

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2015 年 6 月 4 日(04.06.2015)



(10) 国際公開番号

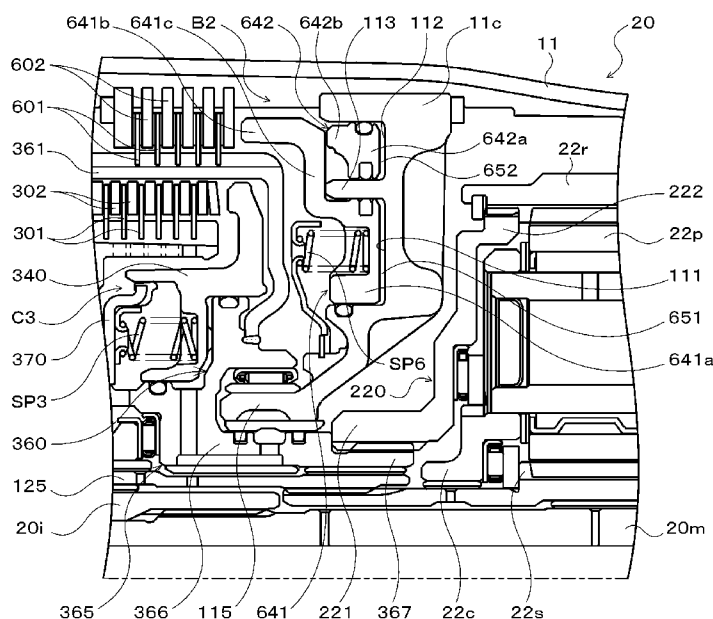
WO 2015/080194 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 3/52 (2006.01) F16H 3/66 (2006.01)
F16H 3/62 (2006.01) F16H 57/021 (2012.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2014/081347
- (22) 国際出願日: 2014 年 11 月 27 日(27.11.2014)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2013-248654 2013 年 11 月 29 日(29.11.2013) JP
- (71) 出願人: アイシン・エイ・ダブリュ株式会社
(AISIN AW CO., LTD.) [JP/JP]; 〒4441192 愛知県安
城市藤井町高根 1 〇 番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者: 村上 正典(MURAKAMI, Masanori); 〒
4441192 愛知県安城市藤井町高根 1 〇 番地 アイ
シン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP).
中島 卓也(NAKAJIMA, Takuya); 〒4441192 愛知
県安城市藤井町高根 1 〇 番地 アイシン・
エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 神内 直
也(JINNAI, Naoya); 〒4441192 愛知県安城市藤井
町高根 1 〇 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株
式会社内 Aichi (JP).
- (74) 代理人: 特許業務法人アイテック国際特許事務
所 (ITEC INTERNATIONAL PATENT FIRM); 〒
1410031 東京都品川区西五反田 2-19-3
五反田第一生命ビルディング Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保
護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA,
BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN,
CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES,
FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN,
IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR,
LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX,
MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH,
PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK,
SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA,
UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保
護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW,
MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユー
ロピア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ユー
ロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE,
ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC,
MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR),
OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM,
ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[続葉有]

(54) Title: MULTI-STAGE TRANSMISSION

(54) 発明の名称: 多段変速機



(57) Abstract: A brake (B2) of an automatic transmission (20) locks a second ring gear (22r) of a second planetary gear (22) so as not to be rotatable, and is provided with: a friction plate (601) and a separator plate (602); and a drum member (360) as a brake hub that is constantly coupled to the second ring gear (22r) and that is rotatably supported by an inner cylindrical part (115) of a center support (11c) between the friction plate (601) and the like and the second planetary gear (22). The drum member (360) and the second ring gear (22r) are coupled via a spline.

(57) 要約: 自動変速機 (20) のブレーキ (B2) は、第2遊星歯車 (22) の第2リングギヤ (22r) を回転不能に固定するものであり、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) 等と第2遊星歯車 (22) との間でセンターサポート (11c) の内筒部 (115) により回転自在に支持されるブレーキハブとしてのドラム部材 (360) を含み、ドラム部材 (360) と第2リングギヤ (22r) とは、スプラインを介して連結される。

WO 2015/080194 A1



添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

明 細 書

発明の名称：多段変速機

技術分野

[0001] 本発明は、サンギヤ、プラネタリキャリアおよびリングギヤを含む遊星歯車と、当該リングギヤをケース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含む多段変速機に関する。

背景技術

[0002] 従来、この種の変速機として、軸方向に順番に並設される第1、第2および第3遊星歯車と、第1遊星歯車の第1キャリアおよび第1および第3遊星歯車の間に配置される第2遊星歯車の第2リングギヤをミッションケースに接続して回転不能に固定可能なブレーキとを含むものが知られている（例えば、特許文献1参照）。この変速機では、上記ブレーキを構成する摩擦係合プレートが第1遊星歯車の少なくとも一部を取り囲むように配置される。また、第1キャリアと第2リングギヤとは、当該第2リングギヤから内周側に延びる連結部材を介して連結され、第2リングギヤは、第1キャリアを介して第2ブレーキを構成するブレーキハブに連結される。更に、連結部材の外周部と第2リングギヤとの嵌合部と、当該連結部材の内周部と第1キャリアとの嵌合部との少なくとも何れか一方は、調心機能をもたない嵌合部として構成され、連結部材は、第2リングギヤと第1キャリアとの少なくとも何れか一方に対して径方向のガタをもって嵌合される。

[0003] このように構成される変速機では、第2リングギヤから内周側に延びる連結部材により、第1遊星歯車の第1キャリアと第2遊星歯車の第2リングギヤとを変速機の中心軸により近い位置で互いに連結することができる。これにより、第2リングギヤをブレーキによりケースに固定した際に、ピニオンギヤとの噛合により第2リングギヤに励起される振動がブレーキを介してケースに伝達されるのを抑制することが可能となる。また、第1キャリアを上記ブレーキのブレーキハブに連結することで、第2リングギヤからブレーキ

までの経路をより長くすることができる。これにより、第2遊星歯車の第2リングギヤをブレーキによりケースに固定した際に、第2リングギヤに励起される振動を良好に減衰することが可能となる。更に、連結部材を第2リングギヤと第1キャリアとの少なくとも何れか一方に対して径方向のガタをもって嵌合することで、ブレーキの係合により第2遊星歯車自体の調心機能が損なわれてしまうのを抑制することができる。この結果、ブレーキの係合時に第2遊星歯車で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し、ブレーキの係合時にリングギヤに励起される振動を良好に低減することが可能となる。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開2012-225370号公報

発明の概要

[0005] しかしながら、上記従来の変速装置では、第2リングギヤに対応したブレーキのブレーキハブが第1遊星歯車の第1キャリアを介して変速機の間軸により調心されることから、振動の遮断効果を高めるために第1キャリアと第2リングギヤとの間のガタ（遊び）を大きくすると、ブレーキハブの姿勢が不安定となってしまう。このため、上記従来の変速機では、第2リングギヤに対応したブレーキの係合に際し、ケースへの振動の伝達を十分に抑制し得なくなったり、変速性能を向上させ得なくなったりするおそれがある。

[0006] そこで、本発明は、遊星歯車のリングギヤをブレーキによりケースに接続して回転不能に固定した際に当該ケース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を主目的とする。

[0007] 本発明による多段変速機は、

サンギヤ、プラネタリキャリアおよびリングギヤを含む遊星歯車と、前記リングギヤをケース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含み、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、

前記ケースは、内周面から径方向内側に向けて延在する環状の支持部を有し、

前記ブレーキは、複数の摩擦係合プレートと、前記リングギヤに常時連結されると共に前記複数の摩擦係合プレートと前記遊星歯車との間で前記支持部により軸受を介して回転自在に支持されるブレーキハブとを有し、

前記ブレーキハブと前記リングギヤとは、スプラインを介して互いに連結されることを特徴とする。

[0008] このように構成される多段変速機では、リングギヤに対応したブレーキのブレーキハブがケースの支持部により軸受を介して回転自在に支持されることから、ブレーキハブとリングギヤとを連結するスプラインにおける径方向のクリアランス（遊び）を大きくしてもブレーキハブの姿勢を常時安定に保つことができる。従って、この多段変速機では、ブレーキハブをケースに対して精度よく調心しつつ、ブレーキハブとリングギヤとの間のクリアランスを大きくすることにより、リングギヤとケースとの間における振動の遮断効果をより高めることが可能となる。また、ブレーキハブとリングギヤとの間のクリアランスを大きくすることで、ブレーキの係合により遊星歯車自体すなわちサンギヤおよびプラネタリキャリアによるリングギヤの調心機能が損なわれないようにすると共に、ブレーキの係合時に遊星歯車の回転要素間の軸心のズレに起因した無理な力やノイズが発生するのを抑制することができる。これにより、ブレーキの係合時にリングギヤに励起される振動を良好に低減することが可能となる。更に、ブレーキハブの姿勢が常時安定に保たれることで、摩擦係合プレートの傾きを抑制し、プレート間における面圧の偏りによるトルク容量のバラつきを低減化することが可能となり、多段変速機の変速性能をより向上させることができる。この結果、本発明による多段変速機では、遊星歯車のリングギヤをブレーキによりケースに接続して回転不能に固定した際に当該ケース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。

図面の簡単な説明

[0009] [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]本発明の一実施形態に係る多段変速機を示す断面図である。

[図5]本発明の一実施形態に係る多段変速機を示す拡大断面図である。

[図6]本発明の一実施形態に係る多段変速機を示す拡大断面図である。

[図7]本発明の一実施形態に係る多段変速機を示す拡大断面図である。

[図8]本発明の他の実施形態に係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

[0010] 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。

[0011] 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。

[0012] 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 14 s の回転方向を一方向に制限するワンウェイクラッチ 14 o 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 20 i 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 20 i との間で振動を減衰するダンパ機構 16 とを含む。なお、発進装置 12 は、ステータ 14 s を有さない流体継手を含むものであってもよい。

[0013] 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、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 14 p 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。

[0014] 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 20 i 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）20 o や、自動変速機 20（入力軸 20 i や出力軸 20 o）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 20 i から出力軸 20 o 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。

[0015] 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る。また、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る。更に、第 2 遊星歯車 22 は、入力軸 20i や出力軸 20o 等の軸方向における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。

[0016] 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 キャリヤ 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。

[0017] 第 1 遊星歯車 21 の第 1 キャリヤ 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 キャリヤ 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 キャリヤ 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。

[0018] 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。

[0019] 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。

[0020] 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。

[0021] 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 23 s、第3キャリア 23 c、第3および第4ピニオンギヤ 23 p、24 p、並びに第3リングギヤ 23 r 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 24 s、第3キャリア 23 c、第4ピニオンギヤ 24 p、および第3リングギヤ 23 r 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 23 s の歯数／第3リングギヤ 23 r 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 24 s の歯数／第3リングギヤ 23 r の歯数）が、例えば、 $\lambda_4 = 0.581$ となるように構成される。

[0022] 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 24 s 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 23 c は、図 1 に示すように、入力軸 20 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 20 m を介して第1遊星歯車 21 の第1キャリア 21 c に常時連結される。これにより、エンジン等から入力軸 20 i に動力が伝達されている際、第3キャリア 23 c には、エンジン等からの動力が入力軸 20 i を介して常時伝達されることになる。従って、第3キャリア 23 c 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 23 r 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 23 s 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。

[0023] 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 21 s

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。クラッチC2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2出力要素である第3サンギヤ23s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C3は、第2遊星歯車22の第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ものである。クラッチC4は、第1遊星歯車21の出力要素である第1リングギヤ21rと出力軸20o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。

[0024] ブレーキB1は、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24sを静止部材としてのミッションケース11に対して回転不能に固定（接続）すると共に当該第4サンギヤ24sをミッションケース11に対して回転自在に解放するものである。ブレーキB2は、第2遊星歯車22の固定可能要素である第2リングギヤ22rをミッションケース11に対して回転不能に固定（接続）すると共に当該第2リングギヤ22rを静止部材としてのミッションケース11に対して回転自在に解放するものである。

[0025] 本実施形態では、クラッチC1～C4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B1および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、クラッチC1～C4、ブレーキB1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。

[0026] 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キャリア2 1 cおよび第3キャリア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。

[0027] 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キャリア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キャリア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キャリア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。

[0028] 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キャリア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キャリア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キャリア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。

[0029] 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 24 s、入力要素としての第 3 キャリヤ 23 c、第 1 出力要素としての第 3 リングギヤ 23 r、並びに第 2 出力要素としての第 3 サンギヤ 23 s 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 24 s を自動変速機 20 の第 7 回転要素とし、第 3 キャリヤ 23 c を自動変速機 20 の第 8 回転要素とし、第 3 リングギヤ 23 r を自動変速機 20 の第 9 回転要素とし、第 3 サンギヤ 23 s を自動変速機 20 の第 10 回転要素とする。従って、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 は、速度線図上でギヤ比 λ_3 、 λ_4 に応じた間隔を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。

[0030] 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 20 i から出力軸 20 o 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。

[0031] 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 21 s および第 2 遊星歯車 22 の第 2 サンギヤ 22 s とラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 3 リングギヤ 23 r（第 1 出力要素）とが互いに接続される。また、クラッチ C2 により第 1 遊星歯車 21 の第 1 サンギヤ 21 s および第 2 遊星歯車 22 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。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 (第 1 および第 2 遊星歯車 2 1, 2 2 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 2 0 i の回転速度 / 出力軸 2 0 o の回転速度) $\gamma 1$ は、 $\gamma 1 = 5.091$ となる。

[0032] 前進第 2 速段は、クラッチ C 1、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 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 2 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。また、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) がミッションケース 1 1 に対して回転不能に固定される。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 2 速段におけるギヤ比 $\gamma 2$ 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。

[0033] 前進第 3 速段は、クラッチ C 2、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 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 3 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。また、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) がミッションケース 1 1 に対して回転不能に固定される。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 $\gamma 3$ 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。

[0034] 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る。また、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) がミッションケース 1 1 に対して回転不能に固定される。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 $\gamma 4$ 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。

[0035] 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。また、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る。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 $\gamma 5$ 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。

[0036] 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。また、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る。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 $\gamma 6$ 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。

[0037] 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。また、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。更に、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る。本実施形態において、前進第7速段におけるギヤ比 $\gamma 7$ 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。

[0038] 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。また、

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る。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 $\gamma 8$ 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。

[0039] 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。また、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。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 $\gamma 9$ 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。

[0040] 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。また、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。更に、ブレーキB 1

によりラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 4 サンギヤ 24 s (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 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 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 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。

[0041] 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 21 の第 1 サンギヤ 21 s および第 2 遊星歯車 22 の第 2 サンギヤ 22 s とラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 3 サンギヤ 23 s (第 2 出力要素) とが互いに接続される。また、クラッチ C 3 により第 2 遊星歯車 22 の第 2 リングギヤ 22 r とラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 3 リングギヤ 23 r (第 1 出力要素) とが互いに接続される。更に、ブレーキ B 2 により第 2 遊星歯車 22 の第 2 リングギヤ 22 r (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 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。

[0042] 上述のように、自動変速機 20 によれば、クラッチ C 1 ~ C 4、ブレーキ B 1 および B 2 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ことができる。更に、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可能となる。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。

[0043] 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 C 1 ~ C

4、ブレーキB 1 およびB 2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。

[0044] 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に常時連結される。また、前進第4速段から前進第8速段の形成時には、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従来の変速機（米国特許第8,202,190号明細書のFIG. 2, FIG. 3参照）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。

[0045] すなわち、自動変速機20では、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回転要素としている。これにより、上記従来の変速機の第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 $1/(1+\lambda 1)$ に低下させることができる。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り、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。この結果、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。

[0046] 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ことができる。更に、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、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。

[0047] 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。

[0048] 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 サングヤ 24 s をミッションケース 11 に対して回転不能に固定（接続）するブレーキ B1 は、4 つのクラッチ C1 ~ C4 および 2 つのブレーキ B1, B2 の中で最も発進装置 12（エンジン）に近接するように配置される。すなわち、ブレーキ B1 は、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、つまり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。

[0049] ブレーキ B1 は、図 4 および図 5 に示すように、第 4 サングヤ 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 およびバックングプレートと、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ズプリング（コイルバネ）SP5とを含む。

[0050] ブレーキB1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る。これにより、各摩擦プレート501は、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B1の複数のセパレータプレート502（それぞれの外周部）は、ミッションケース11に固定されて当該ミッションケース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）11fから入力軸20iの軸方向に延びるドラム部11d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、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11fにより支持される。ピストン540は、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11fにより支持され、当該フロントサポート11fと共にブレーキB1の係合油室550を画成する。

[0051] ブレーキB1の係合油室550には、入力軸20iやフロントサポート11f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B1への係合油圧（作動油）が供給される。また、複数のリターンズプリングSP5は、ピストン540と環状のスプリング支持部材570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。スプリング支持部材570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11fに固定される。なお、ブレーキB1のリターンズプリング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。

[0052] 図1および図4に示すように、クラッチC1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C2は、クラッチC1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。

[0053] クラッチ C 1 および C 2 は、上述のように、第 1 遊星歯車 21 の第 1 サンギヤ 21 s および第 2 遊星歯車 22 の第 2 サンギヤ 22 s を共通の接続対象要素とする。このため、クラッチ C 1 および C 2 は、図 5 に示すように、第 1 サンギヤ 21 s および第 2 遊星歯車 22 の第 2 サンギヤ 22 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 120 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 25 の第 3 リングギヤ 23 r を共通の接続対象要素とする。このため、クラッチ C 1 および C 3 は、第 3 リングギヤ 23 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 130 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 22 の第 2 リングギヤ 22 r を接続対象要素または固定対象要素とする。このため、クラッチ C 3 およびブレーキ B 2 は、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 360 を共用する。

[0054] ドラム部材 120 は、クラッチ C 1 により利用されるハブ部 121 と、クラッチ C 2 により利用されるドラム部 122 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 21 の第 1 サンギヤ 21 s および第 2 遊星歯車 22 の第 2 サンギヤ 22 s に常時連結（固定）される連結部 125 とを含む。ハブ部 121 は、外周面に形成されたスプラインを有する筒状部 121 a と、筒状部 121 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。

[0055] 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。

[0056] 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をおいてドラ

ム部 1 2 2 の外周面と対向する。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。

[0057] ドラム部材 1 3 0 は、クラッチ C 1 により利用されるドラム部 1 3 1 と、クラッチ C 3 により利用されるハブ部 1 3 3 と、環状の支持部 1 3 5 とを含む。本実施形態において、ドラム部 1 3 1、ハブ部 1 3 3 および支持部 1 3 5 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 1 3 1 は、クラッチ C 1 および C 3 の接続対象要素であるラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 の第 3 リングギヤ 2 3 r 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 1 3 1 (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 3 1 (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 3 1 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。

[0058] ドラム部材 1 3 0 のハブ部 1 3 3 は、ドラム部 1 3 1 の環状側壁部から当該ドラム部 1 3 1 (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 1 3 3 は、ドラム部 1 3 1 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 1 3 3 の外周面には、スプラインが形成されており、ハブ部 1 3 3 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 1 3 3 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 1 3 5 は、本実施形態において、ハブ部 1 3 3 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 1 2 0 の連結部 1 2 5 (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 1 3 0 の支持部 1 3 5 とドラム部材 1 2 0 の連結部 1 2 5 のフランジ部との間には、スラスト軸受が配置される。

[0059] ドラム部材 3 6 0 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 C 3 およびブレーキ B 2 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。

[0060] ドラム部材 360 の連結部 365 は、図 6 に示すように、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 との間に位置するようにミッションケース 11 に固定されて当該ミッションケース 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 により径方向に支持（調心）される。センターサポート 11c は、図示するように、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、中心孔を有する内筒部 115 を含む。そして、ドラム部材 360 の連結部 365 は、ニードルベアリング（ラジアル軸受）を介してセンターサポート 11c の内筒部 115 の外周面により回転自在に支持される。これにより、内筒部 115 の外周面（センターサポート 11c）によってドラム部材 360 をミッションケース 11 に対して精度よく調心することが可能となる。また、連結部 365 は、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 を有し、当該筒状部 366 は、ブッシュを介してセンターサポート 11c の内筒部 115 に挿通されて第 2 リングギヤ 22r に連結される。

[0061] 連結部 365 の筒状部 366 の先端部 367 は、センターサポート 11c の内筒部 115（その内周面）によって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。

[0062] 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、調心機能をもたない嵌合部として構成される。かかる調心機能をもたない嵌合部は、互いに隣り合うスプライン歯同士の間隙方向におけるバックラッシュ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すなわちクリアランス）を有する。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の内筒部１１５の外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。従って、連結部３６５の先端部は、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。

[0063] 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およびバックアッププレートと、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。

[0064] 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 121 a 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。

[0065] 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。

[0066] 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 23 r（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 1 2 1 やドラム部 1 2 2 よりもラビニヨ式遊星歯車機構 2 5 から離間すると共に第 2 遊星歯車 2 2 に近接するように画成される。

[0067] 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。複数のリターンスプリング 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 のリターンスプリング 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。

[0068] 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）およびバックギングプレートと、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ンスプリング（コイルバネ）S P 2 とを含む。

[0069] 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１２０により支持される。また、クラッチＣ２の複数のセパレータプレート２０２（それぞれの内周部）は、クラッチハブ２００（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２０２は、クラッチハブ２００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２００により支持される。

[0070] ピストン２４０は、ドラム部材１２０のドラム部１２２によって囲まれると共に内周側の一部がクラッチハブ２００の筒状部の内側に入り込むように配置される。ピストン２４０は、第３サンギヤ２３ｓのシャフト部２３０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２３０により支持される。また、油室画成部材２７０は、ピストン２４０とドラム部材１２０との間に位置するようにスナップリングを用いてシャフト部２３０に固定される。すなわち、油室画成部材２７０は、ピストン２４０（その内周部）に対してクラッチハブ２００の連結部や第３サンギヤ２３ｓとは反対側に位置する。ピストン２４０は、油室画成部材２７０およびシャフト部２３０と共にクラッチＣ２の係合油室（第２係合油室）２５０を画成する。更に、ピストン２４０は、クラッチハブ２００およびシャフト部２３０と共に係合油室２５０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）２９０を画成する。

[0071] これにより、クラッチＣ２の全油室、すなわち係合油室２５０および遠心油圧キャンセル室２９０は、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により画成される。また、本実施形態において、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、図４および図５に示すように、クラッチＣ１のキャンセルプレート１７０、すなわちクラッチＣ１の係合油室１５０および遠心油圧キャンセル室１９０よりもラビニヨ式遊星歯車機構２５に近接するように画成される。更に、係合油

室 250 および遠心油圧キャンセル室 290 は、第 2 遊星歯車 22 から離間し、かつ入力軸 20 i に近接する。

[0072] クラッチ C 2 の係合油室 250 には、入力軸 20 i や第 3 サングヤ 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 サングヤ 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 S P 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 S P 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 サングヤ 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 キャリヤ 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。

[0073] 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 およびバックリングプレートと、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）S P 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。

[0074] 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C3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。

[0075] 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C3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。

[0076] これにより、クラッチC3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22r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C3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C1の係合油室150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。

[0077] 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。このように、クラッチ C3 の係合油室 350 にセンターサポート 11c に設けられた油路を介して作動油を供給することで、自動変速機 20 における油路構造の複雑化を抑制することが可能となる。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。

[0078] 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 およびバックリングプレートと、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。

[0079] 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る。各摩擦プレート 601 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、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る。各セパレータプレート 602 は、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 B 2 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。

[0080] 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。すなわち、第 1 凹部 111 は、第 2 凹部 112 の径方向内側で当該第 2 凹部 112 とセンターサポート 11c（トランスミッションケース 11）の径方向に並ぶ。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。

[0081] 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筒状のプレート押圧部 641b と、第 1 受圧部 641a とプレート押圧部 641b との間でセンターサポート 11c すなわちトランスミッションケース 11 の径方向に延在する平板状（フランジ状）の環状部 641c とを有する。第 1 受圧部 641a は、短尺の円筒状に形成される。環状部 641c は、第 1 受圧部 641a から軸方向にオフセットされると共に、当該第 1 受圧部 641a から径方向外側に延出される。プレート押圧部 641b は、環状部 641c の外周部から第 1 受圧部 641a とは反対側かつ軸方向に延出され、本実施形態では、例えば円筒状に形成される。図 6 に示すように、第 1 受圧部 641a は、第 1 凹部 111 内に移動自在に嵌合される。また第 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、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 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 B2 の第 1 係合油室 651 を画成する。更に、プレート押圧部 641b は、ミッションケース 11 のスプラインに嵌合され、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）に向けて突出する。なお、プレート押圧部 641b は、第 1 ピストン 641 の周方向に間隔をおいて並ぶように環状部 641c から延出されてもよい。これにより、第 1 ピストン 641 を軽量化することが可能となる。

[0082] 第 2 ピストン 642 は、環状の第 2 受圧部 642a と、環状のピストン押圧部 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 の環状部 641c 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。本実施形態において、第 2 ピストン 642 のピストン押圧部 642b は、入力軸 20i や出力軸 20o 等の軸方向からみて、第 1 ピストン 641 のプレート押圧部 641b の概ね全体と重なり合う。これにより、ピストン押圧部 642b によって第 1 ピストン 641 の環状部 641c をプレート押圧部 641b の背後から押圧可能となる。なお、ピストン押圧部 642b は、第 2 受圧部 642a の周方向に間隔をおいて並ぶように複数形成されてもよい。

[0083] 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と環状のスプリング支持部材670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。スプリング支持部材670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。また、第1ピストン641の第1受圧部641aには、第1係合油室651とは反対側に位置するように複数の孔部が周方向に間隔をおいて形成されており、各リターンスプリングSP6の一端は、当該孔部に差し込まれる。これにより、複数のリターンスプリングSP6は、それぞれ第1係合油室651と対向すると共に、第1ピストン641の第1受圧部641aを押圧するように配置される。また、各リターンスプリングSP6は、径方向からみてセンターサポート11c第2凹部112と部分的に重なり合う。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。

[0084] 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に近接するように配置される。すなわち、クラッチC4は、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、つまり第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。

[0085] 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 キャリヤ 22c に常時連結（固定）される。

[0086] 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 410 により支持される。

[0087] 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 20o 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 20o 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 20o 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 20o 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 20o 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２０ο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。

[0088] 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２０ο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２０ο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２０ο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。

[0089] さて、上述のように構成される自動変速機２０において、クラッチＣ２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）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）に対応するものである。そして、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２０ιに近接するように画成される。

[0090] 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20i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。

[0091] 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。加えて、クラッチC4は、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に対してラビニヨ式遊星歯車機構25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23rよりも高速で回転する第3サンギヤ23sに対応したクラッチC2をラビニヨ式遊星歯車機構25に対してより近接させることが可能となる。従って、第3サンギヤ23sと一体に回転するシャフト部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230やピストン240、油室画成部材270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20の軸長の増加を抑制することが可能となる。

[0092] 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リングギ

ヤ23r（第1出力要素）に対応したクラッチC1（ドラム部131等）が、クラッチC2の概ね全体、すなわちドラム部材120のドラム部122、クラッチハブ200、摩擦プレート201、セパレータプレート202、油室画成部材270等を囲むように配置される。これにより、自動変速機20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20において、ブレーキB1は、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（車両前部側）に配置される。更に、ブレーキB2（ドラム部材360のドラム部361、摩擦プレート601、セパレータプレート602等）は、クラッチC2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との間で、クラッチC3の一部、すなわちハブ部133、摩擦プレート301、セパレータプレート302、油室画成部材270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、クラッチC1, C2およびC3の配置スペースを十分に確保しつつ、自動変速機20の軸長の増加を抑制することが可能となる。

[0093] 引き続き、自動変速機20の動作について説明する。

[0094] 自動変速機20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B1が係合されること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25によって第3サンギヤ23s（第2出力要素）の回転速度が第3リングギヤ23r（第1出力要素）の回転速度よりも高くなるように入力軸20iから第3キャリア23c（入力要素）に伝達された動力が増速され、第3サンギヤ23sおよび第3リングギヤ23rに伝達される（図2参照）。従って、自動変速機20の作動中、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第3リングギヤ23rおよび第3サンギヤ23sは、後進段の形成時を除いて、第3キャリア23cすなわち入力軸20i以上の回転速度で回転する。

[0095] これを踏まえて、自動変速機 20 では、上述のように、第 3 リングギヤ 23 r に対応したクラッチ C 1 の係合油室 150 および遠心油圧キャンセル室 190 が当該第 3 リングギヤ 23 r 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、第 3 サンギヤ 23 s に対応したクラッチ C 2 の係合油室 250 および遠心油圧キャンセル室 290 は、当該第 3 サンギヤ 23 s 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 により画成される。これにより、自動変速機 20 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 190、290 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 190、290 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 20 では、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 の出力要素である第 3 リングギヤ 23 r および第 3 サンギヤ 23 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せて変速性能を良好に確保することが可能となる。

[0096] また、上記自動変速機 20 において、クラッチ C 1 は、第 3 リングギヤ 23 r 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 C 2 は、第 3 サンギヤ 23 s 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 C 1 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 23 r（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 C 2 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 23 s（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。

[0097] そして、上記自動変速機 20 において、クラッチ C 1 および C 2 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 21 s, 22 s の最高回転速度は、図 2 に示すように、出力軸 20 o 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 21 s ～24 s、第 1 ～第 3 リングギヤ 21 r ～23 r および第 1 ～第 3 キャリヤ 21 c ～23 c の中で最も高くなる。これを踏まえて、自動変速機 20 では、クラッチ C 1 の係合油室 150 および遠心油圧キャンセル室 190 が第 1 および第 2 サンギヤ 21 s, 22 s よりも最高回転数が低い第 3 リングギヤ 23 r と一体に回転する部材により画成され、クラッチ C 2 の係合油室 250 および遠心油圧キャンセル室 290 が第 1 および第 2 サンギヤ 21 s, 22 s よりも最高回転数が低い第 3 サンギヤ 23 s と一体に回転する部材により画成される。これにより、第 1 および第 2 サンギヤ 21 s, 22 s と一体に回転するクラッチ C 1 および C 2 の構成部材数を減らすことができる。この結果、高速で回転する第 1 および第 2 サンギヤ 21 s, 22 s と一体に回転するクラッチ C 1 および C 2 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、自動変速機 20 では、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 21 s, 22 s 側に係合油室や遠心油圧キャンセル室を設ける代わりに、回転が比較的安定している第 3 リングギヤ 23 r や第 3 サンギヤ 23 s 側に係合油室 150, 250 や遠心油圧キャンセル室 190, 290 が設けられる。これにより、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。

[0098] また、クラッチ C 1 および C 2 の接続対象要素である第 1 および第 2 サンギヤ 21 s, 22 s が非常に高い回転速度で回転したとしても、クラッチ C 1 および C 2 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 C 2 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C 1のクラッチハブとなる筒状のハブ部1 2 1は、クラッチC 2のクラッチドラムとなる一端が開口したドラム部1 2 2の開口側の端部の外周に固定される。これにより、ドラム部材1 2 0、特に、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1 2 0、すなわち第1および第2サンギヤ2 1 s, 2 2 sの回転速度が高まっても、その変形、特にドラム部1 2 2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。

[0099] 更に、ドラム部材1 2 0のハブ部1 2 1は、クラッチC 1の摩擦プレート1 0 1の内周部が嵌合される筒状部1 2 1 aと、当該筒状部1 2 1 aの一端から径方向内側に延出されると共にドラム部1 2 2の開口側の端部の外周に固定される環状のフランジ部1 2 1 bとを含み、フランジ部1 2 1 bは、環状のリブとして機能する。従って、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。

[0100] 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。従って、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内に受容することができる。この結果、空間1 2 1 cからハブ部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に潤滑・冷却媒体としての作動油を供給することが可能となる。

[0101] 従って、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ドラム部1 2 2（クラッチC 2のクラッチドラム）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。

[0102] 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い場合（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。

[0103] 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651のみに作動油が供給される際、第2ピストン642はミッションケース11の一部を構成するセンターサポート11cに形成された第2凹部112内で静止することから第2係合油室652内の圧力は変動せず、第2係合油室652内が負圧状態になることはない。従って、ブレーキB2のトルク分担が比較的小さく、第1係合油室651のみに油圧が供給される際には、第2ピストン642の状態や第2係合油室652内の圧力の状態によって第1ピストン641の移動が妨げられることはなく、第1係合油室651への油圧に応じて第1ピストン641をスムーズに移動させることが可能となる。

[0104] 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十分な油圧による力を作用させることができる。

[0105] この結果、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。従って、自動変速機20では、変速性能を良好に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できる。

[0106] 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。

[0107] また、第1凹部111は、第2凹部112の径方向内側で当該第2凹部112と径方向に並ぶようにセンターサポート11cすなわちミッションケース11の一部に形成され、複数のリターンスプリングSP6は、径方向からみて少なくとも一部が第2凹部112と重なり合うように配置される。これにより、各リターンスプリングSP6と、第2凹部112や当該第2凹部112内に配置される第2ピストン642の第2受圧部642aとを軸方向に重なるようにして、ブレーキB2ひいては自動変速機20の軸長を短縮化することが可能となる。更に、第1ピストン641は、第1受圧部641aから径方向外側に延出された環状部641cを有し、プレート押圧部641bは、環状部641cから第1受圧部641aとは反対側に延出される。また、第2ピストン642のピストン押圧部642bは、第1ピストン641の環状部641cを押圧し、各リターンスプリングSP6は、第1ピストン641の第1受圧部641aを押圧する。これにより、第1係合油室651内の油圧および第2係合油室652内の油圧の少なくとも何れか一方

により、第1ピストン641をスムーズに軸方向に移動させることが可能となる。加えて、第1ピストン641のプレート押圧部641bは、環状部641cの外周部から延出され、入力軸20i等の軸方向からみて、第1ピストン641のプレート押圧部641bと、第2ピストン642のピストン押圧部642bとは、少なくとも部分的に重なり合う。これにより、例えばピストン押圧部642bが環状部641cの径方向における中央部付近を押圧する場合（ピストン押圧部642bがプレート押圧部641bの背後を押圧しない場合）に比べて、ピストン押圧部642bが環状部641cを押圧する際にプレート押圧部641bの基端部付近に作用する曲げモーメントを小さくすることができる。この結果、第1ピストン641の耐久性をより向上させることが可能となる。

[0108] 更に、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に常時連結されるブレーキハブとしてのドラム部材360を含む。ドラム部材360は、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との間でセンターサポート11cの内筒部115の外周面によりトランスミッションケース11に対して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（クリアランス）をもって回転方向に連結される。

[0109] このように、自動変速機20では、第2リングギヤ22rに対応したブレーキB2のブレーキハブとしてのドラム部材360がトランスミッションケース11の一部を構成するセンターサポート11cの内筒部115の外周面により調心（径方向に支持）される。従って、ドラム部材360と第2リン

グギヤ 22 r 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 22 r 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。これにより、自動変速機 20 では、ドラム部材 360 をミッションケース 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 22 r 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 22 r とドラム部材 360 すなわちミッションケース 11 との間における振動の遮断効果をより高めることが可能となる。

- [0110] 更に、ドラム部材 360 と第 2 リングギヤ 22 r 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 B 2 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 22 s および第 2 キャリヤ 22 c による第 2 リングギヤ 22 r の調心機能が損なわれないようにすると共に、ブレーキ B 2 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 B 2 の係合時に第 2 リングギヤ 22 r 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 B 2 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 11 c 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 等を介した第 2 リングギヤ 22 r からミッションケース 11 までの経路をより長くすることができる。これにより、第 2 遊星歯車 22 の第 2 リングギヤ 22 r をブレーキ B 2 によりミッションケース 11 に接続（固定）する際に、第 2 リングギヤ 22 r に励起される振動を良好に減衰することが可能となる。加えて、上述のようにブレーキハブとしてのドラム部材 360 の姿勢が常時安定に保たれることで、摩擦プレート 601 およびセパレータプレート 602 の傾きを抑制し、プレート間における面圧の偏りによるトルク容量のバラつきを低減化することが可能となり、自動変速機 20 の変速性能をより向上させることができる。

- [0111] 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 22 r をブレーキ B 2 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。
- [0112] 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、内筒部 115 の中心孔を通して第 2 リングギヤ 22 r に連結される筒状部 366 を有すると共に、センターサポート 11c（内筒部 115）の外周面により径方向に支持され、ドラム部材 360 と第 2 リングギヤ 22 r とは、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 22 r 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 22 r 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、ドラム部材 360 をトランスミッションケース 11 に対してより精度よく調心すると共に、第 2 リングギヤ 22 r 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 22 r 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。
- [0113] 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 22 r 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 23 r 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 C 3 のクラッチドラムとしても機能するように（利用されるように）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 C 3 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。
- [0114] なお、上述の自動変速機 20 において、クラッチ C 1 ～ C 4、ブレーキ B 1 および B 2 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れる変速機に改変されてもよい。

[0115] 図8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を示す要部拡大断面図である。なお、自動変速機20Bの構成要素のうち、上述の自動変速機20と同一の要素については同一の符号を付し、重複する説明を省略する。

[0116] 自動変速機20Bにおいて、クラッチC3のクラッチドラムおよびブレーキB2のブレーキハブとして機能するドラム部材360Bの連結部365も、図8に示すように、トランスミッションケース11の一部を構成する環状のセンターサポート11cにより径方向に支持（調心）される。すなわち、連結部365の筒状部366は、鉄製のスリーブ116とラジアル軸受としてのブッシュ117とを介して、センターサポート11cの内筒部115の内周面により回転自在に支持される。スリーブ116は、内筒部115内に圧入され、当該内筒部115と一体化される。また、スリーブ116の内周面の第2遊星歯車22側の領域には、環状凹部が形成されており、ブッシュ117は、スリーブ116の当該環状凹部の内周面と筒状部366の先端部367の外周面との間に配置される。これにより、内筒部115の内周面（センターサポート11c）によってドラム部材360Bをトランスミッションケース11に対して精度よく調心することが可能となる。そして、ドラム部材360Bの筒状部366は、センターサポート11cの内筒部115の

中心孔を通して第2リングギヤ22rに連結される。

[0117] また、図8に示すように、筒状部366の先端部367の内周面には、スプラインが形成されている。更に、リングギヤフランジ220Bの内周部221の外周面には、筒状部366の先端部367のスプラインに嵌合されるスプラインが形成されている。これにより、リングギヤフランジ220Bの内周部221は、第1スプライン嵌合部SL1を介してドラム部材360Bの筒状部366に連結される。更に、リングギヤフランジ220の外周部222には、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されるスプラインが形成されている。これにより、リングギヤフランジ220Bの外周部222は、第2スプライン嵌合部SL2を介して第2リングギヤ22rに連結される。この結果、ドラム部材360B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第1および第2スプライン嵌合部SL1、SL2を介して第2リングギヤ22rに常時連結され、第1および第2スプライン嵌合部SL1、SL2には、径方向のクリアランスが設けられる。

[0118] 本実施形態において、第2スプライン嵌合部SL2における径方向のクリアランス（外周部222のスプラインの歯底面と、第2リングギヤ22rのスプラインの歯先面との間隙）は、第1スプライン嵌合部SL1における径方向のクリアランス（内周部221のスプラインの歯底面と、先端部367のスプラインの歯先面との間隙すなわちクリアランス）よりも大きく定められる。これにより、第1および第2スプライン嵌合部SL1、SL2は、何れも調心機能をもたない嵌合部として構成される。従って、ブレーキハブとしてのドラム部材360Bと第2リングギヤ22rとは、径方向に相対移動可能となり、かつ動力を回転方向に伝達可能となるように連結されることになる。

[0119] 上述のように、自動変速機20Bでは、第2リングギヤ22rに対応したブレーキB2のドラム部材360Bがトランスミッションケース11のセンターサポート11cによりブッシュ117を介して回転自在に支持される。

これにより、ドラム部材 360B と第 2 リングギヤ 22r との間の第 1、第 2 スプライン嵌合部 SL1、SL2 における径方向のクリアランス（遊び）をある程度大きくしてもドラム部材 360B の姿勢を常時安定に保つことができる。従って、自動変速機 20B では、ドラム部材 360B をトランスミッションケース 11 に対して精度よく調心することが可能となる。また、ドラム部材 360B と第 2 リングギヤ 22r との間のクリアランス（遊び）を大きくすることにより、第 2 リングギヤ 22r と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ると共に、ブレーキ B2 の係合によって第 2 遊星歯車 22 自体による第 2 リングギヤ 22r の調心機能が損なわれないようにすることができる。これにより、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やノイズが発生するのを抑制すると共に、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。更に、ドラム部材 360B の姿勢が常時安定に保たれることで、摩擦プレート 601 およびセパレータプレート 602 の傾きを抑制し、プレート間における面圧の偏りによるトルク容量のバラつきを低減化することが可能となり、自動変速機 20B の変速性能をより向上させることができる。この結果、自動変速機 20B においても、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。

[0120] 更に、ドラム部材 360B は、第 2 リングギヤ 22r に連結される筒状部 366 を有すると共に、センターサポート 11c により径方向に支持される。また、ドラム部材 360B と第 2 リングギヤ 22r とは、ドラム部材 360B の筒状部 366 に第 1 スプライン嵌合部 SL1 を介して連結される内周部 221 および第 2 リングギヤ 22r に第 2 スプライン嵌合部 SL2 を介して連結される外周部 222 を有する環状の連結部材 220B を介して連結される。そして、第 2 スプライン嵌合部 SL2 における径方向のクリアランスは、第 1 スプライン嵌合部 SL1 における径方向のクリアランスよりも大き

く定められる。これにより、第2リングギヤ22rとドラム部材360B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360B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できる。この結果、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（固定）する際に、第2リングギヤ22rに励起される振動を良好に減衰することが可能となる。更に、第2遊星歯車22自体による第2リングギヤ22rの調心機能を良好に発揮させることができる。

[0121] 以上説明したように、本発明による多段変速機は、サンギヤ、プラネタリキャリアおよびリングギヤを含む遊星歯車と、前記リングギヤをケース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含み、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、前記ケースは、内周面から径方向内側に向けて延在する環状の支持部を有し、前記ブレーキは、複数の摩擦係合プレートと、前記リングギヤに常時連結されると共に前記複数の摩擦係合プレートと前記遊星歯車との間で前記支持部により軸受を介して回転自在に支持されるブレーキハブとを有し、前記ブレーキハブと前記リングギヤとは、スプラインを介して互いに連結されることを特徴とする。

[0122] このように構成される多段変速機では、リングギヤに対応したブレーキのブレーキハブがケースの支持部により軸受を介して回転自在に支持されることから、ブレーキハブとリングギヤとを連結するスプラインにおける径方向のクリアランス（遊び）を大きくしてもブレーキハブの姿勢を常時安定に保つことができる。従って、この多段変速機では、ブレーキハブをケースに対して精度よく調心しつつ、ブレーキハブとリングギヤとの間のクリアランスを大きくすることにより、リングギヤとケースとの間における振動の遮断効果をより高めることが可能となる。また、ブレーキハブとリングギヤとの間のクリアランスを大きくすることで、ブレーキの係合により遊星歯車自体す

なわちサンギヤおよびプラネタリキャリヤによるリングギヤの調心機能が損なわれないようにすると共に、ブレーキの係合時に遊星歯車の回転要素間の軸心のズレに起因した無理な力やノイズが発生するのを抑制することができる。これにより、ブレーキの係合時にリングギヤに励起される振動を良好に低減することが可能となる。更に、ブレーキハブの姿勢が常時安定に保たれることで、摩擦係合プレートの傾きを抑制し、プレート間における面圧の偏りによるトルク容量のバラつきを低減化することが可能となり、多段変速機の変速性能をより向上させることができる。この結果、本発明による多段変速機では、遊星歯車のリングギヤをブレーキによりケースに接続して回転不能に固定した際に当該ケース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。

[0123] また、前記ブレーキハブと前記リングギヤとは、径方向に相対移動可能であって、かつ動力を回転方向に伝達可能であるようにスプラインを介して連結されてもよい。

[0124] 更に、前記ブレーキハブは、前記リングギヤに連結される筒状部を有すると共に、前記支持部により径方向に支持されてもよく、前記ブレーキハブと前記リングギヤとは、前記ブレーキハブの前記筒状部に第1スプライン嵌合部を介して連結される内周部および前記リングギヤに第2スプライン嵌合部を介して連結される外周部を有する環状の連結部材を介して連結されてもよく、前記第1および第2スプライン嵌合部の少なくとも何れか一方には、径方向のクリアランスが設けられてもよい。これにより、リングギヤとブレーキハブすなわちケースとの間における振動の遮断効果をより高め、かつブレーキハブ等を介したリングギヤからケースまでの経路をより長くすることができる。この結果、遊星歯車のリングギヤをブレーキによりケースに接続（固定）する際に、リングギヤに励起される振動を良好に減衰することが可能となる。

[0125] また、前記第2スプライン嵌合部における径方向のクリアランスは、前記第1スプライン嵌合部における径方向のクリアランスよりも大きくてもよい

。これにより、遊星歯車自体すなわちサンギヤおよびプラネタリキャリアによるリングギヤの調心機能を良好に発揮させることが可能となる。

[0126] 更に、前記支持部は、内周側に中心孔を有する内筒部を含んでもよく、前記複数の摩擦係合プレートは、前記支持部に対して前記遊星歯車とは反対側に配置されてもよく、前記ブレーキハブは、前記支持部材の前記内筒部の前記中心孔を通して前記リングギヤに連結されてもよい。これにより、ブレーキハブ等を介したリングギヤからケースまでの経路をより長くすることができる。

[0127] また、前記多段変速機は、前記リングギヤと他の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クラッチを更に備えてもよく、前記ブレーキハブは、前記クラッチのクラッチドラムとして利用され、前記クラッチのピストンと共に該クラッチの係合油室を画成してもよく、前記クラッチの前記係合油室には、前記支持部に設けられた油路を介して作動油が供給されてもよい。これにより、クラッチドラムとしての上記ブレーキハブの姿勢を常時安定に保つことで、クラッチ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、多段変速機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。そして、クラッチの係合油室に支持部に設けられた油路を介して作動油を供給することで、多段変速機における油路構造の複雑化を抑制することが可能となる。

[0128] 更に、前記多段変速機は、第1および第2遊星歯車と、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、第1、第2、第3および第4クラッチと、第1および第2ブレーキとを備えてもよく、前記第1遊星歯車は、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回転要素を有してもよく、前記第2遊星歯車は、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回転要素としての前記サンギヤ、第5回転要素としての前記プラネタリキャリアおよび第6回転要素としての前記リングギヤを有する前記遊星歯車であってもよく、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前記クラッチであってもよく、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前記ブレーキであってもよい。

- [0129] 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ティとの双方を良好に向上させることができる。

[0130] 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。

[0131] 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ブレーキに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ブレーキに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ブレーキに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ブレーキに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ブレーキに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

キに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クラッチに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ブレーキに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ブレーキに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ブレーキに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ブレーキに係合させることにより形成される。

[0132] 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つに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つに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。

[0133] 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。

[0134] 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、あくまで発明の概要の欄に記載された発明の具体的な一形態に過ぎず、発明の概要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

[0135] 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。

請求の範囲

- [請求項1] サンギヤ、プラネタリキャリヤおよびリングギヤを含む遊星歯車と、前記リングギヤをケース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含み、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、
- 前記ケースは、内周面から径方向内側に向けて延在する環状の支持部を有し、
- 前記ブレーキは、複数の摩擦係合プレートと、前記リングギヤに常時連結されると共に前記複数の摩擦係合プレートと前記遊星歯車との間で前記支持部により軸受を介して回転自在に支持されるブレーキハブとを有し、
- 前記ブレーキハブと前記リングギヤとは、スプラインを介して互いに連結されることを特徴とする多段変速機。
- [請求項2] 請求項1に記載の多段変速機において、
- 前記ブレーキハブと前記リングギヤとは、径方向に相対移動可能であって、かつ動力を回転方向に伝達可能であるようにスプラインを介して連結されることを特徴とする多段変速機。
- [請求項3] 請求項2に記載の多段変速機において、
- 前記ブレーキハブは、前記リングギヤに連結される筒状部を有すると共に、前記支持部により径方向に支持され、
- 前記ブレーキハブと前記リングギヤとは、前記ブレーキハブの前記筒状部に第1スプライン嵌合部を介して連結される内周部および前記リングギヤに第2スプライン嵌合部を介して連結される外周部を有する環状の連結部材を介して連結され、
- 前記第1および第2スプライン嵌合部の少なくとも何れか一方には、径方向のクリアランスが設けられることを特徴とする多段変速機。
- [請求項4] 請求項3に記載の多段変速機において、
- 前記第2スプライン嵌合部における径方向のクリアランスは、前記

第1 スプライン嵌合部における径方向のクリアランスよりも大き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 の何れか一項に記載の多段変速機において、
前記支持部は、内周側に中心孔を有する内筒部を含み、
前記複数の摩擦係合プレートは、前記支持部に対して前記遊星歯車とは反対側に配置され、
前記ブレーキハブは、前記支持部材の前記内筒部の前記中心孔を通して前記リングギヤに連結されることを特徴とする多段変速機。

[請求項6] 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、
前記リングギヤと他の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クラッチを更に備え、
前記ブレーキハブは、前記クラッチのクラッチドラムとして利用され、前記クラッチのピストンと共に該クラッチの係合油室を画成し、
前記クラッチの前記係合油室には、前記支持部に設けられた油路を介して作動油が供給されることを特徴とする多段変速機。

[請求項7] 請求項6 に記載の多段変速機において、
第1 および第2 遊星歯車と、
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、
第1、第2、第3 および第4 クラッチと、
第1 および第2 ブレーキとを備え、
前記第1 遊星歯車は、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 回転要素を有し、
前記第2 遊星歯車は、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 回転要素としての前記サンギヤ、第5 回転要素としての前記プラネタリキャリアおよび第6 回転要素としての前記リングギヤを有する前記遊星歯車であり、
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、両者の接続を解除する前記クラッチであり、

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前記ブレーキ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 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、

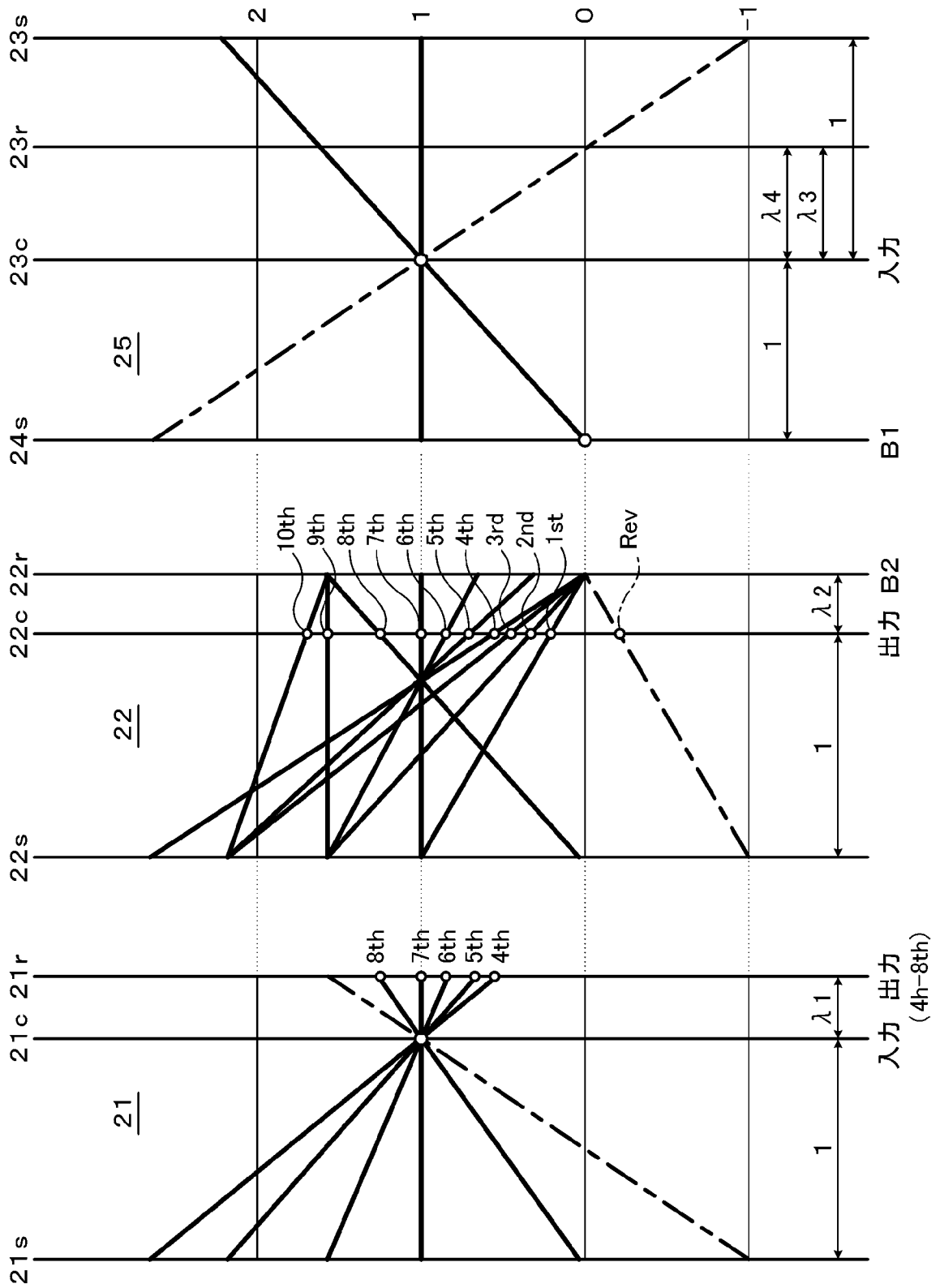
前記第 2 クラッチ、前記第 3 クラッチおよび前記第 2 ブレーキの係合により後進段が形成されることを特徴とする多段変速機。

[請求項9]

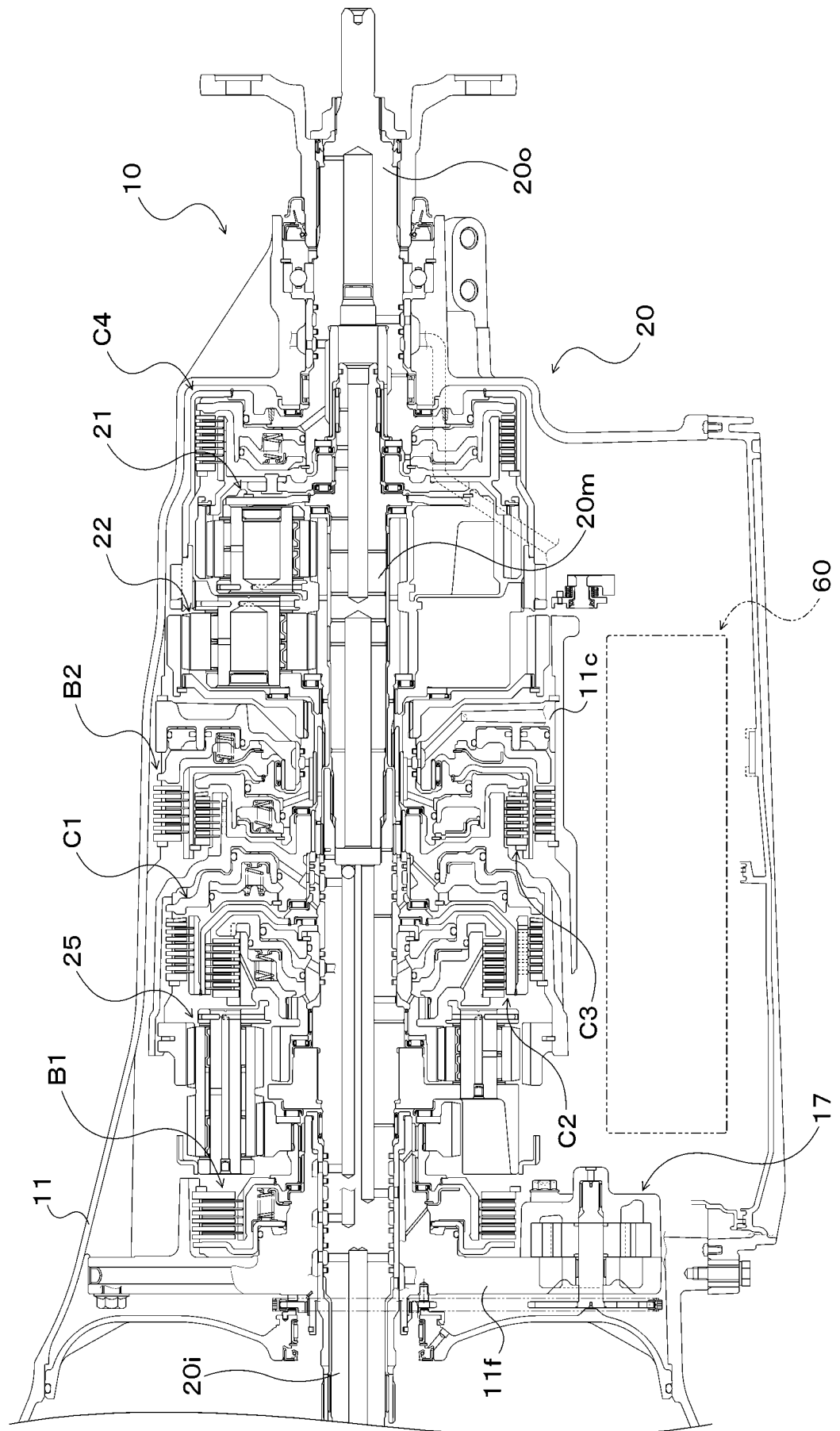
請求項 1 から 8 の何れか一項に記載の多段変速機において、

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。

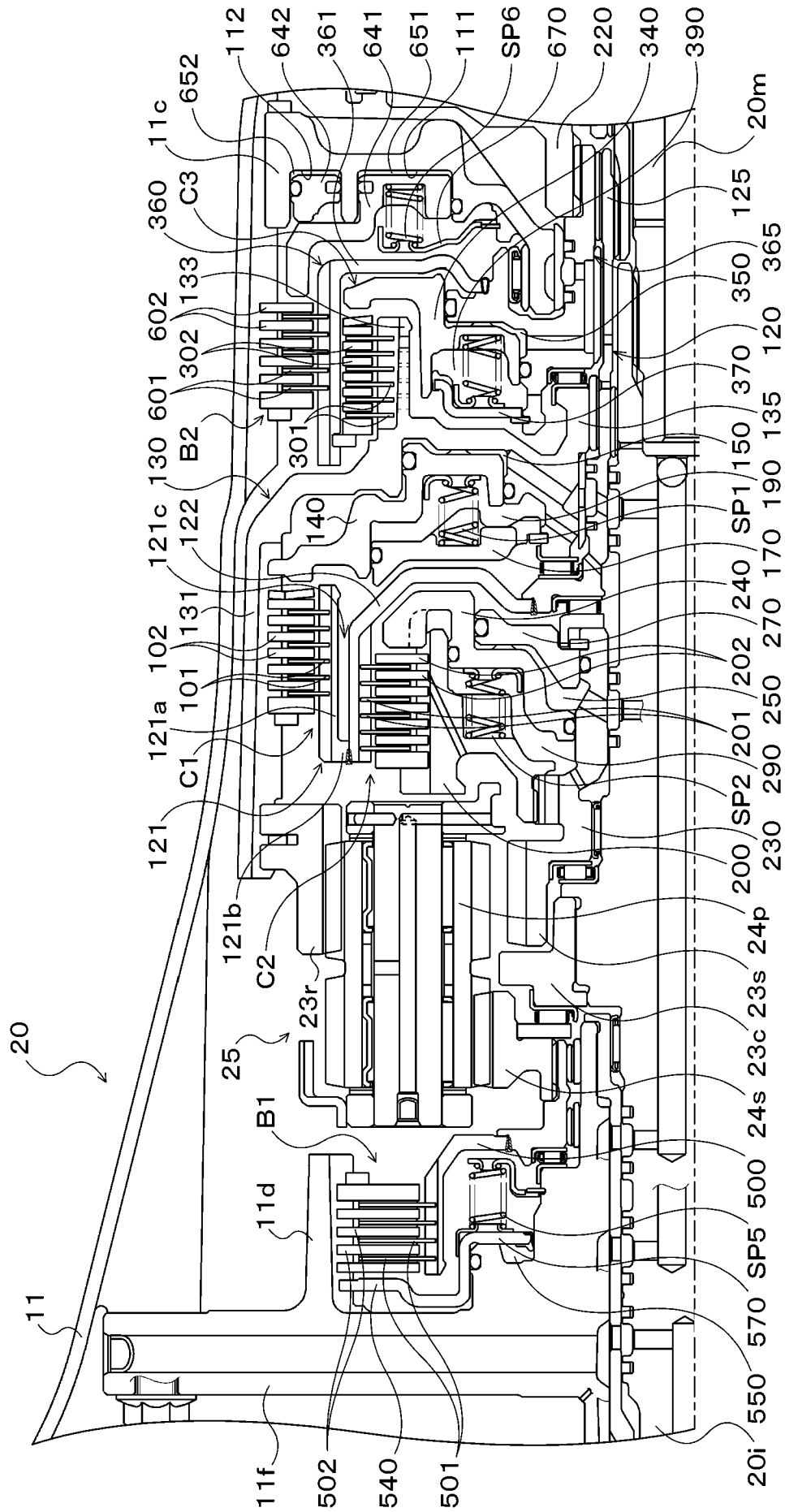
[図2]



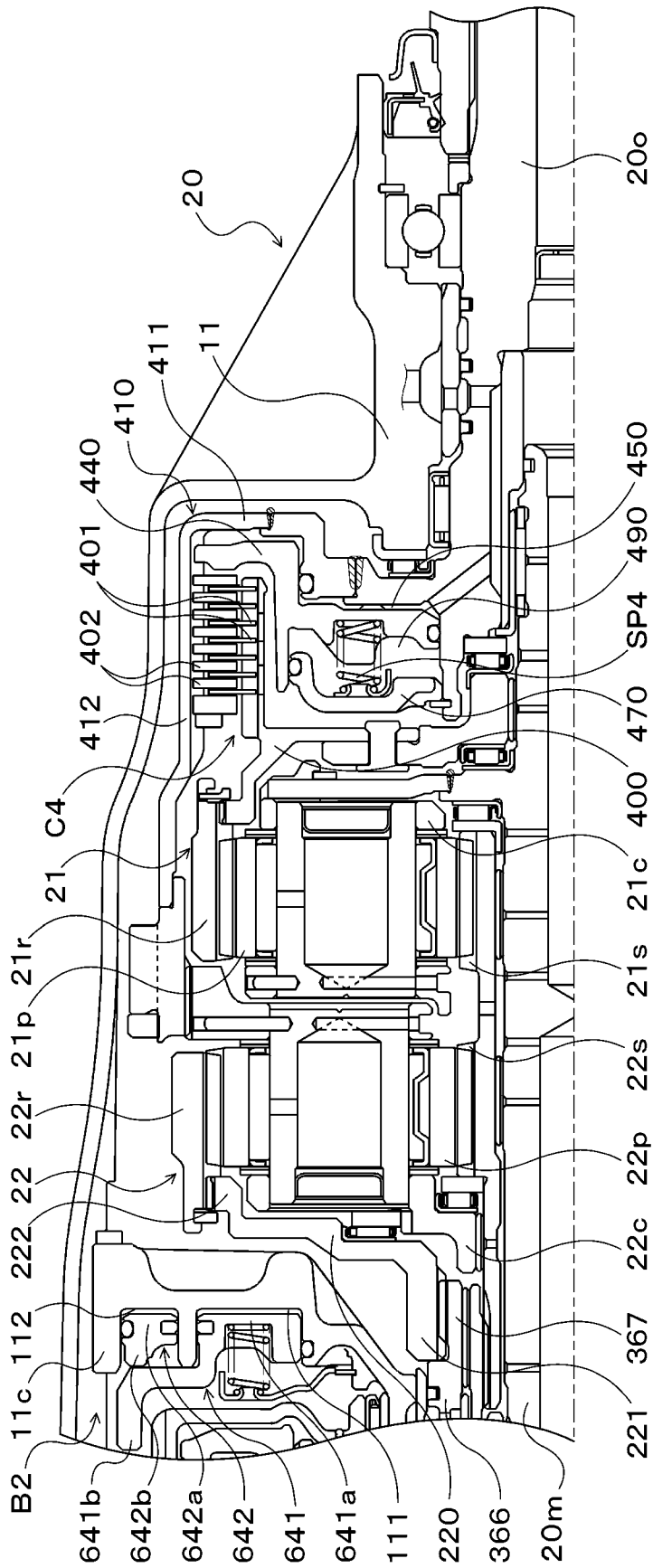
[図4]



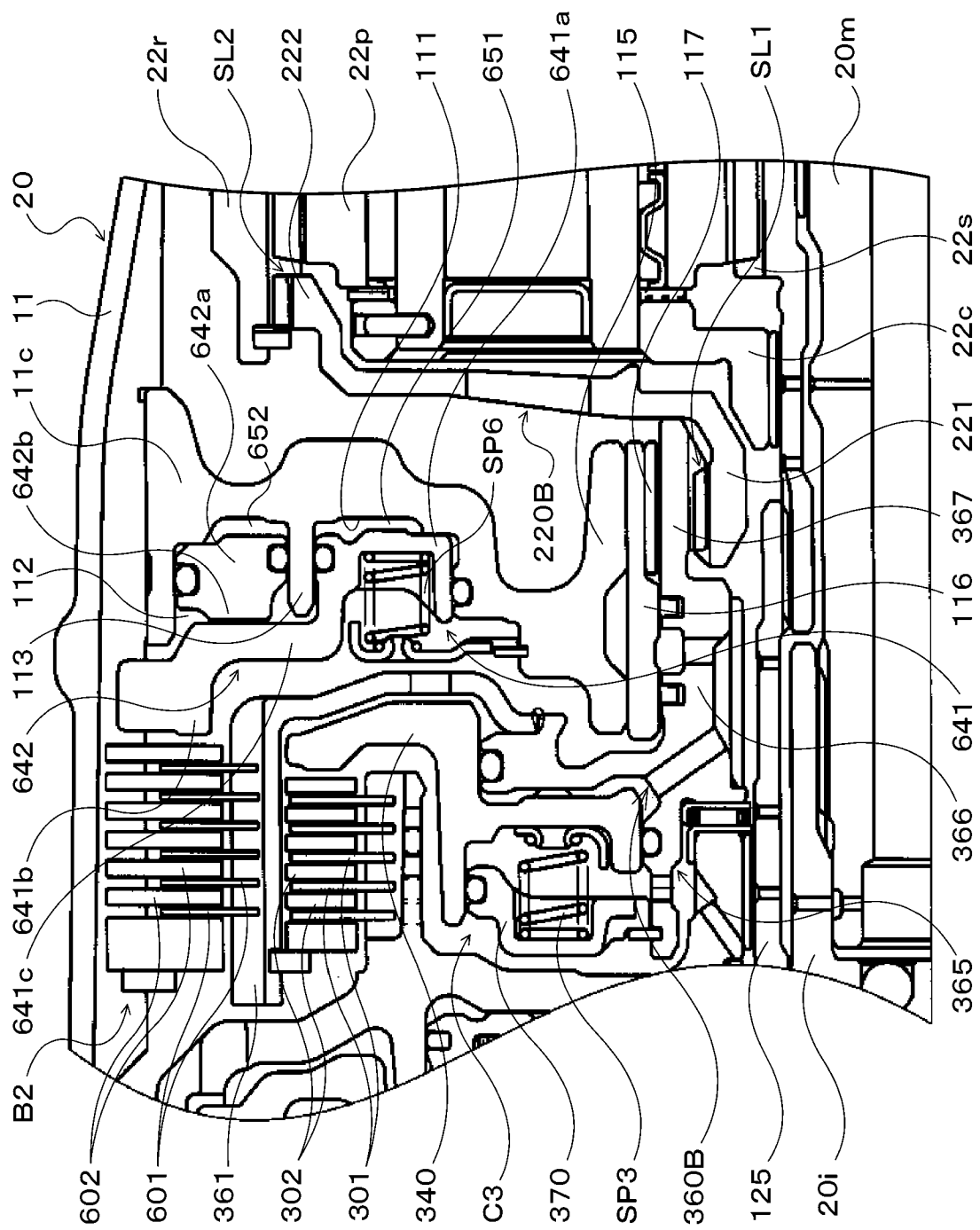
[図5]



[図7]



[図8]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2014/081347

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H3/52(2006.01)i, F16H3/62(2006.01)i, F16H3/66(2006.01)i, F16H57/021
(2012.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16H3/52, F16H3/62, F16H3/66, F16H57/021

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2015
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2015 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2015

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 2007-154919 A (Aisin AW Co., Ltd.), 21 June 2007 (21.06.2007), paragraphs [0021] to [0059]; fig. 1 to 5 (Family: none)	1-2, 9 3-8
Y A	JP 2000-257702 A (Daihatsu Motor Co., Ltd.), 19 September 2000 (19.09.2000), paragraphs [0010] to [0011]; fig. 2 (Family: none)	1-2, 9 3-8
A	JP 2006-89002 A (Toyota Motor Corp.), 06 April 2006 (06.04.2006), paragraphs [0050] to [0061]; fig. 11 & US 2009/0029824 A1 & WO 2006/035981 A1 & DE 112005002342 T5 & CN 101031445 A	1-9



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
12 February 2015 (12.02.15)

Date of mailing of the international search report
24 February 2015 (24.02.15)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2014/081347

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2006-177419 A (Toyota Motor Corp.), 06 July 2006 (06.07.2006), paragraphs [0057] to [0066]; fig. 12 & US 2007/0225098 A1 & WO 2006/030948 A1 & DE 112005002193 T5 & CN 101018685 A	1-9

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C）） Int.Cl. F16H3/52(2006.01)i, F16H3/62(2006.01)i, F16H3/66(2006.01)i, F16H57/021(2012.01)i			
B. 調査を行った分野 調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C）） Int.Cl. F16H3/52, F16H3/62, F16H3/66, F16H57/021			
最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの 日本国実用新案公報 1 9 2 2 - 1 9 9 6 年 日本国公開実用新案公報 1 9 7 1 - 2 0 1 5 年 日本国実用新案登録公報 1 9 9 6 - 2 0 1 5 年 日本国登録実用新案公報 1 9 9 4 - 2 0 1 5 年			
国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）			
C. 関連すると認められる文献			
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号	
Y A	JP 2007-154919 A（アイシン・エイ・ダブリュ株式会社） 2007.06.21, 段落【0021】－【0059】, 図1－5 （ファミリーなし）	1－2, 9 3－8	
Y A	JP 2000-257702 A（ダイハツ工業株式会社）2000.09.19, 段落【0010】－【0011】, 図2（ファミリーなし）	1－2, 9 3－8	
☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。 ☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。			
* 引用文献のカテゴリー 「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す） 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願日の後に公表された文献 「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの 「&」 同一パテントファミリー文献			
国際調査を完了した日 1 2 . 0 2 . 2 0 1 5		国際調査報告の発送日 2 4 . 0 2 . 2 0 1 5	
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁（I S A / J P） 郵便番号100-8915 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号		特許庁審査官（権限のある職員） 中村 大輔 電話番号 03-3581-1101 内線 3328	3 J 3 6 2 5

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリ*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2006-89002 A (トヨタ自動車株式会社) 2006.04.06, 段落【0050】－【0061】, 図11 & US 2009/0029824 A1 & WO 2006/035981 A1 & DE 112005002342 T5 & CN 101031445 A	1－9
A	JP 2006-177419 A (トヨタ自動車株式会社) 2006.07.06, 段落【0057】－【0066】, 図12 & US 2007/0225098 A1 & WO 2006/030948 A1 & DE 112005002193 T5 & CN 101018685 A	1－9