形態に係る多段変速機としての自動変速機 20C を含む動力伝達装置 10C の概略構成図である。同図に示す動力伝達装置 10C は、前輪駆動車両の前部に横置きに搭載される図示しないエンジン（内燃機関）のクランクシャフトに接続されると共にエンジンからの動力（トルク）を図示しない左右の前輪（駆動輪）に伝達可能なものである。動力伝達装置 10C の自動変速機 20C は、上述の自動変速機 20 を前輪駆動車両用に改変したものに相当する。また、図 7 に、本発明の他の実施形態に係る多段変速機としての自動変速機 20D を含む動力伝達装置 10D を示す。同図に示す動力伝達装置 10D も、前輪駆動車両の前部に横置きに搭載される図示しないエンジン（内燃機関）のクランクシャフトに接続されると共にエンジンからの動力（トルク）を図示しない左右の前輪（駆動輪）に伝達可能なものである。動力伝達装置 10D の自動変速機 20D は、上述の自動変速機 20B を前輪駆動車両用に改変したものに相当する。

40

【0074】

これらの自動変速機 20C, 20D では、第 2 遊星歯車 22 の第 2 キャリヤ 22c が出力部材としてのカウンタドライブギヤ 41 に常時連結されると共に、第 1 クラッチ C 1 が第 1 遊星歯車 21 の出力要素である第 1 リングギヤ 21r と出力部材としてのカウンタドライブギヤ 41（第 2 遊星歯車 22 の第 2 キャリヤ 22c）とを選択的に接続するように構成されている。自動変速機 20C, 20D から出力部材としてのカウンタドライブギヤ 41 に伝達された動力（トルク）は、カウンタドライブギヤ 41 に加えて、当該カウンタドライブギヤ 41 に噛合するカウンタドリブンギヤ 42、カウンタシャフト 43 を介して

50

カウンタドリブンギヤ 4 2 に連結されたドライブピニオンギヤ (ファイナルドライブギヤ) 4 4、ドライブピニオンギヤ 4 4 に噛合するデフリングギヤ (ファイナルドリブンギヤ) 4 5 を含むギヤ列 4 0 と、デフリングギヤ 4 5 に連結されたデファレンシャルギヤ 5 0 と、ドライブシャフト 5 1 とを介して左右の前輪に伝達される。このように、本発明による多段変速機は、前輪駆動車両に搭載される変速機として構成されてもよい。

【 0 0 7 5 】

図 8 は、本発明の更に他の実施形態に係る多段変速機としての自動変速機 2 0 E を含む動力伝達装置 1 0 E の概略構成図である。同図に示す動力伝達装置 1 0 E の自動変速機 2 0 E は、上述の自動変速機 2 0 において、シンプソン型の複合遊星歯車列 2 5 を複合遊星歯車列としてのラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 0 で置き換えたものに相当する。ラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 0 は、外歯歯車である第 3 サンギヤ 2 3 s および第 4 サンギヤ 2 4 s と、第 3 および第 4 サンギヤ 2 3 s , 2 4 s と同心円上に配置される内歯歯車である第 3 リングギヤ 2 3 r と、第 3 サンギヤ 2 3 s に噛合する複数の第 3 ピニオンギヤ (ショートピニオンギヤ) 2 3 p と、第 4 サンギヤ 2 4 s および複数の第 3 ピニオンギヤ 2 3 p に噛合すると共にリングギヤ 2 3 r に噛合する複数の第 4 ピニオンギヤ (ロングピニオンギヤ) 2 4 p と、複数の第 3 ピニオンギヤ 2 3 p および複数の第 4 ピニオンギヤ 2 4 p を自転自在 (回転自在) かつ公転自在に保持する第 3 キャリヤ 2 3 c とを有する。

【 0 0 7 6 】

ラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 0 の第 3 サンギヤ 2 3 s、第 3 キャリヤ 2 3 c、第 3 および第 4 ピニオンギヤ 2 3 p、2 4 p、並びに第 3 リングギヤ 2 3 r は、複合遊星歯車列 2 5、2 5 B における第 3 遊星歯車 2 3 に対応したダブルピニオン式遊星歯車を構成する。また、ラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 0 の第 4 サンギヤ 2 4 s、第 3 キャリヤ 2 3 c、第 4 ピニオンギヤ 2 4 p、および第 3 リングギヤ 2 3 r は、複合遊星歯車列 2 5、2 5 B における第 4 遊星歯車 2 4 に対応したシングルピニオン式遊星歯車を構成する。そして、ラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 0 は、第 3 遊星歯車としてのダブルピニオン式遊星歯車のギヤ比  $3$  (第 3 サンギヤ 2 3 s の歯数 / 第 3 リングギヤ 2 3 r の歯数) が  $3 = 0.464$  となり、かつ第 4 遊星歯車としてのシングルピニオン式遊星歯車のギヤ比  $4$  (第 4 サンギヤ 2 4 s の歯数 / 第 3 リングギヤ 2 3 r の歯数) が  $4 = 0.453$  となるように構成される。

【 0 0 7 7 】

図 9 は、図 8 の自動変速機 2 0 E における入力回転速度に対する各回転要素の回転速度の比を示す速度線図である。図 8 および図 9 に示すように、ラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 0 の第 4 サンギヤ 2 4 s は、第 2 ブレーキ B 2 によりトランスミッションケース 1 1 に対して回転不能に固定 (接続) され得るものであり、自動変速機 2 0 E の第 1 0 回転要素 (第 2 固定可能要素) に相当するラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 0 の固定可能要素として機能する。また、ラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 0 の第 3 キャリヤ 2 3 c は、入力軸 2 0 i に常時連結 (固定) され、エンジンから入力軸 2 0 i に動力が伝達されている際、第 3 キャリヤ 2 3 c には、エンジンからの動力が入力軸 2 0 i を介して常時伝達されることになる。従って、第 3 キャリヤ 2 3 c は、自動変速機 2 0 E の第 8 回転要素 (第 2 入力要素) に相当するラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 0 の入力要素として機能する。更に、第 3 遊星歯車 2 3 の第 3 リングギヤ 2 3 r は、自動変速機 2 0 E の第 9 回転要素 (第 3 出力要素) に相当するラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 0 の第 1 出力要素として機能する。そして、ラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 0 の第 3 サンギヤ 2 3 s は、自動変速機 2 0 E の第 1 0 回転要素 (第 4 出力要素) に相当するラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 0 の第 2 出力要素として機能する。

【 0 0 7 8 】

上述のようなダブルピニオン式遊星歯車 (第 3 遊星歯車) とシングルピニオン式遊星歯車 (第 4 遊星歯車) とを組み合わせて構成される複合遊星歯車列であるラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 0 を採用した自動変速機 2 0 E においても、部品点数を削減して装置全体の重量増を抑制しつつ組立性を向上させることが可能となる。また、複合遊星歯車列としてのラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 0 を含む自動変速機 2 0 E は、前輪駆動車両に搭載されるよ

10

20

30

40

50

うに改変されてもよい。図10に、上述の自動変速機20Eを前輪駆動車両に搭載されるように改変した自動変速機20Fを含む動力伝達装置10Fを示す。

【0079】

更に、自動変速機20Eにおいて、ラビニヨ式遊星歯車機構250は、固定可能要素としての第4サンギヤ24sが第2ブレーキB2により回転不能に固定された際に、入力要素としての第3キャリア23cに伝達された動力を増速して第1出力要素としての第3リングギヤ23rと第2出力要素としての第3サンギヤ23sとに伝達する。そして、自動変速機20Eでは、図9からわかるように、出力軸20oが車両前進方向に回転する際、第1出力要素としての第3リングギヤ23rに比べて、それよりも小径であって強度を容易に確保することができる第2出力要素としての第3サンギヤ23sの最高回転速度が高くなる。従って、自動変速機20Eでは、大径の第4リングギヤ24rが第1出力要素に比べて高速回転する第2出力要素となる自動変速機20に比べて、第2出力要素としての第3サンギヤ23sと一体に回転する第3クラッチC3のクラッチハブやピストン、キャンセルプレートといった構成部材の強度確保に伴う寸法（外径や厚み等）すなわち重量の増加を抑制することができる。この結果、第3サンギヤ23sおよびそれと一体に回転する部材の回転時のイナーシャを良好に低減化して自動変速機20Eの変速性能を向上させることが可能となる。

10

【0080】

また、自動変速機20Eにおいて、高速回転する第3サンギヤ23sに対応した第3クラッチC3は、上述のように小径の第3サンギヤ23sと、同様に小径であって常時連結された第1遊星歯車21の第1サンギヤ21sおよび第2遊星歯車22の第2サンギヤ22sとを接続・断接するものである。従って、自動変速機20Eでは、第3クラッチC3の構成部材、すなわち第3サンギヤ23sと一体に回転するクラッチC3のクラッチハブやピストン、キャンセルプレート、第1および第2サンギヤ21s、22sと一体に回転するクラッチドラム（少なくともその一部）等を自動変速機20Eの軸心すなわち入力軸20iや中間軸20mにできるだけ近接するように、ラビニヨ式遊星歯車機構250と第2遊星歯車22（第1および第2遊星歯車21、22のうちのラビニヨ式遊星歯車機構250に近接して配置される一方）との間に配置することができる。この結果、自動変速機20Eでは、高速回転する第3サンギヤ23sおよびそれと一体に回転する部材や、図12に示すように第3サンギヤ23sよりも高速で回転する第1および第2サンギヤ21s、22sおよびそれと一体に回転する部材の回転時のイナーシャをより一層良好に低減化することが可能となる。

20

30

【0081】

なお、上述の自動変速機20、20B、20C、20D、20Eおよび20Fにおいて、第1～第4クラッチC1～C4、第1および第2ブレーキB1、B2の少なくとも何れかは、ドグクラッチあるいはドグブレーキといった噛み合い係合要素とされてもよい。例えば、自動変速機20～20Fでは、前進第1速段から前進第4速段の形成に際して連続して係合されると共に、後進段の形成に際して係合される第1ブレーキB1として、ドグブレーキを採用してもよい。また、自動変速機20等において、第1～第4遊星歯車21～24のギヤ比1～4は、上記説明において例示されたものに限られるものではない。更に、自動変速機20等において、第1および第2遊星歯車21、22の少なくとも何れかをダブルピニオン式の遊星歯車としてもよく、複合遊星歯車列をシン普森型やCR-CR型、ラビニヨ式以外の形式のものとしてもよい。

40

【産業上の利用可能性】

【0082】

本発明は、多段変速機の製造産業等において利用可能である。

【符号の説明】

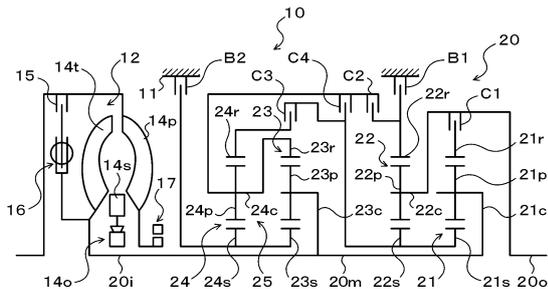
【0083】

10、10B、10C、10D、10E、10F 動力伝達装置、11 トランスミッションケース、11a シャフト支持部、11b ケース内油路、12 発進装置、14

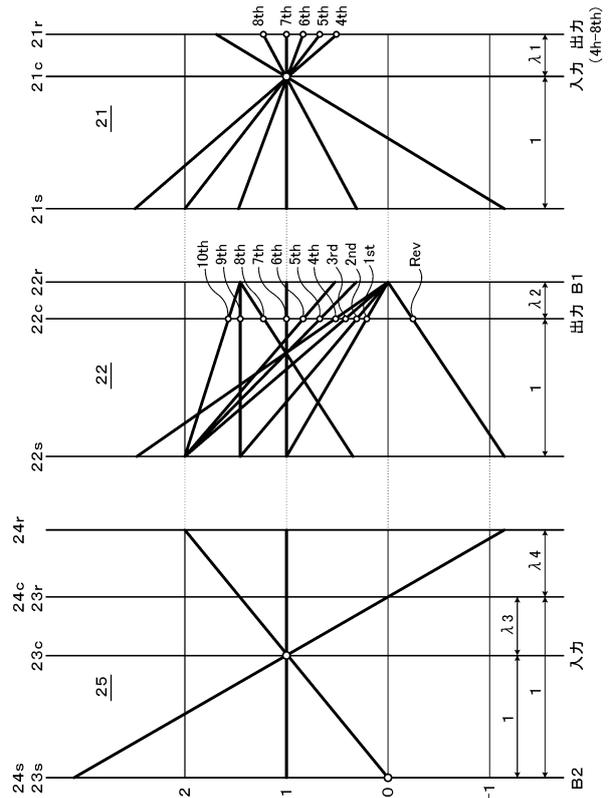
50

p ポンプインペラ、14t タービンランナ、14o ワンウェイクラッチ、14s ステータ、15 ロックアップクラッチ、16 ダンパ機構、17 オイルポンプ、20, 20B, 20C, 20D, 20E, 20F 自動変速機、20i 入力軸、20m 中間軸、20o 出力軸、21 第1遊星歯車、21c 第1キャリア、21p 第1ピニオンギヤ、21r 第1リングギヤ、21s 第1サンギヤ、22 第2遊星歯車、22c 第2キャリア、22p 第2ピニオンギヤ、22r 第2リングギヤ、22s 第2サンギヤ、23 第3遊星歯車、23c 第3キャリア、23p 第3ピニオンギヤ、23r 第3リングギヤ、23s 第3サンギヤ、24 第4遊星歯車、4c 第4キャリア、24p 第4ピニオンギヤ、24r 第4リングギヤ、24s 第4サンギヤ、25, 25B 複合遊星歯車列、40 ギヤ列、41 カウンタドライブギヤ、42 カウンタドリブンギヤ、43 カウンタシャフト、44 ドライブピニオンギヤ、45 デフリングギヤ、50 デファレンシャルギヤ、51 ドライブシャフト、100 クラッチハブ、105 摩擦プレート、110 クラッチドラム、111 環状壁部、112 外筒部、115 セパレータプレート、120 ピストン、130 キャンセルプレート、140 リターン springs、150 係合油室、160 キャンセル油室、170 シール部材、250 ラビニヨ式遊星歯車機構、291 拡径部、292 油路、B1 第1ブレーキ、B2 第2ブレーキ、C1 第1クラッチ、C2 第2クラッチ、C3 第3クラッチ、C4 第4クラッチ。

【図1】

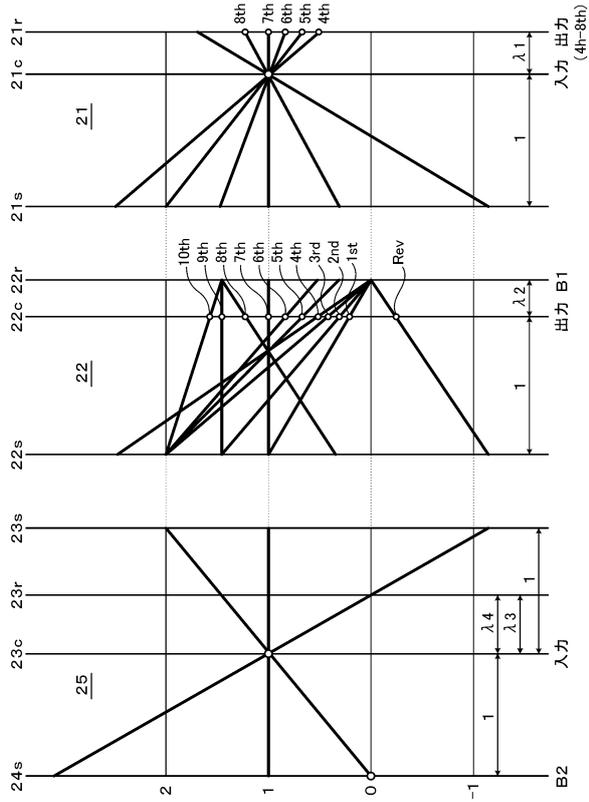


【図2】

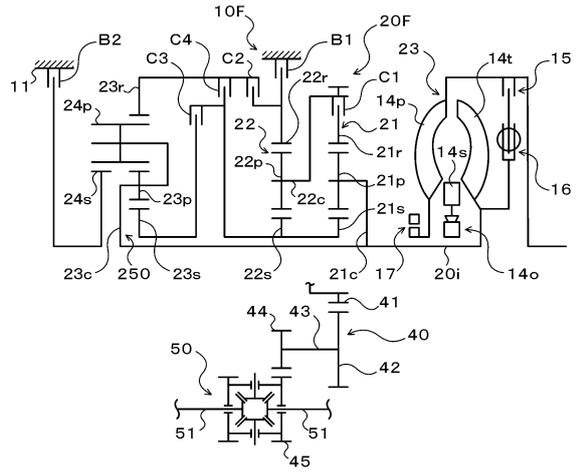




【 9 】



【 10 】



## フロントページの続き

- (72)発明者 青木 敏彦  
愛知県安城市藤井町高根 10 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
- (72)発明者 加藤 博  
愛知県安城市藤井町高根 10 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
- (72)発明者 糟谷 悟  
愛知県安城市藤井町高根 10 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
- (72)発明者 藤堂 穂  
愛知県安城市藤井町高根 10 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
- (72)発明者 稲垣 知規  
愛知県安城市藤井町高根 10 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
- (72)発明者 森瀬 勝  
愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内
- (72)発明者 大板 慎司  
愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内
- (72)発明者 宮崎 光史  
愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内
- (72)発明者 長谷川 善雄  
愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内

審査官 星名 真幸

- (56)参考文献 米国特許出願公開第 2009 / 0054196 (US, A1)  
特表 2012 - 507667 (JP, A)  
特開 2009 - 051264 (JP, A)  
特開 2004 - 232718 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 1 6 H 3 / 6 6  
F 1 6 D 2 5 / 1 2  
F 1 6 D 2 7 / 1 1 5  
F 1 6 D 4 8 / 0 2