

(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2015-105724
(P2015-105724A)

(43) 公開日 平成27年6月8日(2015. 6. 8)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 H 3/66 (2006.01)	F 1 6 H 3/66 B	3 J 0 2 8
F 1 6 H 3/62 (2006.01)	F 1 6 H 3/62 A	
F 1 6 H 3/58 (2006.01)	F 1 6 H 3/58	

審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 33 頁)

(21) 出願番号	特願2013-248659 (P2013-248659)	(71) 出願人	000100768
(22) 出願日	平成25年11月29日 (2013. 11. 29)		アイシン・エイ・ダブリュ株式会社
		(74) 代理人	110000017
			特許業務法人アイテック国際特許事務所
		(72) 発明者	池田 翔太
			愛知県安城市藤井町高根 1 O 番地 アイシ
			ン・エイ・ダブリュ株式会社社内
		(72) 発明者	藤堂 穂
			愛知県安城市藤井町高根 1 O 番地 アイシ
			ン・エイ・ダブリュ株式会社社内
		(72) 発明者	神内 直也
			愛知県安城市藤井町高根 1 O 番地 アイシ
			ン・エイ・ダブリュ株式会社社内

最終頁に続く

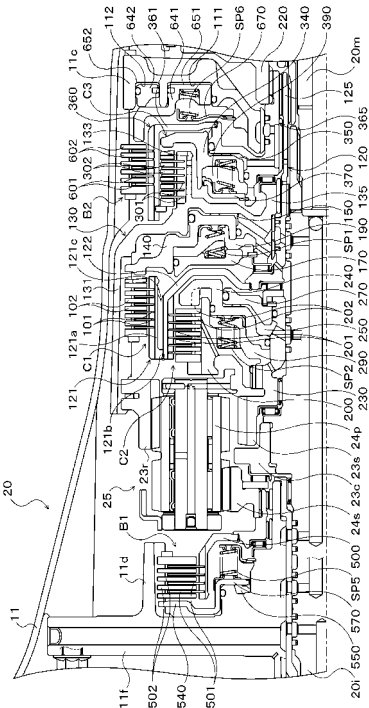
(54) 【発明の名称】 多段変速機

(57) 【要約】

【課題】 2つのクラッチの一方のクラッチハブおよび他方のクラッチドラムの変形を良好に抑制すると共に、当該クラッチドラムの外周側に配置される摩擦係合プレートを良好に潤滑・冷却する。

【解決手段】 自動変速機20のクラッチC1およびC2は、一端が開口しており、接続対象要素である第1および第2遊星歯車21, 22の第1および第2サンギヤ21s, 22sに常時連結されるクラッチC2のクラッチドラムとしてのドラム部122と、筒状に形成されており、内周面がドラム部122の外周面と間隔をおいて対向するようにドラム部122の開口側の端部の外周に固定されるクラッチC1のクラッチハブとしてのハブ部121とを有するドラム部材120を共用する。

【選択図】 図5



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

複数の回転要素を有すると共に、車両の原動機から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、

前記複数の回転要素のうちの第 1 要素および接続対象要素を互いに接続すると共に両者の接続を解除する第 1 クラッチと、

前記第 1 クラッチの構成部材により少なくとも一部が囲まれるように配置されると共に、前記複数の回転要素のうちの第 2 要素および前記接続対象要素を互いに接続すると共に、両者の接続を解除する第 2 クラッチと、

一端が開口しており、前記接続対象要素に常時連結されると共に前記第 2 クラッチの摩擦係合プレートの外周部が嵌合されるクラッチドラムと、

内周面が前記クラッチドラムの外周面と間隔をおいて対向するように前記クラッチドラムの開口側の端部の外周に固定されると共に前記第 1 クラッチの摩擦係合プレートの内周部が嵌合されるクラッチハブと、

を備えることを特徴とする多段変速機。

【請求項 2】

請求項 1 に記載の変速装置において、

前記クラッチハブは、前記第 1 クラッチの前記摩擦係合プレートの内周部が嵌合される筒状部と、前記筒状部の一端から径方向内側に延出されると共に前記クラッチドラムの前記開口側の端部の外周に固定される環状のフランジ部とを含む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、

入力要素と、固定可能要素と、第 1 出力要素および第 2 出力要素とを有するラビニヨ式遊星歯車機構と、

それぞれ複数の回転要素を有する第 1 遊星歯車および第 2 遊星歯車と、

前記ラビニヨ式遊星歯車機構の前記固定可能要素を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ブレーキとを更に備え、

前記ラビニヨ式遊星歯車機構は、前記固定可能要素が前記ブレーキにより回転不能に固定された際に、前記第 2 出力要素の回転速度が前記第 1 出力要素よりも高くなるように前記入力要素に伝達された動力を増速して前記第 1 および第 2 出力要素に伝達し、

前記第 1 要素は、前記ラビニヨ式遊星歯車機構の前記第 1 出力要素であり、前記第 2 要素は、前記ラビニヨ式遊星歯車機構の前記第 2 出力要素であることを特徴とする多段変速機。

【請求項 4】

請求項 1 から 3 の何れか一項に記載の多段変速機において、

前記出力部材が正転する際の前記接続対象要素の最高回転速度は、前記多段変速機に含まれる複数の回転要素の中で最も高いことを特徴とする多段変速機。

【請求項 5】

請求項 1 から 4 に記載の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を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、

第 1、第 2、第 3 および第 4 クラッチ並びに第 1 および第 2 ブレーキを更に備え、

前記ラビニヨ式遊星歯車機構の前記入力要素と前記第 1 遊星歯車の前記第 2 回転要素とは前記入力部材に常時連結され、

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 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、

前記第 1 クラッチは、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、前記ラビニヨ式遊星歯車機構の前記第 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、

前記第 2 クラッチは、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、前記ラビニヨ式遊星歯車機構の前記第 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、

前記第 3 クラッチは、前記第 2 遊星歯車の前記第 6 回転要素と、前記ラビニヨ式遊星歯車機構の前記第 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、

前記第 4 クラッチは、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 ブレーキは、前記ラビニヨ式遊星歯車機構の前記固定可能要素を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 2 ブレーキは、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ことを特徴とする多段変速機。

【請求項 6】

請求項 5 に記載の多段変速機において、

前記第 1 クラッチ、前記第 2 クラッチおよび前記第 2 ブレーキの係合により前進第 1 速段が形成され、

前記第 1 クラッチ、前記第 1 ブレーキおよび前記第 2 ブレーキの係合により前進第 2 速段が形成され、

前記第 2 クラッチ、前記第 1 ブレーキおよび前記第 2 ブレーキの係合により前進第 3 速段が形成され、

前記第 4 クラッチ、前記第 1 ブレーキおよび前記第 2 ブレーキの係合により前進第 4 速段が形成され、

前記第 2 クラッチ、前記第 4 クラッチおよび前記第 1 ブレーキの係合により前進第 5 速段が形成され、

前記第 1 クラッチ、前記第 4 クラッチおよび前記第 1 ブレーキの係合により前進第 6 速段が形成され、

前記第 1 クラッチ、前記第 3 クラッチおよび前記第 4 クラッチの係合により前進第 7 速段が形成され、

前記第 3 クラッチ、前記第 4 クラッチおよび前記第 1 ブレーキの係合により前進第 8 速段が形成され、

前記第 1 クラッチ、前記第 3 クラッチおよび前記第 1 ブレーキの係合により前進第 9 速段が形成され、

前記第 2 クラッチ、前記第 3 クラッチおよび前記第 1 ブレーキの係合により前進第 10 速段が形成され、

前記第 2 クラッチ、前記第 3 クラッチおよび前記第 2 ブレーキの係合により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 7】

請求項 1 から 6 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、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。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、複数の回転要素を有すると共に、車両の原動機から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】

10

20

30

40

50

従来、一端が開口した有底円筒状のクラッチドラムと、当該クラッチドラムの内周面に形成されたスプラインに嵌合される摩擦係合プレートとを有するクラッチを含む変速機が知られている（例えば、特許文献１および２参照）。この変速機に含まれるクラッチでは、クラッチドラムの外周面にもスプラインが形成されており、当該スプラインには、多段変速機のブレーキを構成する摩擦係合プレートが嵌合される。これにより、当該クラッチドラムは、ブレーキのブレーキハブとしても兼用される。また、環状部材を介して遊星歯車のサンギヤに連結される開口端を有する有底円筒状のクラッチドラムと、クラッチドラムの内周面に形成されたスプラインに嵌合される摩擦係合プレートとを有するクラッチと、当該クラッチドラムの外周面に形成されたスプラインに嵌合される摩擦係合プレートとを有する第２のクラッチとを含む変速機も知られている（例えば、特許文献３参照）。 10

【先行技術文献】

【特許文献】

【０００３】

【特許文献１】特開２００８－０１９９３０号公報

【特許文献２】特開２００８－０３８９７７号公報

【特許文献３】特開２００１－１１６１２１号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【０００４】

しかしながら、上述のようにクラッチドラムおよびブレーキハブまたはクラッチハブとして兼用されるドラム部材には内周面と外周面との双方にスプラインが形成されることから、当該ドラム部材の回転速度が高まるほど、強度を確保して遠心力による変形、特に開口側の端部の拡がりを抑制するためにドラム部材の寸法（厚み）すなわち重量を増加させざるを得なくなる。また、上述のようなドラム部材を用いた場合、外周側に配置される摩擦係合プレートには、基本的に内周側の摩擦係合プレートを通じた作動油のみが潤滑・冷却媒体として供給されることになるので、外周側の摩擦係合プレートに対する潤滑・冷却媒体の供給量が不足してしまうおそれがある。 20

【０００５】

そこで、本発明は、第１クラッチの構成部材により少なくとも一部が囲まれるように配置される第２クラッチのクラッチドラムの変形を良好に抑制すると共に、当該クラッチドラムの周りに配置される第１クラッチの摩擦係合プレートを良好に潤滑・冷却することを主目的とする。 30

【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、

複数の回転要素を有すると共に、車両の原動機から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、

前記複数の回転要素のうちの第１要素および接続対象要素を互いに接続すると共に両者の接続を解除する第１クラッチと、

前記第１クラッチの構成部材により少なくとも一部が囲まれるように配置されると共に、前記複数の回転要素のうちの第２要素および前記接続対象要素を互いに接続すると共に、両者の接続を解除する第２クラッチと、 40

一端が開口しており、前記接続対象要素に常時連結されると共に前記第２クラッチの摩擦係合プレートの外周部が嵌合されるクラッチドラムと、

内周面が前記クラッチドラムの外周面と間隔をおいて対向するように前記クラッチドラムの開口側の端部の外周に固定されると共に前記第１クラッチの摩擦係合プレートの内周部が嵌合されるクラッチハブと、

を備えることを特徴とする。

【０００７】

このように、第２クラッチを構成するクラッチドラムの開口側の端部の外周に第１クラ 50

ッチのクラッチハブを固定することで、クラッチドラムの開口側の端部の強度を向上させることができるので、クラッチドラムの回転速度が高まっても、その変形、特に開口側の端部の拡がりを良好に抑制することが可能となる。また、クラッチドラムの強度が向上することにより、当該クラッチドラムの重量の増加を抑制して回転時のイナーシャを低減化することができるので、多段変速機の変速性能を向上させることが可能となる。更に、クラッチハブの内周面とクラッチドラムの外周面とを間隔をおいて対向させることで、クラッチハブとクラッチドラムとの間には、クラッチドラムの開口とは反対側で開口する環状の空間（油溜め）が画成されることになる。これにより、内側、すなわちクラッチドラムに嵌合された第2クラッチの摩擦係合プレートを通じた作動油に加えて、クラッチドラムの周辺に飛散する作動油をクラッチハブとクラッチドラムとの間の空間内に受容し、クラッチハブに嵌合された第1クラッチの摩擦係合プレートに供給することができる。この結果、本発明による多段変速機では、第1クラッチの構成部材により少なくとも一部が囲まれるように配置される第2クラッチのクラッチドラムの変形を良好に抑制すると共に、当該クラッチドラムの周りに配置される第1クラッチの摩擦係合プレートを良好に潤滑・冷却することが可能となる。

10

【図面の簡単な説明】

【0008】

【図1】本発明によ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】本発明による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。

20

【図3】本発明による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】本発明による多段変速機を示す断面図である。

【図5】本発明による多段変速機を示す拡大断面図である。

【図6】本発明による多段変速機を示す拡大断面図である。

【図7】本発明による多段変速機を示す拡大断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0009】

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。

【0010】

30

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。これらの図面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駆動源としての図示しないエンジン（内燃機関）のクランクシャフトおよび／または電気モータのロータに接続されると共にエンジン等からの動力（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、エンジン等から入力軸20iに伝達された動力を変速して出力軸20oに伝達する自動変速機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。

【0011】

40

発進装置12は、上述のような駆動源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、図示しないステータシャフトより支持されると共にステータ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等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。

50

【0012】

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ッセンブリ、チェーンまたはギヤ列を介して発進装置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、エンジン等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）を吸引して油圧制御装置60（図4参照）へと圧送する。

【0013】

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、自動変速機20（入力軸20iや出力軸20o）の軸方向に並べて配設される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、ダブルピニオン式遊星歯車とシングルピニオン式遊星歯車とを組み合わせて構成される複合遊星歯車機構としてのラビニヨ式遊星歯車機構25とを含む。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係合要素としてのクラッチC1（第1クラッチ）、第2係合要素としてのクラッチC2（第2クラッチ）、第3係合要素としてのクラッチC3（第3クラッチ）、第4係合要素としてのクラッチC4（第4クラッチ）、第5係合要素としてのブレーキB1（第1ブレーキ）および第6係合要素としてのブレーキB2（第2ブレーキ）を含む。

【0014】

本実施形態において、第1および第2遊星歯車21、22並びにラビニヨ式遊星歯車機構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、ラビニヨ式遊星歯車機構25、第2遊星歯車22、第1遊星歯車21、すなわち、ラビニヨ式遊星歯車機構25を構成するシングルピニオン式遊星歯車、ラビニヨ式遊星歯車機構25を構成するダブルピニオン式遊星歯車、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、ラビニヨ式遊星歯車機構25は、発進装置12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、ラビニヨ式遊星歯車機構25と第1遊星歯車21との間に配置される。

【0015】

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 λ_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、 $\lambda_1 = 0.277$ と定められている。

【0016】

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、エンジン等から入力軸20iに動力が伝達されている際、第1キャリア21cには、エンジン等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。第1キャリア21cは、クラッチC4の係合時に第1遊星歯車21の入力要素（自動変速機20の第1入力要素）として機能し、クラッチC4の解放時には空転する。また、第1リングギヤ21rは、クラッチC4の係合時に当該第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。

【0017】

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（プラネタ

リキャリア) 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 λ_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、 $\lambda_2 = 0.244$ と定められている。

【0018】

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と一体化(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。

10

【0019】

ラビニヨ式遊星歯車機構25は、外歯歯車である第3サンギヤ23sおよび第4サンギヤ24s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、第3サンギヤ23s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)23pと、第4サンギヤ24sおよび複数の第3ピニオンギヤ23pに噛合すると共に第3リングギヤ23r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)24pと、複数の第3ピニオンギヤ23pおよび複数の第4ピニオンギヤ24pを自転自在(回転自在)かつ公転自在に保持する第3キャリア23cとを有する。

20

【0020】

このようなラビニヨ式遊星歯車機構25は、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)とを組み合わせる構成される複合遊星歯車機構である。すなわち、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第3サンギヤ23s、第3キャリア23c、第3および第4ピニオンギヤ23p、24p、並びに第3リングギヤ23rは、ダブルピニオン式の第3遊星歯車を構成する。また、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第4サンギヤ24s、第3キャリア23c、第4ピニオンギヤ24p、および第3リングギヤ23rは、シングルピニオン式の第4遊星歯車を構成する。そして、本実施形態において、ラビニヨ式遊星歯車機構25は、ダブルピニオン式の第3遊星歯車のギヤ比 λ_3 (第3サンギヤ23sの歯数/第3リングギヤ23rの歯数)が、例えば、 $\lambda_3 = 0.488$ となり、かつシングルピニオン式の第4遊星歯車のギヤ比 λ_4 (第4サンギヤ24sの歯数/第3リングギヤ23rの歯数)が、例えば、 $\lambda_4 = 0.581$ となるように構成される。

30

【0021】

また、ラビニヨ式遊星歯車機構25(第3および第4遊星歯車)を構成する回転要素のうち、第4サンギヤ24sは、ラビニヨ式遊星歯車機構25の固定可能要素(自動変速機20の第2固定可能要素)として機能する。更に、第3キャリア23cは、図1に示すように、入力軸20i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20mを介して第1遊星歯車21の第1キャリア21cに常時連結される。これにより、エンジン等から入力軸20iに動力が伝達されている際、第3キャリア23cには、エンジン等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キャリア23cは、ラビニヨ式遊星歯車機構25の入力要素(自動変速機20の第2入力要素)として機能する。また、第3リングギヤ23rは、当該ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1出力要素として機能し、第3サンギヤ23sは、当該ラビニヨ式遊星歯車機構25の第2出力要素として機能する。

40

【0022】

クラッチC1は、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とラビニヨ式遊星歯車機構25の第1出力要素である第3リングギヤ23r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。クラッ

50

チ C 2 は、常時連結された第 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 とラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 2 出力要素である第 3 サンギヤ 2 3 s 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。クラッチ C 3 は、第 2 遊星歯車 2 2 の第 2 リングギヤ 2 2 r とラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 1 出力要素である第 3 リングギヤ 2 3 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。クラッチ C 4 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。

【0023】

ブレーキ B 1 は、ラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の固定可能要素である第 4 サンギヤ 2 4 s 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 4 サンギヤ 2 4 s 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。ブレーキ B 2 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 に対して回転自在に解放するものである。

【0024】

本実施形態では、クラッチ C 1 ～ C 4 として、ピストン、複数の摩擦係合プレート（例えば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た摩擦プレートおよび両面が平滑に形成された環状部材であるセパレータプレート）、それぞれ作動油が供給される係合油室および遠心油圧キャンセル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、ブレーキ B 1 および B 2 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、クラッチ C 1 ～ C 4、ブレーキ B 1 および B 2 は、油圧制御装置 6 0 による作動油の給排を受けて動作する。

【0025】

図 2 は、自動変速機 2 0 における入力軸 2 0 i 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 2 0 i すなわち第 1 キャリヤ 2 1 c および第 3 キャリヤ 2 3 c の回転速度を値 1 とする）。また、図 3 は、自動変速機 2 0 の各変速段とクラッチ C 1 ～ C 4、ブレーキ B 1 および B 2 の作動状態との関係を示す作動表である。

【0026】

図 2 に示すように、シングルピニオン式の第 1 遊星歯車 2 1 を構成する 3 つの回転要素、すなわち第 1 サンギヤ 2 1 s、第 1 リングギヤ 2 1 r および第 1 キャリヤ 2 1 c は、当該第 1 遊星歯車 2 1 の速度線図（図 2 における左側の速度線図）上でギヤ比 λ_1 に応じた間隔をおいて図中左側から第 1 サンギヤ 2 1 s、第 1 キャリヤ 2 1 c、第 1 リングギヤ 2 1 r 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 2 1 s を自動変速機 2 0 の第 1 回転要素とし、第 1 キャリヤ 2 1 c を自動変速機 2 0 の第 2 回転要素とし、第 1 リングギヤ 2 1 r を自動変速機 2 0 の第 3 回転要素とする。従って、第 1 遊星歯車 2 1 は、速度線図上でギヤ比 λ_1 に応じた間隔をおいて順番に並ぶ自動変速機 2 0 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。

【0027】

また、シングルピニオン式の第 2 遊星歯車 2 2 を構成する 3 つの回転要素、すなわち第 2 サンギヤ 2 2 s、第 2 リングギヤ 2 2 r および第 2 キャリヤ 2 2 c は、当該第 2 遊星歯車 2 2 の速度線図（図 2 における中央の速度線図）上でギヤ比 λ_2 に応じた間隔をおいて図中左側から第 2 サンギヤ 2 2 s、第 2 キャリヤ 2 2 c、第 2 リングギヤ 2 2 r 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 2 2 s を自動変速機 2 0 の第 4 回転要素とし、第 2 キャリヤ 2 2 c を自動変速機 2 0 の第 5 回転要素とし、第 2 リングギヤ 2 2 r を自動変速機 2 0 の第 6 回転要素とする。従って、第 2 遊星歯車 2 2 は、速度線図上でギヤ比 λ_2 に応じた間隔をおいて順番に並ぶ自動変速機 2 0 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。

【0028】

更に、ラビニヨ式遊星歯車機構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4サンギヤ24s、入力要素としての第3キャリヤ23c、第1出力要素としての第3リングギヤ23r、並びに第2出力要素としての第3サンギヤ23sは、この順番で図中左側からシングル式の第3遊星歯車のギヤ比 λ_3 およびダブルピニオン式の第4遊星歯車のギヤ比 λ_4 に応じた間隔をおいて当該ラビニヨ式遊星歯車機構25の速度線図（図2における右側の速度線図）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キャリヤ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を自動変速機20の第9回

10

20

【0029】

そして、自動変速機20では、クラッチC1～C4、ブレーキB1および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に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

【0030】

具体的には、前進第1速段は、クラッチC1、C2およびブレーキB2を係合させると共に、残余のクラッチC3、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1速段の形成に際しては、クラッチC1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とラビニヨ式遊星歯車機構25の第3リングギヤ23r（第1出力要素）とが互いに接続されると共に、クラッチC2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とラビニヨ式遊星歯車機構25の第3サンギヤ23s（第2出力要素）とが互いに接続され、更に、ブレーキB2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および第2遊星歯車21、22並びに第3および第4遊星歯車のギヤ比が $\lambda_1 = 0.277$ 、 $\lambda_2 = 0.244$ 、 $\lambda_3 = 0.488$ 、 $\lambda_4 = 0.581$ 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） γ_1 は、 $\gamma_1 = 5.091$ となる。

30

【0031】

前進第2速段は、クラッチC1、ブレーキB1およびB2を係合させると共に、残余のクラッチC2、C3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2速段の形成に際しては、クラッチC1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とラビニヨ式遊星歯車機構25の第3リングギヤ23r（第1出力要素）とが互いに接続され、更に、ブレーキB1によりラビニヨ式遊星歯車機構25の第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と共に、ブレーキB2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、前進第2速段におけるギヤ比 γ_2 は、 $\gamma_2 = 3.219$ 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、 $\gamma_1 / \gamma_2 = 1.581$ となる。

40

【0032】

前進第3速段は、クラッチC2、ブレーキB1およびB2を係合させると共に、残余のクラッチC1、C3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

50

速段の形成に際しては、クラッチ C 2 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 とラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 3 サンギヤ 2 3 s (第 2 出力要素) とが互いに接続され、更に、ブレーキ B 1 によりラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 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と共に、ブレーキ B 2 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。本実施形態において、前進第 3 速段におけるギヤ比 γ_3 は、 $\gamma_3 = 2.324$ 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、 $\gamma_2 / \gamma_3 = 1.385$ となる。

【0033】

前進第 4 速段は、クラッチ C 4、ブレーキ B 1 および B 2 を係合させると共に、残余のクラッチ C 1、C 2 および C 3 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、クラッチ C 4 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、ブレーキ B 1 によりラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 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と共に、ブレーキ B 2 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。本実施形態において、前進第 4 速段におけるギヤ比 γ_4 は、 $\gamma_4 = 1.886$ 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、 $\gamma_3 / \gamma_4 = 1.232$ となる。

【0034】

前進第 5 速段は、クラッチ C 2、C 4 およびブレーキ B 1 を係合させると共に、残余のクラッチ C 1、C 3 およびブレーキ 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 5 速段の形成に際しては、クラッチ C 2 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 とラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 3 サンギヤ 2 3 s (第 2 出力要素) とが互いに接続されると共に、クラッチ C 4 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、ブレーキ B 1 によりラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 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 γ_5 は、 $\gamma_5 = 1.491$ 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、 $\gamma_4 / \gamma_5 = 1.265$ となる。

【0035】

前進第 6 速段は、クラッチ C 1、C 4 およびブレーキ B 1 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 2 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、クラッチ C 1 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 とラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 3 リングギヤ 2 3 r (第 1 出力要素) とが互いに接続されると共に、クラッチ C 4 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、ブレーキ B 1 によりラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 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 γ_6 は、 $\gamma_6 = 1.192$ 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、 $\gamma_5 / \gamma_6 = 1.251$ となる。

【0036】

前進第 7 速段は、クラッチ C 1、C 3 および C 4 を係合させると共に、残余のクラッチ C 2、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、クラッチ C 1 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 とラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 3 リングギヤ 2 3 r (第 1 出力要素) とが互いに接続されると共に、クラッチ C 3 により第 2 遊星歯車 2 2 の第 2 リングギヤ 2 2 r とラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 3 リングギヤ 2 3 r (第 1 出力要素) とが互いに接続され、更に、クラッチ C 4 により第 1 遊星歯車 2 1 の第 1

10

20

30

40

50

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。本実施形態において、前進第 7 速段におけるギヤ比 γ_7 は、 $\gamma_7 = 1.000$ 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、 $\gamma_6 / \gamma_7 = 1.192$ となる。

【0037】

前進第 8 速段は、クラッチ C 3, C 4 およびブレーキ B 1 を係合させると共に、残余のクラッチ C 1, C 2 およびブレーキ 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 8 速段の形成に際しては、クラッチ C 3 により第 2 遊星歯車 2 2 の第 2 リングギヤ 2 2 r とラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 3 リングギヤ 2 3 r (第 1 出力要素) とが互いに接続されると共に、クラッチ C 4 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、ブレーキ B 1 によりラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 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 8 速段におけるギヤ比 γ_8 は、 $\gamma_8 = 0.785$ 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、 $\gamma_7 / \gamma_8 = 1.273$ となる。

【0038】

前進第 9 速段は、クラッチ C 1, C 3 およびブレーキ B 1 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 2 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、クラッチ C 1 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 とラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 3 リングギヤ 2 3 r (第 1 出力要素) とが互いに接続されると共に、クラッチ C 3 により第 2 遊星歯車 2 2 の第 2 リングギヤ 2 2 r とラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 3 リングギヤ 2 3 r (第 1 出力要素) とが互いに接続され、更に、ブレーキ B 1 によりラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 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 9 速段におけるギヤ比 γ_9 は、 $\gamma_9 = 0.632$ 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、 $\gamma_8 / \gamma_9 = 1.242$ となる。

【0039】

前進第 10 速段は、クラッチ C 2, C 3 およびブレーキ B 1 を係合させると共に、残余のクラッチ C 1, C 4 およびブレーキ 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 10 速段の形成に際しては、クラッチ C 2 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 とラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 3 サンギヤ 2 3 s (第 2 出力要素) とが互いに接続されると共に、クラッチ C 3 により第 2 遊星歯車 2 2 の第 2 リングギヤ 2 2 r とラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 3 リングギヤ 2 3 r (第 1 出力要素) とが互いに接続され、更に、ブレーキ B 1 によりラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 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 10 速段におけるギヤ比 γ_{10} は、 $\gamma_{10} = 0.588$ 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、 $\gamma_9 / \gamma_{10} = 1.076$ となる。そして、自動変速機 2 0 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 γ_1 / 最高変速段である前進第 10 速段のギヤ比 γ_{10}) は、 $\gamma_1 / \gamma_{10} = 8.660$ となる。

【0040】

後進段は、クラッチ C 2, C 3 およびブレーキ B 2 を係合させると共に、残余のクラッチ C 1, 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、後進段の形成に際しては、クラッチ C 2 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 とラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 3 サンギヤ 2 3 s (第 2 出力要素) とが互いに接続されると共に、クラッチ C 3 により第 2 遊星歯車 2 2 の第 2 リングギヤ 2 2 r とラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 3 リングギヤ 2 3 r (第 1 出力要素) とが互いに接続され、更に、ブレーキ B 2 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。本実施形態において、後進段におけるギヤ比 γ_{rev} は、 $\gamma_{rev} = -4.860$

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、 $|\gamma_{rev}/\gamma_1| = 0.955$ となる。

【0041】

上述のように、自動変速機20によれば、クラッチC1～C4、ブレーキB1および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、8.660）特に高車速時の車両の燃費や各変速段での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、車両の燃費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。

10

【0042】

また、自動変速機20では、6つの係合要素、すなわちクラッチC1～C4、ブレーキB1および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。

20

【0043】

更に、自動変速機20では、ラビニヨ式遊星歯車機構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）がクラッチC4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、かつ第1遊星歯車の第1キャリア（第2回転要素）が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）において第1キャリア（第2回転要素）と入力軸とを選択的に接続させるクラッチに比べて、クラッチC4のトルク分担を低減させることができる。

30

【0044】

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をクラッチC4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、係合したクラッチC4を介して伝達されるトルクを低下させる（ $1/(1+\lambda_1)$ にする）ことができる。従って、自動変速機20では、クラッチC4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、クラッチC4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。

40

【0045】

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、両者の少なくとも何れか一方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、ダブルピニオン式の第3遊星歯車とシングルピニオン式の第4遊星歯車

50

とを組み合わせる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 25 を採用すれば、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。

【0046】

続いて、自動変速機 20 の具体的構成について詳細に説明する。

【0047】

図 4 は、自動変速機 20 を示す断面図であり、図 5 から図 7 は、自動変速機 20 を示す拡大断面図である。図 1 および図 4 に示すように、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 の固定可能要素である第 4 サンギヤ 24 s を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）するブレーキ B 1 は、4 つのクラッチ C 1 ～ C 4 および 2 つのブレーキ B 1, B 2 の中で最も発進装置 12（エンジン）に近接するように、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 に対して第 1 および第 2 遊星歯車 21, 22 とは反対側、すなわちラビニヨ式遊星歯車機構 25 よりも車両前部側（図 1 における左側）に配置される。

【0048】

ブレーキ B 1 は、図 4 および図 5 に示すように、第 4 サンギヤ 24 s に常時連結（固定）されるブレーキハブ 500 と、複数の摩擦プレート 501 と、摩擦プレート 501 と交互に配設される複数のセパレータプレート 502 およびバックアッププレートと、摩擦プレート 501 およびセパレータプレート 502 を押圧して摩擦係合させるピストン 540 と、ピストン 540 を摩擦プレート 501 およびセパレータプレート 502 から離間するように付勢する複数のリターンスプリング（コイルバネ）SP5 とを含む。

【0049】

ブレーキ B 1 の複数の摩擦プレート 501（それぞれの内周部）は、ブレーキハブ 500 の外周面に形成されたスプラインに嵌合され、ブレーキハブ 500 と一体に回転すると共に軸方向に移動可能となるように当該ブレーキハブ 500 により支持される。また、ブレーキ B 1 の複数のセパレータプレート 502（それぞれの外周部）は、トランスミッションケース 11 に固定されて当該トランスミッションケース 11（静止部材）の一部を構成する環状のフロントサポート（前側の支持部）11 f から入力軸 20 i の軸方向に延びるドラム部 11 d の内周面に形成されたスプラインに嵌合される。これにより、複数のセパレータプレート 502 は、トランスミッションケース 11 に対して回転不能かつ軸方向に移動可能となるようにフロントサポート 11 f により支持される。ピストン 540 は、トランスミッションケース 11 に対して回転不能かつ軸方向に移動自在となるようにフロントサポート 11 f により支持され、当該フロントサポート 11 f と共にブレーキ B 1 の係合油室 550 を画成する。

【0050】

ブレーキ B 1 の係合油室 550 には、入力軸 20 i やフロントサポート 11 f に形成された油路を介して油圧制御装置 60 により調圧されたブレーキ B 1 への係合油圧（作動油）が供給される。また、複数のリターンスプリング SP5 は、ピストン 540 に対して係合油室 550 とは反対側に位置するようにスナップリングを用いてフロントサポート 11 f に固定される環状のスプリング支持部材 570 と、ピストン 540 との間に周方向に間隔をおいて配設され、係合油室 550 と対向する。なお、ブレーキ B 1 のリターンスプリング SP5 としては、複数のコイルバネの代わりに単一の板バネが用いられてもよい。

【0051】

図 1 および図 4 に示すように、クラッチ C 1 は、ラビニヨ式遊星歯車機構 25（第 3 遊星歯車）に近接するように第 2 遊星歯車 22 とラビニヨ式遊星歯車機構 25 との間に配置される。また、クラッチ C 2 は、クラッチ C 1 の構成部材により少なくとも一部が囲まれると共にラビニヨ式遊星歯車機構 25（第 3 遊星歯車）に近接するように第 2 遊星歯車 22 とラビニヨ式遊星歯車機構 25 との間に配置される。更に、クラッチ C 3 は、第 2 遊星歯車 22 に近接するように当該第 2 遊星歯車 22 とラビニヨ式遊星歯車機構 25 との間に配置される。また、ブレーキ B 2 は、クラッチ C 3 の少なくとも一部を囲むと共に第 2 遊星歯車 22 に近接するように当該第 2 遊星歯車 22 とラビニヨ式遊星歯車機構 25 との間

に配置される。

【0052】

クラッチC 1およびC 2は、上述のように、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を共通の接続対象要素とすることから、図5に示すように、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に常時連結（固定）されると共にクラッチC 1のクラッチハブおよびクラッチC 2のクラッチドラムとして機能するドラム部材1 2 0を共用する。また、クラッチC 1およびC 3は、上述のように、ラビニヨ式遊星歯車機構2 5の第3リングギヤ2 3 rを共通の接続対象要素とすることから、第3リングギヤ2 3 rに常時連結（固定）されると共にクラッチC 1のクラッチドラムおよびクラッチC 3のクラッチハブとして機能するドラム部材1 3 0を共用する。更に、クラッチC 3およびブレーキB 2は、上述のように、第2遊星歯車2 2の第2リングギヤ2 2 rを接続対象要素または固定対象要素とすることから、クラッチC 3のクラッチドラムおよびブレーキB 2のブレーキハブとして機能するドラム部材3 6 0を共用する。

10

【0053】

ドラム部材1 2 0は、クラッチC 1により利用されるハブ部1 2 1と、クラッチC 2により利用されるドラム部1 2 2と、クラッチC 1およびC 2の接続対象要素である第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に常時連結（固定）される連結部1 2 5とを含む。ハブ部1 2 1は、外周面に形成されたスプラインを有する筒状部1 2 1 aと、筒状部1 2 1 aの一端（図5における左端）から径方向内側に延出された環状のフランジ部1 2 1 bとを有する。本実施形態において、筒状部1 2 1 aの内周面は、凹凸を有さない凹円柱面状に形成されている。これにより、筒状部1 2 1 aの厚みを大きくすることなくハブ部1 2 1の強度を確保することが可能となる。なお、フランジ部1 2 1 bの径方向における長さは、クラッチC 1およびC 2に要求されるトルク容量に応じて任意に定められる。

20

【0054】

ドラム部1 2 2は、一端（図5における左端）が開口した有底円筒状に形成されており、円筒部および当該円筒部の一端（図5における右端）から径方向内側に延出された環状側壁部を有する。ドラム部1 2 2（円筒部）の内周面には、スプラインが形成されており、ドラム部1 2 2（円筒部）の外周面は、凹凸を有さない円柱面状に形成されている。これにより、ドラム部1 2 2の厚みを大きくすることなく、その強度を確保することが可能となる。連結部1 2 5は、長尺の筒状部および当該筒状部の一端（図5における左端）から径方向外側に延出されたフランジ部を有し、ブッシュあるいはラジアル軸受等を介して入力軸2 0 iにより同軸かつ回転自在に支持される。連結部1 2 5の筒状部（その他端）は、スプライン等を介して第1および第2サンギヤ2 1 s, 2 2 sに連結され、連結部1 2 5のフランジ部は、ドラム部1 2 2の内周部に溶接等により強固に固定される。これにより、ドラム部1 2 2は、連結部1 2 5を介して第1および第2サンギヤ2 1 s, 2 2 sに常時連結される。

30

【0055】

図5に示すように、ドラム部1 2 2の開口側の端部は、ハブ部1 2 1のフランジ部1 2 1 b（開口）内に圧入され、ドラム部1 2 2の開口側の端部の外周面とフランジ部1 2 1 bの内周面とは溶接により強固に固定される。これにより、ハブ部1 2 1は、ドラム部1 2 2および連結部1 2 5を介して第1および第2サンギヤ2 1 s, 2 2 sに常時連結される。そして、ドラム部1 2 2の開口側の端部の外周に固定されるフランジ部1 2 1 bは、環状のリブとして機能することになる。また、ハブ部1 2 1の筒状部1 2 1 aの内周面は、フランジ部1 2 1 bの径方向における寸法に応じた間隔においてドラム部1 2 2の外周面と対向し、ハブ部1 2 1の筒状部1 2 1 aとドラム部1 2 2との間には、ドラム部1 2 2の開口側の端部やフランジ部1 2 1 bとは反対側で開口する環状の空間1 2 1 c（油溜め）が画成される。

40

【0056】

50

ドラム部材 130 は、クラッチ C1 により利用されるドラム部 131 と、クラッチ C3 により利用されるハブ部 133 と、環状の支持部 135 とを含む。本実施形態において、ドラム部 131、ハブ部 133 および支持部 135 は、例えばアルミニウム合金等を鋳造することにより一体に成形される。ドラム部 131 は、クラッチ C1 および C3 の接続対象要素であるラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 3 リングギヤ 23r に常時連結（固定）される開口側端部（図 5 における左端部）を有する円筒部および当該円筒部の一端（図 5 における右端）から径方向内側に延出された環状側壁部を有する。ドラム部 131（円筒部）の内周面には、スプラインが形成されており、ドラム部 131（円筒部）の外周面は、凹凸を有さない円柱面状に形成されている。これにより、ドラム部 131 の厚みを大きくすることなく、その強度を確保することが可能となる。

10

【0057】

ドラム部材 130 のハブ部 133 は、ドラム部 131 の環状側壁部から当該ドラム部 131（円筒部）の開口側端部とは反対側（図 5 における右側）に延出される。本実施形態において、ハブ部 133 は、ドラム部 131 よりも小さい外径を有する筒状に形成されている。また、ハブ部 133 の外周面には、スプラインが形成されており、ハブ部 133 の内周面は、凹凸を有さない凹円柱面状に形成されている。これにより、ハブ部 133 の厚みを大きくすることなく、その強度を確保することが可能となる。支持部 135 は、本実施形態において、ハブ部 133 の内周面から径方向内側に延出されており、その内周部は、ブッシュあるいはラジアル軸受等を介してドラム部材 120 の連結部 125（の外周面）により同軸かつ回転自在に支持される。更に、ドラム部材 130 の支持部 135 とドラム部材 120 の連結部 125 のフランジ部との間には、スラスト軸受が配置される。

20

【0058】

ドラム部材 360 は、一端（図 5 における左端）が開口した有底円筒状に形成されたドラム部 361 と、クラッチ C3 およびブレーキ B2 の接続対象要素（固定対象要素）である第 2 遊星歯車 22 の第 2 リングギヤ 22r と一体に回転するリングギヤフランジ（連結部材）220 に常時連結（固定）される連結部 365 とを含む。ドラム部材 360 のドラム部 361 は、円筒部および当該円筒部の一端（図 5 における右端）から径方向内側に延出された環状側壁部を有する。ドラム部 361（円筒部）の内周面および外周面には、スプラインが形成されており、ドラム部 361（環状側壁部）の内周部には、連結部 365 の外周部が溶接等により強固に固定される。

30

【0059】

ドラム部材 360 の連結部 365 は、図 6 に示すように、自動変速機 20（入力軸 20i や出力軸 20o）の軸方向に延びる筒状部 366 を有する。連結部 365 の筒状部 366 は、ブッシュ、ドラム部材 120 の連結部 125、第 2 サンギヤ 22s のシャフト部を介して入力軸 20i により回転自在に支持（調心）される。また、トランスミッションケース 11 には、ドラム部材 360 のドラム部 361（ラビニヨ式遊星歯車機構 25）と第 2 遊星歯車 22 との間に位置して当該トランスミッションケース 11（静止部材）の一部を構成する環状のセンターサポート（中間の支持部）11c が固定されている。センターサポート 11c は、図示するように、トランスミッションケース 11 の内周面から径方向内側に向けて延在しており、中心孔を有する筒状の内周部 115 を含む。内周部 115 の内周面には、筒状部 366 に設けられるシール部材の摺動によるブッシュ（アルミ製）の摩耗を抑制するための鉄製スリーブが固定される。

40

【0060】

また、連結部 365 の筒状部 366 の先端部 367 は、センターサポート 11c の内周部 115 の内周面により囲まれる部分よりも小さい外径を有するように形成されており、当該先端部 367 の外周面には、スプラインが形成されている。更に、リングギヤフランジ 220 は、連結部 365 の先端部 367 のスプラインに嵌合（スプライン嵌合）される内周部 221 と、第 2 リングギヤ 22r の内周面に形成されたスプラインに嵌合（スプライン嵌合）される外周部 222 とを有する。これにより、ドラム部材 360（ドラム部 361）は、リングギヤフランジ 220 の内周側および外周側に設けられた 2 箇所の嵌め合

50

い嵌合部（スプライン嵌合部）を介して第２リングギヤ２２ｒに常時連結される。

【００６１】

本実施形態において、リングギヤフランジ２２０の内周部２２１とドラム部材３６０の先端部３６７との嵌合部およびリングギヤフランジ２２０の外周部２２２と第２リングギヤ２２ｒとの嵌合部の少なくとも何れか一方は、互いに隣り合うスプライン歯同士の周方向におけるバックラッシよりも大きい径方向のガタ（内周部２２１や外周部２２２のスプラインの歯底面と、先端部３６７や第２リングギヤ２２ｒのスプラインの歯先面との間隙）を有する調心機能をもたない嵌合部として構成される。また、上述のようにドラム部材３６０の筒状部３６６の先端部３６７は、センターサポート１１ｃの内周面によって支持される部分よりも小さい外径を有することから、センターサポート１１ｃによる連結部３６５（筒状部３６６）の支持位置よりも内側（中間軸２０ｍにより近接した位置）でリングギヤフランジ２２０の内周部２２１に嵌合される。

10

【００６２】

上述のドラム部材１２０，１３０を構成部材とするクラッチＣ１は、当該ドラム部材１２０，１３０に加えて、複数の摩擦プレート（摩擦係合プレート）１０１と、摩擦プレート１０１と交互に配設される複数のセパレータプレート（摩擦係合プレート）１０２およびバックギングプレートと、摩擦プレート１０１およびセパレータプレート１０２を押圧して摩擦係合させるピストン１４０と、ピストン１４０を摩擦プレート１０１およびセパレータプレート１０２から離間するように付勢する複数のリターンスプリング（コイルバネ）ＳＰ１と、環状のキャンセルプレート（キャンセル油室画成部材）１７０とを含む。

20

【００６３】

クラッチＣ１の複数の摩擦プレート１０１（それぞれの内周部）は、ドラム部材１３０のドラム部１３１によって囲まれるように配置されるドラム部材１２０のハブ部１２１すなわち筒状部１２１ａの外周面に形成されたスプラインに嵌合される。これにより、複数の摩擦プレート１０１は、ハブ部１２１と一体に回転すると共に軸方向に移動可能となるようにクラッチハブとして機能するドラム部材１２０により支持される。また、クラッチＣ１の複数のセパレータプレート１０２（それぞれの外周部）は、ドラム部材１３０のドラム部１３１の内周面に形成されたスプラインに嵌合される。これにより、複数のセパレータプレート１０２は、ドラム部１３１と一体に回転すると共に軸方向に移動可能となるようにクラッチドラムとして機能するドラム部材１３０により支持される。

30

【００６４】

ピストン１４０は、ドラム部材１３０のドラム部１３１とドラム部材１２０のドラム部１２２との間に配置され、ドラム部材１３０と一体に回転すると共に軸方向に移動自在となるように当該ドラム部材１３０の支持部１３５により支持される。また、キャンセルプレート１７０は、ピストン１４０とドラム部材１２０のドラム部１２２との間、すなわちピストン１４０に対してドラム部材１３０の支持部１３５とは反対側に配置され、スナップリングを用いて当該支持部１３５に固定される。そして、ピストン１４０は、ドラム部材１３０の支持部１３５と共にクラッチＣ１の係合油室（第１係合油室）１５０を画成する。更に、キャンセルプレート１７０は、ピストン１４０および支持部１３５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遠心油圧キャンセル室（第１遠心油圧キャンセル室）１９０を画成する。

40

【００６５】

これにより、クラッチＣ１の全油室、すなわち係合油室１５０および遠心油圧キャンセル室１９０は、ラビニヨ式遊星歯車機構２５の第３リングギヤ２３ｒ（第１出力要素）と一体に回転するドラム部材１３０（支持部１３５）、ピストン１４０およびキャンセルプレート１７０により画成される。また、本実施形態において、クラッチＣ１の係合油室１５０および遠心油圧キャンセル室１９０は、図４および図５に示すように、ドラム部材１２０のハブ部１２１やドラム部１２２よりもラビニヨ式遊星歯車機構２５から離間すると共に第２遊星歯車２２に近接するように画成される。

【００６６】

50

クラッチC 1の係合油室1 5 0には、入力軸2 0 iやドラム部材1 2 0の連結部1 2 5、ドラム部材1 3 0の支持部1 3 5等に形成された油路を介して油圧制御装置6 0により調圧されたクラッチC 1への係合油圧（作動油）が供給される。また、遠心油圧キャンセル室1 9 0には、入力軸2 0 iやドラム部材1 2 0の連結部1 2 5、ドラム部材1 3 0の支持部1 3 5等に形成された油路を介して油圧制御装置6 0からの作動油（例えば、潤滑・冷却用のドレン油）が供給される。複数のリタースプリングS P 1は、ピストン1 4 0とキャンセルプレート1 7 0との間に位置するように遠心油圧キャンセル室1 9 0の内部に周方向に間隔をおいて配設される。なお、クラッチC 1のリタースプリングS P 1としては、複数のコイルバネの代わりに単一の板バネが用いられてもよい。

【0 0 6 7】

上述のドラム部材1 2 0を構成部材とするクラッチC 2は、当該ドラム部材1 2 0に加えて、クラッチハブ2 0 0と、複数の摩擦プレート（第1摩擦係合プレート）2 0 1と、複数のセパレータプレート2 0 2（第2摩擦係合プレート）およびバックングプレートと、摩擦プレート2 0 1およびセパレータプレート2 0 2を押圧して摩擦係合させるピストン2 4 0と、環状の油室画成部材2 7 0と、ピストン2 4 0を摩擦プレート2 0 1およびセパレータプレート2 0 2から離間するように付勢する複数のリタースプリング（コイルバネ）S P 2とを含む。

【0 0 6 8】

クラッチハブ2 0 0は、外周面に形成されたスプラインを有する筒状部と、当該筒状部から径方向内側に延出されると共にラビニヨ式遊星歯車機構2 5の第3サンギヤ2 3 sから軸方向に延出されたシャフト部2 3 0に常時連結（固定）される環状の連結部とを有する。クラッチC 2の複数の摩擦プレート2 0 1（それぞれの外周部）は、クラッチハブ2 0 0を囲むように配置されるドラム部材1 2 0のドラム部1 2 2の内周面に形成されたスプラインに嵌合される。これにより、複数の摩擦プレート2 0 1は、ドラム部1 2 2と一体に回転すると共に軸方向に移動自在となるようにクラッチドラムとして機能するドラム部材1 2 0により支持される。また、クラッチC 2の複数のセパレータプレート2 0 2（それぞれの内周部）は、クラッチハブ2 0 0（筒状部）の外周面に形成されたスプラインに嵌合される。これにより、複数のセパレータプレート2 0 2は、クラッチハブ2 0 0と一体に回転すると共に軸方向に移動自在となるように当該クラッチハブ2 0 0により支持される。

【0 0 6 9】

ピストン2 4 0は、ドラム部材1 2 0のドラム部1 2 2によって囲まれると共に内周側の一部がクラッチハブ2 0 0の筒状部の内側に入り込むように配置され、第3サンギヤ2 3 sのシャフト部2 3 0と一体に回転すると共に軸方向に移動自在となるように当該シャフト部2 3 0により支持される。また、油室画成部材2 7 0は、ピストン2 4 0とドラム部材1 2 0との間、すなわちピストン2 4 0（その内周部）に対してクラッチハブ2 0 0の連結部や第3サンギヤ2 3 sとは反対側に位置するようにスナップリングを用いてシャフト部2 3 0に固定される。そして、ピストン2 4 0は、油室画成部材2 7 0およびシャフト部2 3 0と共にクラッチC 2の係合油室（第2係合油室）2 5 0を画成する。更に、ピストン2 4 0は、クラッチハブ2 0 0およびシャフト部2 3 0と共に係合油室2 5 0内で発生する遠心油圧をキャンセルするための遠心油圧キャンセル室（第2遠心油圧キャンセル室）2 9 0を画成する。

【0 0 7 0】

これにより、クラッチC 2の全油室、すなわち係合油室2 5 0および遠心油圧キャンセル室2 9 0は、ラビニヨ式遊星歯車機構2 5の第3サンギヤ2 3 s（第2出力要素）と一体に回転するシャフト部2 3 0、ピストン2 4 0および油室画成部材2 7 0により画成される。また、本実施形態において、クラッチC 2の係合油室2 5 0および遠心油圧キャンセル室2 9 0は、図4および図5に示すように、クラッチC 1のキャンセルプレート1 7 0、すなわちクラッチC 1の係合油室1 5 0および遠心油圧キャンセル室1 9 0よりもラビニヨ式遊星歯車機構2 5に近接すると共に第2遊星歯車2 2から離間し、かつ入力軸2

10

20

30

40

50

0 i に近接するように画成される。

【0071】

クラッチC 2の係合油室250には、入力軸20 iや第3サンギヤ23 sのシャフト部230等に形成された油路を介して油圧制御装置60により調圧されたクラッチC 2への係合油圧（作動油）が供給される。また、遠心油圧キャンセル室290には、入力軸20 iや第3サンギヤ23 sのシャフト部230等に形成された油路を介して油圧制御装置60からの作動油（例えば、潤滑・冷却用のドレン油）が供給される。複数のリターンスプリングSP 2は、ピストン240とクラッチハブ200（連結部）との間に位置するように遠心油圧キャンセル室290の内部に周方向に間隔をおいて配設される。なお、クラッチC 2のリターンスプリングSP 2としては、複数のコイルバネの代わりに単一の板バネが用いられてもよい。更に、本実施形態において、ハブ部材としての第3サンギヤ23 sのシャフト部230およびクラッチハブ200は、ブッシュあるいはラジアル軸受を介して入力軸20 iにより同軸かつ回転自在に支持されると共に、スラスト軸受を介してラビニヨ式遊星歯車機構25の第3キャリア23 cとドラム部材120の連結部125とにより軸方向に支持される。

10

【0072】

上述のドラム部材130および360を構成部材とするクラッチC 3は、当該ドラム部材130、360に加えて、複数の摩擦プレート301と、摩擦プレート301と交互に配設される複数のセパレータプレート302およびバックングプレートと、摩擦プレート301およびセパレータプレート302を押圧して摩擦係合させるピストン340と、ピストン340を摩擦プレート301およびセパレータプレート302から離間するように付勢する複数のリターンスプリング（コイルバネ）SP 3と、環状のキャンセルプレート（キャンセル油室画成部材）370とを含む。

20

【0073】

クラッチC 3の複数の摩擦プレート301（それぞれの内周部）は、第2遊星歯車22側すなわち車両後部側に向けて延びるドラム部材130のハブ部133の外周面に形成されたスプラインに嵌合される。これにより、複数の摩擦プレート301は、ハブ部133と一体に回転すると共に軸方向に移動自在となるようにクラッチハブとして機能するドラム部材130により支持される。また、クラッチC 3の複数のセパレータプレート302（それぞれの外周部）は、ドラム部材130のハブ部133を囲むように配置されるドラム部材360のドラム部361の内周面に形成されたスプラインに嵌合される。これにより、複数のセパレータプレート302は、ドラム部361と一体に回転すると共に軸方向に移動自在となるようにクラッチドラムとして機能するドラム部材360により支持される。

30

【0074】

ピストン340は、ドラム部材130とドラム部材360のドラム部361との間に配置され、ドラム部材360と一体に回転すると共に軸方向に移動自在となるように当該ドラム部材360の連結部365により支持される。また、キャンセルプレート370は、ピストン340とドラム部材130との間、すなわちピストン340に対してドラム部材360の連結部365とは反対側に配置され、スナップリングを用いて当該連結部365に固定される。そして、ピストン340は、ドラム部材360と共にクラッチC 3の係合油室（第3係合油室）350を画成する。更に、キャンセルプレート370は、ピストン340と共に係合油室350内で発生する遠心油圧をキャンセルするための遠心油圧キャンセル室（第3遠心油圧キャンセル室）390を画成する。

40

【0075】

これにより、クラッチC 3の全油室、すなわち係合油室350および遠心油圧キャンセル室390は、第2遊星歯車22の第2リングギヤ22 rと一体に回転するドラム部材360、ピストン340およびキャンセルプレート370により画成される。また、本実施形態において、クラッチC 3の係合油室350および遠心油圧キャンセル室390は、図5に示すように、ドラム部材130の支持部135、すなわちクラッチC 1の係合油室1

50

50 および遠心油圧キャンセル室190よりもラビニヨ式遊星歯車機構25から離間すると共に第2遊星歯車22に近接するように画成される。

【0076】

クラッチC3の係合油室350には、センターサポート11cや、ドラム部材360の連結部365等に形成された油路を介して油圧制御装置60により調圧されたクラッチC3への係合油圧（作動油）が供給される。また、遠心油圧キャンセル室390には、中間軸20mやドラム部材120の連結部125、ドラム部材360の連結部365等に形成された油路を介して油圧制御装置60からの作動油（例えば、潤滑・冷却用のドレン油）が供給される。複数のリターンスプリングSP3は、ピストン340とキャンセルプレート370との間に位置するように遠心油圧キャンセル室390の内部に周方向に間隔をおいて配設される。なお、クラッチC3のリターンスプリングSP3としては、複数のコイルバネの代わりに単一の板バネが用いられてもよい。

10

【0077】

上述のドラム部材360を構成部材とするブレーキB2は、図6に示すように、複数の摩擦プレート（摩擦係合プレート）601と、摩擦プレート601と交互に配設される複数のセパレータプレート（摩擦係合プレート）602およびバックアッププレートと、摩擦プレート601およびセパレータプレート602を押圧して摩擦係合させる第1ピストン641と、第1ピストン641を押圧可能な第2ピストン642と、第1ピストン641を摩擦プレート601およびセパレータプレート602から離間するように付勢する複数のリターンスプリング（コイルバネ）SP6とを含む。

20

【0078】

ブレーキB2の複数の摩擦プレート601（それぞれの内周部）は、ドラム部材360のドラム部361の外周面に形成されたスプラインに嵌合され、ドラム部361と一体に回転すると共に軸方向に移動自在となるようにブレーキハブとして機能するドラム部材360により支持される。また、ブレーキB2の複数のセパレータプレート602（それぞれの外周部）は、トランスミッションケース11の内周面に形成されたスプラインに嵌合され、トランスミッションケース11に対して回転不能かつ軸方向に移動可能となるように当該トランスミッションケース11により支持される。図4から図6に示すように、ブレーキB2の摩擦プレート601およびセパレータプレート602は、センターサポート11cに対して第2遊星歯車22とは反対側、すなわちセンターサポート11cよりもラビニヨ式遊星歯車機構25側に配置される。

30

【0079】

図5から図7に示すように、センターサポート11cには、第2遊星歯車22とは反対側すなわちラビニヨ式遊星歯車機構25側（図中左側）に向けて開口する環状の第1凹部111と、同様に第2遊星歯車22とは反対側に向けて開口する環状の第2凹部112とが形成されている。第1凹部111は、第2凹部112の径方向内側に形成され、第2凹部112により包囲される。第1および第2凹部111、112は、互いに連通しないように環状の仕切壁113（図6参照）により仕切られており、本実施形態では、互いに概ね同一の軸長を有するように形成される。

【0080】

第1ピストン641は、環状の第1受圧部641aと、第1および第2摩擦係合プレートを押圧するプレート押圧部641bとを有する。第1受圧部641aは、第1凹部111内に移動自在に嵌合され、第1受圧部641aの内周面と第1凹部111の内側内面との間および第1受圧部641aの外周面と第1凹部111の外側内面との間には、リング等のシール部材が1個ずつ配置される。これにより、第1受圧部641aは、軸方向に移動自在となるようにセンターサポート11cにより支持され、当該センターサポート11cと共にブレーキB1の第1係合油室651を画成する。また、プレート押圧部641bは、第1受圧部641aから径方向外側に延出され、トランスミッションケース11のスプラインに嵌合されて最も第2遊星歯車22側に位置するセパレータプレート602と当接可能となるようにラビニヨ式遊星歯車機構25（第2遊星歯車22とは反対側）に向

40

50

けて突出する。

【0081】

第2ピストン642は、第2受圧部642aと、ピストン押圧部642bとを有する。第2受圧部642aは、第2凹部112内に移動自在に嵌合され、第2受圧部642aの内周面と第2凹部112の内側内面との間および第2受圧部642aの外周面と第2凹部112の外側内面との間には、Oリング等のシール部材が1個ずつ配置される。これにより、第2受圧部642aは、軸方向に移動自在となるようにセンターサポート11cにより支持され、当該センターサポート11cと共にブレーキB1の第2係合油室652を画成する。また、ピストン押圧部642bは、第1ピストン641のプレート押圧部641bの背面と当接可能となるように、第2受圧部642aからラビニヨ式遊星歯車機構25（第2遊星歯車22とは反対側）に向けて延出される。

10

【0082】

ブレーキB2の第1および第2係合油室651および652には、センターサポート11cに形成された油路を介して油圧制御装置60により調圧された係合油圧（作動油）がそれぞれ独立に供給される。また、複数のリターンスプリングSP6は、第1ピストン641に対して第1係合油室651とは反対側に位置するようにスナップリングを用いてセンターサポート11cに固定される環状のスプリング支持部材670と、第1ピストン641との間に周方向に間隔をおいて配設され、第1係合油室651と対向する。なお、ブレーキB2のリターンスプリングSP6としては、複数のコイルバネの代わりに単一の板バネが用いられてもよい。

20

【0083】

図4および図7に示すように、クラッチC4は、4つのクラッチC1～C4および2つのブレーキB1、B2の中で最も出力軸20oに近接するように、第2遊星歯車22に対してラビニヨ式遊星歯車機構25とは反対側、すなわち第1遊星歯車21よりも車両後部側（図1における右側）に配置される。図7に示すように、クラッチC4は、クラッチハブ400と、クラッチドラム410と、複数の摩擦プレート401と、摩擦プレート401と交互に配設される複数のセパレータプレート402およびバックギングプレートと、摩擦プレート401およびセパレータプレート402を押圧して摩擦係合させるピストン440と、ピストン440を摩擦プレート401およびセパレータプレート402から離間するように付勢する複数のリターンスプリング（コイルバネ）SP4と、環状のキャンセルプレート（キャンセル油室画成部材）470とを含む。

30

【0084】

クラッチハブ400は、ブッシュあるい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中間軸20mに形成されたフランジ部と出力軸20oとにより軸方向に支持される。また、クラッチハブ400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に常時連結（固定）される。クラッチドラム410は、出力軸20oに形成された拡径部に溶接等により固定される環状側壁部411と、一端（図7における左端）が開口した有底円筒状に形成されると共に環状側壁部411の外周部に溶接等により接合されて出力軸20o等の軸方向に沿って延びる円筒部412とを有する。円筒部412の開口側の端部（図7における左端部）は、スプライン等を介して第2遊星歯車22の第2キャリア22cに常時連結（固定）される。

40

【0085】

クラッチC4の複数の摩擦プレート401（それぞれの内周部）は、クラッチハブ400の外周面に形成されたスプラインに嵌合される。これにより、複数の摩擦プレート401は、クラッチハブ400と一体に回転すると共に軸方向に移動自在となるように当該クラッチハブ400により支持される。また、クラッチC4の複数のセパレータプレート402（それぞれの外周部）は、クラッチドラム410の円筒部412の内周面に形成されたスプラインに嵌合される。これにより、複数のセパレータプレート402は、クラッチドラム410と一体に回転すると共に軸方向に移動自在となるように当該クラッチドラム

50

４１０により支持される。

【００８６】

ピストン４４０は、クラッチドラム４１０の円筒部４１２内で環状側壁部４１１よりも第１遊星歯車２１側（車両前部側）に配置され、出力軸２０と一体に回転すると共に軸方向に移動自在となるように当該出力軸２０により支持される。また、キャンセルプレート４７０は、ピストン４４０よりも第１遊星歯車２１側（車両前部側）に位置するようにスナップリングを用いて出力軸２０に固定される。そして、ピストン４４０は、油室画成部としてのクラッチドラム４１０や出力軸２０と共にクラッチＣ４の係合油室（第１係合油室）４５０を画成する。更に、キャンセルプレート１７０は、ピストン４４０および出力軸２０と共に係合油室４５０内で発生する遠心油圧をキャンセルするための遠心油圧キャンセル室（第４遠心油圧キャンセル室）４９０を画成する。これにより、クラッチＣ４の全油室、すなわち係合油室４５０および遠心油圧キャンセル室４９０は、第２遊星歯車２２の第２キャリア２２ｃおよび出力軸２０と一体に回転するクラッチドラム４１０、ピストン４４０およびキャンセルプレート４７０により画成される。

【００８７】

クラッチＣ４の係合油室４５０には、トランスミッションケース１１や出力軸２０等に形成された油路を介して油圧制御装置６０により調圧されたクラッチＣ４への係合油圧（作動油）が供給される。また、遠心油圧キャンセル室４９０には、トランスミッションケース１１や出力軸２０等に形成された油路を介して油圧制御装置６０からの作動油（例えば、潤滑・冷却用のドレン油）が供給される。複数のリターンスプリングＳＰ４は、ピストン４４０とキャンセルプレート４７０との間に位置するように遠心油圧キャンセル室４９０の内部に周方向に間隔をおいて配設される。なお、クラッチＣ４のリターンスプリングＳＰ４としては、複数のコイルバネの代わりに単一の板バネが用いられてもよい。また、出力軸２０は、ブッシュやラジアル軸受、スラスト軸受を介してトランスミッションケース１１により回転自在に支持される。

【００８８】

さて、上述のように構成される自動変速機２０において、ラビニヨ式遊星歯車機構２５の第３リングギヤ２３ｒ（第１出力要素）および第３サンギヤ２３ｓ（第２出力要素）のうちのより高速で回転する第３サンギヤ２３ｓ（図２参照）に対応したクラッチＣ２は、ラビニヨ式遊星歯車機構２５と、第１遊星歯車２１よりもラビニヨ式遊星歯車機構２５に近接して配置される第２遊星歯車２２との間に配置される。従って、自動変速機２０では、大径の第１および第２遊星歯車２１、２２を迂回するようにクラッチＣ２の構成部材を構成する必要がなくなる。更に、クラッチＣ２の係合油室２５０および遠心油圧キャンセル室２９０は、クラッチＣ１の係合油室１５０および遠心油圧キャンセル室１９０よりも入力軸２０に近接するように画成される。

【００８９】

これにより、シャフト部２３０やピストン２４０、油室画成部材２７０といったクラッチＣ２の構成部材の強度確保に伴う寸法（外径や軸長、厚み等）すなわち重量の増加を抑制して自動変速機２０の大型化を抑制することができる。また、第３リングギヤ２３ｒよりも高速で回転する第３サンギヤ２３ｓおよびそれと一体に回転するシャフト部２３０、ピストン２４０および油室画成部材２７０の回転時のイナーシャ（入力軸２０に対する等価イナーシャ）を低減化して変速性能を向上させることが可能となる。更に、第３サンギヤ２３ｓにクラッチドラムとしてのドラム部材１２０に比べて小径化することができるクラッチハブ２００を連結することで、第３リングギヤ２３ｒよりも高速で回転する第３サンギヤ２３ｓ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低減化することが可能となる。

【００９０】

また、自動変速機２０では、クラッチＣ１の係合油室１５０および遠心油圧キャンセル室１９０と、クラッチＣ３の係合油室３５０および遠心油圧キャンセル室３９０とが、クラッチＣ２（係合油室２５０および遠心油圧キャンセル室２９０）と、第１遊星歯車２１

よりもラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 に近接して配置される第 2 遊星歯車 2 2 との間に配置される。加えて、クラッチ C 4 は、第 1 遊星歯車 2 1 よりもラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 に近接して配置される第 2 遊星歯車 2 2 に対してラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 とは反対側（車両後部側）に配置される。これにより、第 3 リングギヤ 2 3 r よりも高速で回転する第 3 サンギヤ 2 3 s に対応したクラッチ C 2 をラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 に対してより近接させることができるので、第 3 サンギヤ 2 3 s と一体に回転するシャフト部 2 3 0 やピストン 2 4 0、油室画成部材 2 7 0 といったクラッチ C 2 の構成部材の軸長の短縮化、すなわち軽量化を図ることができる。この結果、シャフト部 2 3 0 やピストン 2 4 0、油室画成部材 2 7 0 等の回転時のイナーシャを低減化して変速性能をより向上させると共に、自動変速機 2 0 の軸長の増加を抑制することが可能となる。

10

【0091】

更に、自動変速機 2 0 では、ラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 3 リングギヤ 2 3 r（第 1 出力要素）に対応したクラッチ C 1（ドラム部 1 3 1 等）が、クラッチ C 2 の概ね全体、すなわちドラム部材 1 2 0 のドラム部 1 2 2、クラッチハブ 2 0 0、摩擦プレート 2 0 1、セパレータプレート 2 0 2、油室画成部材 2 7 0 等を囲むように配置されることから、自動変速機 2 0 の軸長の増加をより良好に抑制することが可能となる。また、自動変速機 2 0 において、ブレーキ B 1 は、ラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 に対して第 1 および第 2 遊星歯車 2 1、2 2 とは反対側（車両前部側）に配置される。更に、ブレーキ B 2（ドラム部材 3 6 0 のドラム部 3 6 1、摩擦プレート 6 0 1、セパレータプレート 6 0 2 等）は、クラッチ C 2 と、第 1 遊星歯車 2 1 よりもラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 に近接して配置される第 2 遊星歯車 2 2 との間に、クラッチ C 3 の一部、すなわちハブ部 1 3 3、摩擦プレート 3 0 1、セパレータプレート 3 0 2、油室画成部材 2 7 0 等を囲むように配置される。これにより、ラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 と、第 1 遊星歯車 2 1 よりもラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 に近接して配置される第 2 遊星歯車 2 2 との間に、クラッチ C 1、C 2 および C 3 の配置スペースを十分に確保しつつ、自動変速機 2 0 の軸長の増加を抑制することが可能となる。

20

【0092】

引き続き、自動変速機 2 0 の動作について説明する。

【0093】

自動変速機 2 0 では、前進第 2 速段から第 6 速段並びに第 8 速段から第 10 速段が形成される際、ブレーキ B 1 が係合されることによりラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 4 サンギヤ 2 4 s（固定可能要素）が回転不能に固定される（図 3 参照）。これにより、ラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 によって第 3 サンギヤ 2 3 s（第 2 出力要素）の回転速度が第 3 リングギヤ 2 3 r（第 1 出力要素）よりも高くなるように入力軸 2 0 i から第 3 キャリヤ 2 3 c（入力要素）に伝達された動力が増速され、第 3 サンギヤ 2 3 s および第 3 リングギヤ 2 3 r に伝達される（図 2 参照）。従って、自動変速機 2 0 の作動中、ラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 3 リングギヤ 2 3 r および第 3 サンギヤ 2 3 s は、後進段の形成時を除いて、第 3 キャリヤ 2 3 c すなわち入力軸 2 0 i 以上の回転速度で回転する。

30

【0094】

これを踏まえて、自動変速機 2 0 では、上述のように、第 3 リングギヤ 2 3 r に対応したクラッチ C 1 の係合油室 1 5 0 および遠心油圧キャンセル室 1 9 0 が当該第 3 リングギヤ 2 3 r と一体に回転するドラム部材 1 3 0（支持部 1 3 5）、ピストン 1 4 0 およびキャンセルプレート 1 7 0 により画成される。また、第 3 サンギヤ 2 3 s に対応したクラッチ C 2 の係合油室 2 5 0 および遠心油圧キャンセル室 2 9 0 は、当該第 3 サンギヤ 2 3 s と一体に回転するシャフト部 2 3 0、ピストン 2 4 0 および油室画成部材 2 7 0 により画成される。これにより、自動変速機 2 0 の作動中、クラッチ C 1 および C 2 の遠心油圧キャンセル室 1 9 0、2 9 0 の回転速度を高く保って、一旦供給された作動油が遠心油圧キャンセル室 1 9 0、2 9 0 から流出してしまうのを良好に抑制することができる。この結果、自動変速機 2 0 では、ラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の出力要素である第 3 リングギヤ 2 3 r および第 3 サンギヤ 2 3 s に対応したクラッチ C 1 および C 2 をスムーズに係合さ

40

50

せて変速性能を良好に確保することが可能となる。

【0095】

また、上記自動変速機20において、クラッチC1は、第3リングギヤ23rと一体に回転するクラッチドラムとして機能するドラム部材130と、ドラム部材130の支持部135と共に係合油室150を画成するピストン140と、ドラム部材130の支持部135に固定されてピストン140と共に遠心油圧キャンセル室190を画成するキャンセルプレート170とを有する。更に、クラッチC2は、第3サンギヤ23sに常時連結されるクラッチハブ200と、クラッチハブ200と共に遠心油圧キャンセル室290を画成するピストン240と、クラッチハブ200に対して固定されてピストン240と共に係合油室250を画成する油室画成部材270とを有する。これにより、クラッチC1の係合油室150および遠心油圧キャンセル室190を第3リングギヤ23r（第1出力要素）と一体に回転する部材により画成すると共に、クラッチC2の係合油室250および遠心油圧キャンセル室290を第3サンギヤ23s（第2出力要素）と一体に回転する部材により画成することが可能となる。

10

【0096】

そして、上記自動変速機20において、クラッチC1およびC2に共通する接続対象要素である第1および第2遊星歯車21、22の第1および第2サンギヤ21s、22sの最高回転速度は、図2に示すように、出力軸20oが正転（車両前進方向に回転）する際に自動変速機20に含まれる複数の回転要素、すなわち第1～第4サンギヤ21s～24s、第1～第3リングギヤ21r～23rおよび第1～第3キャリア21c～23cの中で最も高くなる。このような自動変速機20において、クラッチC1の係合油室150および遠心油圧キャンセル室190を第1および第2サンギヤ21s、22sよりも最高回転数が低い第3リングギヤ23rと一体に回転する部材により画成すると共に、クラッチC2の係合油室250および遠心油圧キャンセル室290を第1および第2サンギヤ21s、22sよりも最高回転数が低い第3サンギヤ23sと一体に回転する部材により画成することで、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C1およびC2の構成部材数を減らすことができる。これにより、高速で回転する第1および第2サンギヤ21s、22sと一体に回転するクラッチC1およびC2の構成部材、すなわちドラム部材120や摩擦プレート101、201等の回転時のイナーシャを低減化して自動変速機20の変速性能をより向上させることが可能となる。更に、変速段によって回転数が大きく変動する第1および第2サンギヤ21s、22s側に係合油室や遠心油圧キャンセル室を設けずに、回転が比較的安定している第3リングギヤ23rや第3サンギヤ23s側に係合油室や遠心油圧キャンセル室を設けることにより、変速段ごとの遠心油圧の変動を小さくして変速性能を向上させることができる。

20

30

【0097】

また、クラッチC1およびC2の接続対象要素である第1および第2サンギヤ21s、22sが非常に高い回転速度で回転したとしても、クラッチC1およびC2により共用されるドラム部材120を上述のように構成することで、当該ドラム部材120の変形、特にクラッチC2のクラッチドラムとなるドラム部122の開口側の端部の拡がりを良好に抑制することが可能となる。すなわち、クラッチC2のクラッチドラムとなる一端が開口したドラム部122の開口側の端部の外周にクラッチC1のクラッチハブとなる筒状のハブ部121を固定することで、ドラム部材120、特に、クラッチC2のクラッチドラムとなるドラム部122の開口側の端部の強度を大幅に向上させることができる。従って、ドラム部材120、すなわち第1および第2サンギヤ21s、22sの回転速度が高まっても、その変形、特にドラム部122の開口側の端部の拡がりを良好に抑制することが可能となる。

40

【0098】

更に、上記実施形態のように、クラッチC1の摩擦プレート101の内周部が嵌合される筒状部121aと、当該筒状部121aの一端から径方向内側に延出されると共にドラム部122の開口側の端部の外周に固定される環状のフランジ部121bとを含むハブ部

50

1 2 1を用いれば、ドラム部 1 2 2 の開口側の端部の外周に固定されるフランジ部 1 2 1 b が環状のリブとして機能することから、ドラム部 1 2 2 の開口側の端部ひいてはドラム部材 1 2 0 全体の強度をより良好に向上させることが可能となる。そして、ドラム部材 1 2 0、すなわちクラッチドラムとしてのドラム部 1 2 2 の強度が向上することにより、当該ドラム部材 1 2 0 (ドラム部 1 2 2) の重量の増加を抑制して回転時のイナーシャを低減化することができるので、自動変速機 2 0 の変速性能を向上させることが可能となる。

【0099】

また、自動変速機 2 0 では、クラッチ C 1 のクラッチハブとなるハブ部 1 2 1 の筒状部 1 2 1 a の内周面とクラッチ C 2 のクラッチドラムとなるドラム部 1 2 2 の外周面とが間隔をおいて対向することから、筒状部 1 2 1 a とドラム部 1 2 2 との間に、ドラム部 1 2 2 の開口側の端部とは反対側で開口する環状の空間 1 2 1 c (油溜め) が画成される。これにより、内側、すなわちドラム部 1 2 2 に嵌合されたクラッチ C 2 の摩擦プレート 2 0 1 や、クラッチ C 2 のクラッチハブ 2 0 0 に嵌合されたセパレータプレート 2 0 2 を通過した作動油に加えて、ドラム部材 1 2 0 (ドラム部 1 2 2) の周辺に飛散する作動油をハブ部 1 2 1 とドラム部 1 2 2 との間の空間 1 2 1 c 内に受容し、ハブ部 1 2 1 に嵌合されたクラッチ C 1 の摩擦プレート 1 0 1 やドラム部材 1 3 0 に嵌合されたクラッチ C 1 のセパレータプレート 1 0 2 に供給することが可能となる。

【0100】

この結果、自動変速機 2 0 では、クラッチ C 1 および C 2 により一方のクラッチハブおよび他方のクラッチドラムとして共用されるドラム部材 1 2 0 の変形、すなわちクラッチ C 1 の構成部材により少なくとも一部が囲まれるように配置されるクラッチ C 2 のクラッチドラムとなるドラム部 1 2 2 の変形を良好に抑制することが可能となる。また、ハブ部 1 2 1 に嵌合されてドラム部 1 2 2 の周りに配置される摩擦プレート 1 0 1 やドラム部材 1 3 0 に嵌合されたセパレータプレート 1 0 2 を良好に潤滑・冷却することができる。そして、ラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 3 リングギヤ 2 3 r (第 1 出力要素) および第 3 サンギヤ 2 3 s (第 2 出力要素) に対応したクラッチ C 1 および C 2 に上述のようなドラム部材 1 2 0 (クラッチハブおよびクラッチドラム) を適用することで、自動変速機 2 0 をコンパクト化することが可能となる。

【0101】

また、上述のように構成される自動変速機 2 0 では、第 2 遊星歯車 2 2 の第 2 リングギヤ 2 2 r に対応したブレーキ B 2 のトルク分担の変化幅が大きい。このため、ブレーキ B 2 のトルク分担が比較的小さく場合 (例えば、前進第 4 速段の形成時) には、ブレーキ B 2 の係合に際して油圧制御装置 6 0 から第 1 係合油室 6 5 1 のみに油圧 (作動油) が供給され、第 2 係合油室 6 5 2 には油圧 (作動油) が供給されない。これに対して、ブレーキ B 2 のトルク分担が比較的大きい場合 (例えば、前進第 1 速段から第 3 速段、後進段の形成時) には、ブレーキ B 2 の係合に際して油圧制御装置 6 0 から第 1 および第 2 係合油室 6 5 1, 6 5 2 の双方に油圧 (作動油) が供給される。

【0102】

ブレーキ B 2 を係合させるべく油圧制御装置 6 0 から第 1 係合油室 6 5 1 のみに油圧が供給される際には、第 1 係合油室 6 5 1 内の油圧による力によって第 1 ピストン 6 4 1 がリターンスプリング S P 6 の付勢力に抗して移動し、第 1 ピストン 6 4 1 のプレート押圧部 6 4 1 b により押圧されることで第 1 および第 2 摩擦係合プレートが摩擦係合する。このように第 1 係合油室 6 5 1 のみに作動油が供給される際、第 2 ピストン 6 4 2 はトランスミッションケース 1 1 の一部を構成するセンターサポート 1 1 c に形成された第 2 凹部 1 1 2 内で静止することから第 2 係合油室 6 5 2 内の圧力は変動せず、第 2 係合油室 6 5 2 内が負圧状態になることはない。従って、ブレーキ B 2 のトルク分担が比較的小さく、第 1 係合油室 6 5 1 のみに油圧が供給される際には、第 2 ピストン 6 4 2 の状態や第 2 係合油室 6 5 2 内の圧力の状態によって第 1 ピストン 6 4 1 の移動が妨げられることはなく、第 1 係合油室 6 5 1 への油圧に応じて第 1 ピストン 6 4 1 をスムーズに移動させることが可能となる。

10

20

30

40

50

【0103】

また、ブレーキB2を係合させるべく油圧制御装置60から第1および第2係合油室651, 652内の双方に油圧が供給される際には、第2係合油室652への油圧の供給に伴って第2ピストン642が第1ピストン641のプレート押圧部641bの背面と当接して当該第1ピストン641を摩擦プレート601やセパレータプレート602に向けて押圧する。これにより、第1ピストン641は、第1係合油室651内の油圧による力と、第2ピストン642を介して伝えられる第2係合油室652内の油圧による力との双方を受けて、摩擦プレート601およびセパレータプレート602を押圧することになる。従って、トルク分担が比較的大きく、第1および第2係合油室651, 652内の双方に油圧が供給される際には、第1ピストン641にブレーキB2のトルク分担に応じた充分な油圧による力を作用させることができる。

10

【0104】

この結果、自動変速機20では、ブレーキB2のトルク分担の大小に拘わらず、第1および第2摩擦係合プレートを押圧する第1ピストン641にトルク分担に応じた油圧を適正に作用させて当該第1ピストン641をスムーズに移動させることができるので、変速性能を向上させることが可能となる。なお、上述のブレーキB2では、第2係合油室652のみに油圧を供給しても、第2係合油室652内の油圧による力によって第1および第2ピストン641, 642をリターンスプリングSP6の付勢力に抗して摩擦プレート601およびセパレータプレート602を押圧するように移動させ、両者を摩擦係合させることが可能である。

20

【0105】

更に、自動変速機20において、第1ピストン641と共に第1係合油室651を画成する第1凹部111は、第2ピストン642と共に第2係合油室652を画成する第2凹部112の径方向内側に位置するようにセンターサポート11cに形成され、複数のリターンスプリングSP6は、第1係合油室651と対向するように配置される。これにより、第1係合油室651をブレーキB2のトルク分担が小さくなる際や変速初期に用いられる油室として適正なサイズに構成することができるので、油圧応答性を向上させると共に作動油の消費流量の増加を抑制することが可能となる。加えて、第1凹部111と第1ピストン641の第1受圧部641aとの間に配置されるシール部材を小径化することができるので、第1ピストン641への摺動抵抗を低減することが可能となる。

30

【0106】

また、上述のブレーキB2は、センターサポート11cに対して第2遊星歯車22とは反対側に配置される摩擦プレート601およびセパレータプレート602と、第2リングギヤ22rに常時連結されると共に摩擦プレート601およびセパレータプレート602と第2遊星歯車22との間でブッシュ、ドラム部材120の連結部125、第2サンギヤ22sのシャフト部を介して入力軸20iにより調心されるブレーキハブとしてのドラム部材360を含む。更に、自動変速機20において、第2遊星歯車22を構成するギヤ群は、インボリュート歯車として構成されており（第1遊星歯車21やラビニヨ式遊星歯車機構25も同様）、第2リングギヤ22rは、第2サンギヤ22sおよび第2キャリア22cによって中間軸20mに対して調心される。そして、ブレーキハブとしてのドラム部材360と第2リングギヤ22rとは、径方向のガタをもって回転方向に連結される。

40

【0107】

これにより、自動変速機20では、ドラム部材360と第2リングギヤ22rとの連結部、すなわち、リングギヤフランジ220の内周部221とドラム部材360の先端部367との嵌合部およびリングギヤフランジ220の外周部222と第2リングギヤ22rとの嵌合部の少なくとも何れか一方における径方向のガタを大きくしてもドラム部材360の姿勢を常時安定に保つことができる。この結果、自動変速機20では、ドラム部材360をトランスミッションケース11に対して精度よく調心しつつ、ドラム部材360と第2リングギヤ22rとの間のガタ（遊び）を大きくすることにより、第2リングギヤ22rとドラム部材360すなわちトランスミッションケース11との間における振動の遮

50

断効果をより高めることが可能となる。

【0108】

更に、ドラム部材360と第2リングギヤ22rとの連結部における径方向のガタを大きくすることで、ブレーキB2の係合によって第2遊星歯車22自体すなわち第2サンギヤ22sおよび第2キャリア22cによる第2リングギヤ22rの調心機能が損なわれないようにすると共に、ブレーキB2の係合時に第2遊星歯車22の回転要素間の軸心のズレに起因した無理な力が発生するのを抑制することができる。これにより、ブレーキB2の係合時に第2リングギヤ22rに励起される振動を良好に低減することが可能となる。また、ブレーキB2の摩擦プレート601およびセパレータプレート602をセンターサポート11cに対して第2遊星歯車22とは反対側に配置することで、ドラム部材360等

10

【0109】

この結果、自動変速機20では、第2遊星歯車22の第2リングギヤ22rをブレーキB2によりトランスミッションケース11に接続して回転不能に固定した際に当該トランスミッションケース11への振動の伝達を良好に抑制すると共に、変速性能を向上させることが可能となる。

20

【0110】

また、上記実施形態において、ブレーキハブとしてのドラム部材360は、筒状部366の先端部367に嵌合される内周部221および第2リングギヤ22rに嵌合される外周部222を有する環状のリングギヤフランジ（連結部材）220を介して連結される。そして、リングギヤフランジ220は、ドラム部材360（先端部367）と第2リングギヤ22rとの少なくとも何れか一方に径方向のガタをもって嵌合される。これにより、第2リングギヤ22rとドラム部材360すなわちトランスミッションケース11との間における振動の遮断効果をより高め、かつドラム部材360等を介した第2リングギヤ22rからトランスミッションケース11までの経路をより長くすることが可能となる。

30

【0111】

更に、自動変速機20において、ドラム部材360は、第2リングギヤ22rとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1出力要素である第3リングギヤ23rとを互いに接続すると共に両者の接続を解除するクラッチC3のクラッチドラムとしても機能するように構成される。これにより、ドラム部材360の姿勢を常時安定に保つことで、クラッチC3をよりスムーズに作動させて変速性能を向上させると共に、自動変速機20の部品点数の削減やコンパクト化を図ることが可能となる。

【0112】

なお、上述の自動変速機20において、クラッチC1～C4、ブレーキB1および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ブレーキB2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において、第1および第2遊星歯車21, 22並びにラビニヨ式遊星歯車機構25におけるギヤ比 $\lambda 1 \sim \lambda 4$ 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、ラビニヨ式遊星歯車機構25を例えばシンプソン型やCR-CR型といった複合遊星歯車列に置き換えてもよい。また、上述の自動変速機20は、前輪駆動車両に搭載さ

40

50

れる変速機に改変されてもよい。

【0113】

以上説明したように、本発明による多段変速機は、複数の回転要素を有すると共に、車両の原動機から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、前記複数の回転要素のうちの第1要素および接続対象要素を互いに接続すると共に両者の接続を解除する第1クラッチと、前記第1クラッチの構成部材により少なくとも一部が囲まれるように配置されると共に、前記複数の回転要素のうちの第2要素および前記接続対象要素を互いに接続すると共に、両者の接続を解除する第2クラッチと、一端が開口しており、前記接続対象要素に常時連結されると共に前記第2クラッチの摩擦係合プレートの外周部が嵌合されるクラッチドラムと、内周面が前記クラッチドラムの外周面と間隔をおいて対向するように前記クラッチドラムの開口側の端部の外周に固定されると共に前記第1クラッチの摩擦係合プレートの内周部が嵌合されるクラッチハブと、を備えることを特徴とする。

10

【0114】

すなわち、本発明による多段変速機は、複数の回転要素のうちの第1要素および接続対象要素を互いに接続すると共に両者の接続を解除する第1クラッチと、複数の回転要素のうちの第2要素および第1クラッチと共通の接続対象要素を互いに接続すると共に、両者の接続を解除する第2クラッチとを含む。第1クラッチは、当該第1クラッチの摩擦係合プレートの内周部が嵌合されるクラッチハブを有する。第2クラッチは、接続対象要素に常時連結されると共に当該第2クラッチの摩擦係合プレートの外周部が嵌合される一端が開口したクラッチドラムを有し、第1クラッチの構成部材により少なくとも第2クラッチの一部が囲まれるように配置される。そして、第1クラッチのクラッチハブは、内周面がクラッチドラムの外周面と間隔をおいて対向するように当該クラッチドラムの開口側の端部の外周に固定される。

20

【0115】

このように、第2クラッチを構成するクラッチドラムの開口側の端部の外周に第1クラッチのクラッチハブを固定することで、クラッチドラムの開口側の端部の強度を向上させることができるので、クラッチドラムの回転速度が高まっても、その変形、特に開口側の端部の拡がり的良好に抑制することが可能となる。また、クラッチドラムの強度が向上することにより、当該クラッチドラムの重量の増加を抑制して回転時のイナーシャを低減化することができるので、多段変速機の変速性能を向上させることが可能となる。更に、クラッチハブの内周面とクラッチドラムの外周面とを間隔をおいて対向させることで、クラッチハブとクラッチドラムとの間には、クラッチドラムの開口とは反対側で開口する環状の空間（油溜め）が画成されることになる。これにより、内側、すなわちクラッチドラムに嵌合された第2クラッチの摩擦係合プレートを通じた作動油に加えて、クラッチドラムの周辺に飛散する作動油をクラッチハブとクラッチドラムとの間の空間内に受容し、クラッチハブに嵌合された第1クラッチの摩擦係合プレートに供給することができる。この結果、本発明による多段変速機では、第1クラッチの構成部材により少なくとも一部が囲まれるように配置される第2クラッチのクラッチドラムの変形を良好に抑制すると共に、当該クラッチドラムの周りに配置される第1クラッチの摩擦係合プレートを良好に潤滑・冷却することが可能となる。

30

40

【0116】

また、前記クラッチハブは、前記第1クラッチの前記摩擦係合プレートの内周部が嵌合される筒状部と、前記筒状部の一端から径方向内側に延出されると共に前記クラッチドラムの前記開口側の端部の外周に固定される環状のフランジ部とを含むものであってもよい。このような構成を採用すれば、クラッチドラムの開口側の端部の外周に固定されるフランジ部が環状のリブとして機能することから、クラッチドラムの開口側の端部の強度をより良好に向上させることが可能となる。

【0117】

更に、前記多段変速機は、入力要素と、固定可能要素と、第1出力要素および第2出力

50

要素とを有するラビニヨ式遊星歯車機構と、それぞれ複数の回転要素を有する第1遊星歯車および第2遊星歯車と、前記ラビニヨ式遊星歯車機構の前記固定可能要素を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ブレーキとを備えてもよく、前記ラビニヨ式遊星歯車機構は、前記固定可能要素が前記ブレーキにより回転不能に固定された際に、前記第2出力要素の回転速度が前記第1出力要素よりも高くなるように前記入力要素に伝達された動力を増速して前記第1および第2出力要素に伝達するものであってもよく、前記第1要素は、前記ラビニヨ式遊星歯車機構の前記第1出力要素であってもよく、前記第2要素は、前記ラビニヨ式遊星歯車機構の前記第2出力要素であってもよい。このようなラビニヨ式遊星歯車機構の第1および第2出力要素に対応した第1および第2クラッチに上述のようなクラッチハブおよびクラッチドラムを適用することで、多段変速機をコンパクト化することが可能となる。

10

【0118】

また、前記出力部材が正転する際の前記接続対象要素の最高回転速度は、前記多段変速機に含まれる複数の回転要素の中で最も高くてもよい。このように、接続対象要素がより高速で回転する場合であっても、クラッチハブおよびクラッチドラムを上述のように構成することで、当該クラッチドラムの変形、特にクラッチドラムの開口側の端部の拡がりを良好に抑制することが可能となる。

【0119】

更に、前記多段変速機は、速度線図上でギヤ比に対応した間隔を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を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、第1、第2、第3および第4クラッチ並びに第1および第2ブレーキを備えてもよく、前記ラビニヨ式遊星歯車機構の前記入力要素と前記第1遊星歯車の前記第2回転要素とは前記入力部材に常時連結されてもよく、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てもよく、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てもよく、前記第1クラッチは、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、前記ラビニヨ式遊星歯車機構の前記第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、前記第2クラッチは、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、前記ラビニヨ式遊星歯車機構の前記第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、前記第3クラッチは、前記第2遊星歯車の前記第6回転要素と、前記ラビニヨ式遊星歯車機構の前記第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、前記第4クラッチは、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、両者の接続を解除するものであってもよく、前記第1ブレーキは、前記ラビニヨ式遊星歯車機構の前記固定可能要素を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、前記第2ブレーキは、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い。

20

30

40

【0120】

かかる態様の多段変速機は、ラビニヨ式遊星歯車機構と、第1および第2遊星歯車と、第1から第4クラッチと、第1および第2ブレーキとを備えるものである。そして、この多段変速機では、第1から第4クラッチ並びに第1および第2ブレーキのうちの何れか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

50

ティーとの双方を良好に向上させることができる。

【0121】

また、この多段変速機では、ラビニヨ式遊星歯車機構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4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4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、第4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。

10

【0122】

そして、この多段変速機では、次のように第1から第4クラッチ並びに第1および第2ブレーキ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ことができる。すなわち、前進第1速段は、第1クラッチ、第2クラッチおよび第2ブレーキを係合させることにより形成される。また、前進第2速段は、第1クラッチ、第1ブレーキおよび第2ブレーキを係合させることにより形成される。更に、前進第3速段は、第2クラッチ、第1ブレーキおよび第2ブレーキを係合させることにより形成される。また、前進第4速段は、第4クラッチ、第1ブレーキおよび第2ブレーキを係合させることにより形成される。更に、前進第5速段は、第2クラッチ、第4クラッチおよび第1ブレーキを係合させることにより形成される。また、前進第6速段は、第1クラッチ、第4クラッチおよび第1ブレーキを係合させることにより形成される。更に、前進第7速段は、第1クラッチ、第3クラッチおよび第4クラッチを係合させることにより形成される。また、前進第8速段は、第3クラッチ、第4クラッチおよび第1ブレーキを係合させることにより形成される。更に、前進第9速段は、第1クラッチ、第3クラッチおよび第1ブレーキを係合させることにより形成される。更に、前進第10速段は、第2クラッチ、第3クラッチおよび第1ブレーキを係合させることにより形成される。また、後進段は、第2クラッチ、第3クラッチおよび第2ブレーキを係合させることにより形成される。

20

【0123】

このように、上記態様の多段変速機では、6つの係合要素、すなわち第1から第4クラッチ並びに第1および第2ブレーキのうち、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。

30

【0124】

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。ただし、本発明による多段変速機が前輪駆動車両に搭載される変速機としても構成され得ることは、上述のとおりである。

40

【0125】

そして、本発明は上記実施形態に何ら限定されるものではなく、本発明の外延の範囲内において様々な変更をなし得ることはいうまでもない。更に、上記発明を実施するための形態は、あくまで課題を解決するための手段の欄に記載された発明の具体的な一形態に過ぎず、課題を解決するための手段の欄に記載された発明の要素を限定するものではない。

【産業上の利用可能性】

【0126】

50

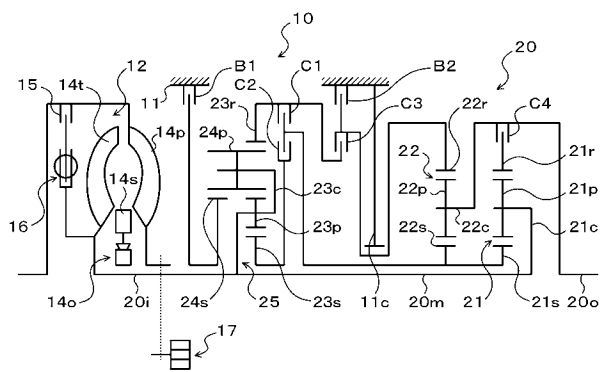
本発明は、多段変速機の製造産業等において利用可能である。

【符号の説明】

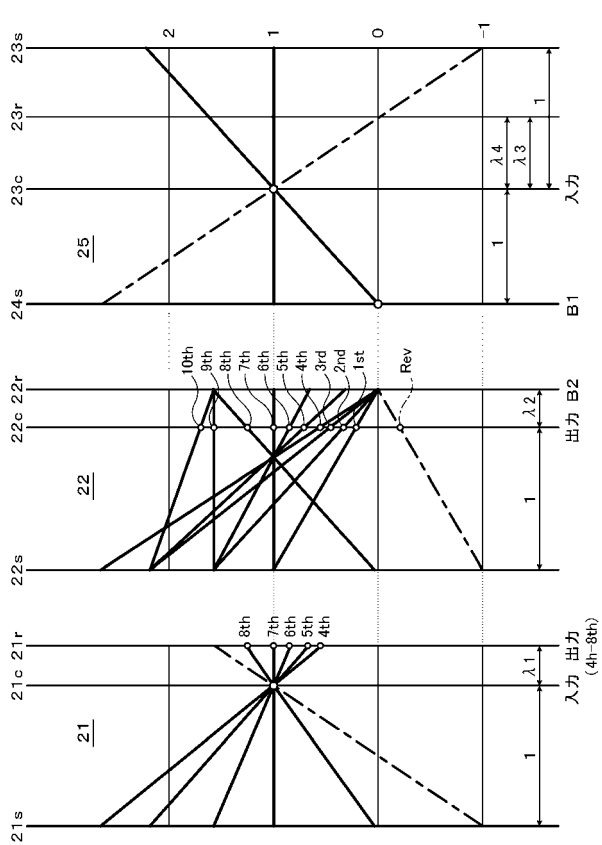
【0127】

10 動力伝達装置、11 トランスミッションケース、11c センターサポート、
 11d ドラム部、11f フロントサポート、12 発進装置、14o ワンウェイク
 ラッチ、14p ポンプインペラ、14s ステータ、14t タービンランナ、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 自動変速機、2
 0i 入力軸、20m 中間軸、20o 出力軸、21 第1遊星歯車、21c 第1キ
 ャリヤ、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キャリヤ、22p 第2ピニオンギヤ、22r 第2
 リングギヤ、22s 第2サンギヤ、23c 第3キャリヤ、23p 第3ピニオンギヤ
 、23r 第3リングギヤ、23s 第3サンギヤ、24p 第4ピニオンギヤ、24s
 第4サンギヤ、25 ラビニヨ式遊星歯車機構、60 油圧制御装置、101, 201
 , 301, 401, 501, 601 摩擦プレート、102, 202, 302, 402,
 502, 602 セパレータプレート、111 第1凹部、112 第2凹部、113
 仕切壁、115 内周部、120, 130, 360 ドラム部材、121 ハブ部、12
 1a 筒状部、121b フランジ部、121c 空間、122 ドラム部、125 連
 結部、131 ドラム部、133 ハブ部、135 支持部、140, 240, 340,
 440, 540 ピストン、150, 250, 350, 450, 550 係合油室、17
 0, 370, 470 キャンセルプレート、190, 290, 390, 490 遠心油圧
 キャンセル室、200, 400 クラッチハブ、220 リングギヤフランジ、221
 内周部、222 外周部、230 シャフト部、270 油室画成部材、361 ドラム
 部、365 連結部、366 筒状部、367 先端部、410 クラッチドラム、41
 1 環状側壁部、412 円筒部、500 ブレーキハブ、570, 670 スプリング
 支持部材、641 第1ピストン、641a 第1受圧部、641b プレート押圧部、
 642 第2ピストン、642a 第2受圧部、642b ピストン押圧部、651 第
 1係合油室、652 第2係合油室、B1, B2 ブレーキ、C1, C2, C3, C4
 クラッチ、SP1, SP2, SP3, SP4, SP5, SP6 リターンスプリング。

【図 1】



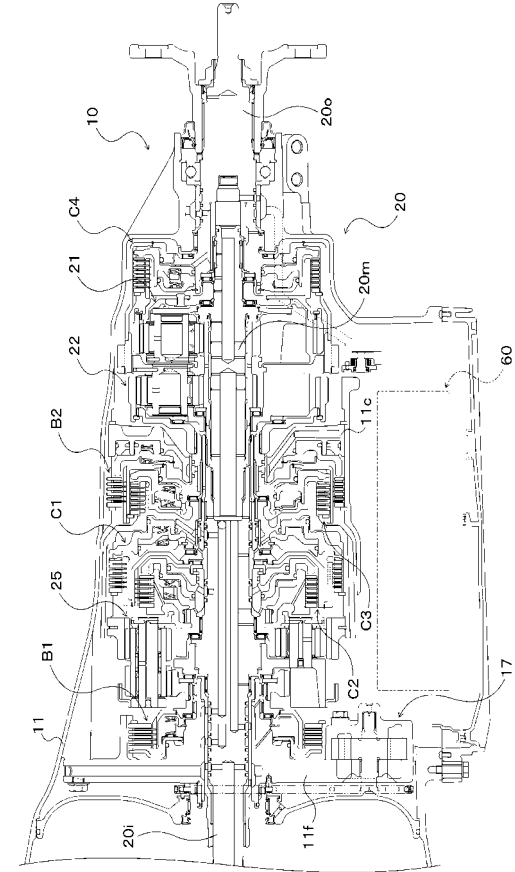
【図 2】



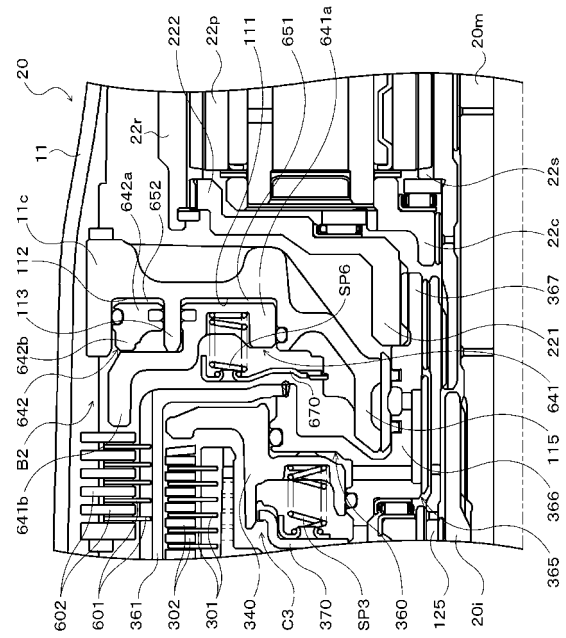
【図 3】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	ギヤ比	ステップ比
1st	○	○	-	-	-	○	5.091	1.581
2nd	○	-	-	-	○	○	3.219	1.385
3rd	-	○	-	-	○	○	2.324	1.232
4th	-	-	-	○	○	○	1.886	1.265
5th	-	○	-	○	○	-	1.491	1.251
6th	○	-	-	○	○	-	1.192	1.192
7th	○	-	○	○	-	-	1.000	1.273
8th	-	-	○	○	○	-	0.785	1.242
9th	○	-	○	-	○	-	0.632	1.076
10th	-	○	○	-	○	-	0.588	0.955
REV.	-	○	○	-	-	○	-4.860	
	※ “○”:係合, “-”:解放						スプレッド	8.660

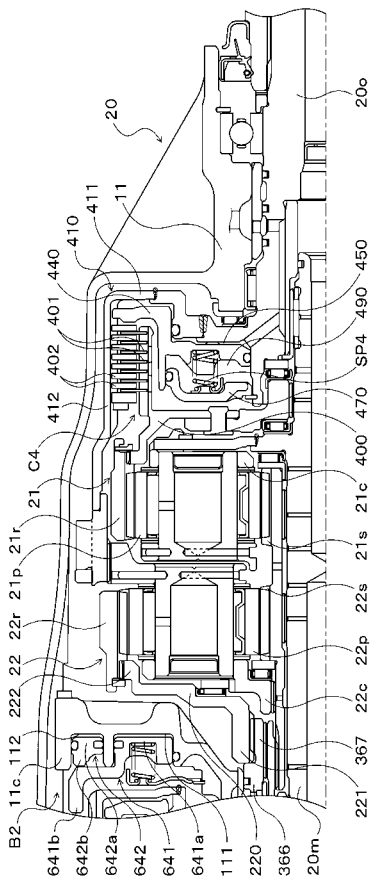
【図 4】



【図 6】



【图 7】



フロントページの続き

(72)発明者 前田 拓洋

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 中島 卓也

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

Fターム(参考) 3J028 EA15 EB09 EB13 EB31 EB33 EB35 EB37 EB62 EB66 FA14
FB03 FC13 FC16 FC17 FC25 FC62 GA01 HA14 HA15