

(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
2012 年 10 月 18 日(18.10.2012)



(10) 国際公開番号
WO 2012/141060 A1

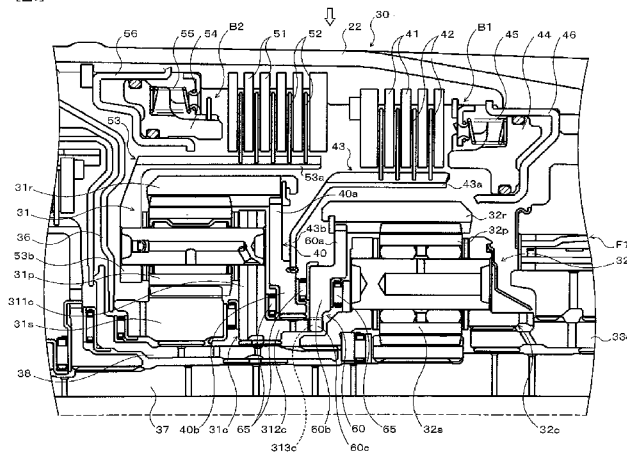
- (51) 国際特許分類:
F16H 3/66 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2012/059308
- (22) 国際出願日: 2012 年 4 月 5 日(05.04.2012)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2011-091512 2011 年 4 月 15 日(15.04.2011) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): アイシン・エイ・ダブリュ株式会社 (AISIN AW CO., LTD.) [JP/JP]; 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根 10 番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 鈴木 智英 (SUZUKI, Tomohide) [JP/JP]; 〒4441192 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 Aichi (JP). 深谷 剛 (FUKAYA, Tsuyoshi) [JP/JP]; 〒4441192 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 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, 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, IS, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, 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, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, 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, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[続葉有]

(54) Title: TRANSMISSION APPARATUS

(54) 発明の名称: 変速装置

[図6]



(57) **Abstract:** A second ring gear (32r) of a second planetary gear mechanism (32) disposed between a first planetary gear mechanism (31) disposed closer to an input shaft (34) and a third planetary gear mechanism (33) connected to an output shaft (35) is fixed by a brake (B2) upon formation of the second speed which is a speed level lower than the third speed and the fifth speed which are transmission speed levels at which a first ring gear (31r) is fixed by a brake (B1). The brake (B1) is disposed on the outer peripheral side of the second planetary gear mechanism (32) as viewed from a radial direction. The brake (B2) is disposed on the outer peripheral side of the first planetary gear mechanism (31) such that at least a part of the brake (B2) overlaps with the first planetary gear mechanism (31) as viewed from a radial direction.

(57) 要約:

[続葉有]



WO 2012/141060 A1



添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

インพุットシャフト 3 4 側に配置される第 1 遊星歯車機構 3 1 とアウトプットシャフト 3 5 に連結される第 3 遊星歯車機構 3 3 との間に配置される第 2 遊星歯車機構 3 2 の第 2 リングギヤ 3 2 r は、第 1 リングギヤ 3 1 r がブレーキ B 1 により固定される変速段である第 3 速および第 5 速よりも低速段である第 2 速の形成時にブレーキ B 2 により固定され、ブレーキ B 1 は、少なくとも一部が径方向からみて第 2 遊星歯車機構 3 2 と重なるように当該第 2 遊星歯車機構 3 2 の外周側に配置され、ブレーキ B 2 は、少なくとも一部が径方向からみて第 1 遊星歯車機構 3 1 と重なるように当該第 1 遊星歯車機構 3 1 の外周側に配置される。

明 細 書

発明の名称：変速装置

技術分野

[0001] 本発明は、変速比を複数段に変更しながら入力軸に付与された動力を出力軸に伝達可能な変速装置に関する。

背景技術

[0002] 従来、この種の変速装置として、3体のシングルピニオン式遊星歯車装置を含むものが知られている（例えば、特許文献2参照）。この変速装置では、各遊星歯車装置の外周側にそれぞれのリングギヤをケースに対して固定するためのブレーキが配置されており、各遊星歯車装置のリングギヤの外周側にブレーキハブが直接固定されている。また、この種の変速装置としては、最も入力軸側（原動機側）に配置されるダブルピニオン式の第1プラネタリギヤと、シングルピニオン式の第2および第3プラネタリギヤと複数のクラッチおよびブレーキとを有すると共にクラッチやブレーキの径脱により動力伝達経路を変更することで変速比を複数段に変更しながら入力軸に付与された動力を出力軸に伝達する自動変速機も知られている（例えば、特許文献1参照）。この自動変速機では、第1プラネタリギヤのキャリアをケースに対して固定するための第1ブレーキが当該第1プラネタリギヤの外周側に配置され、第2プラネタリギヤのリングギヤをケースに対して固定するための第2ブレーキが当該第2プラネタリギヤの外周側に配置され、第3プラネタリギヤのリングギヤをケースに対して固定するための第3ブレーキが当該第3プラネタリギヤの外周側に配置されている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開昭52-149562号公報

特許文献2：特開2007-154919号公報

発明の概要

[0004] しかしながら、変速段の形成に要求されるトルク容量を確保するため上でブレーキの小型化には制約があることから、上記従来の変速装置のように、各遊星歯車装置の外周側にそれぞれの固定要素をケースに固定するためのブレーキを配置すると、変速装置の全体のコンパクト化が妨げられてしまうおそれがある。

[0005] そこで、本発明は、変速装置をよりコンパクト化することを主目的とする。

[0006] 本発明による変速装置は、上記主目的を達成するために以下の手段を採っている。

[0007] 本発明による変速装置は、

変速比を複数段に変更しながら入力軸に付与された動力を出力軸に伝達可能な変速装置において、

前記入力軸に連結される第1サンギヤ、該第1サンギヤと噛合する第1ピニオンギヤを回転自在に支持する第1キャリア、および前記第1ピニオンギヤと噛合する第1リングギヤを有するシングルピニオン式の第1遊星歯車機構と、

第2サンギヤ、該第2サンギヤと噛合する第2ピニオンギヤを回転自在に支持する第2キャリア、および前記第1キャリアに連結されると共に前記第2ピニオンギヤと噛合する第2リングギヤを有するシングルピニオン式の第2遊星歯車機構と、

前記第2サンギヤに連結される回転要素と、前記出力軸に連結される回転要素とを有す

る第3遊星歯車機構と、

前記第1、第2および第3遊星歯車機構を収容するケースと、

前記入力軸と前記第2サンギヤとを連結すると共に両者の連結を解除することができる第1クラッチと、

前記入力軸と前記第2キャリアとを連結すると共に両者の連結を解除することができる第2クラッチと、

前記第 1 リングギヤを前記ケースに固定可能であると共に、第 1 の変速段の形成時に係合される第 1 ブレーキと、

前記第 2 リングギヤを前記ケースに固定可能であると共に、前記第 1 の変速段よりも低速段である第 2 の変速段の形成時に係合される第 2 ブレーキとを備え、

前記第 1 遊星歯車機構は、前記第 2 遊星歯車機構よりも前記入力軸側に配置されると共に、前記第 2 遊星歯車機構は、前記第 3 遊星歯車機構よりも前記入力軸側に配置され、

前記第 1 ブレーキは、少なくとも一部が径方向からみて前記第 2 遊星歯車機構と重なるように該第 2 遊星歯車機構の外周側に配置され、前記第 2 ブレーキは、少なくとも一部が径方向からみて前記第 1 遊星歯車機構と重なるように該第 1 遊星歯車機構の外周側に配置されることを特徴とする。

[0008] この変速装置において、入力軸側に配置される第 1 遊星歯車機構と出力軸に連結される第 3 遊星歯車機構との間に配置される第 2 遊星歯車機構の第 2 リングギヤは、第 1 リングギヤが第 1 ブレーキにより固定される第 1 の変速段よりも低速段である第 2 の変速段の形成時に第 2 ブレーキにより固定される。そして、第 1 ブレーキは、少なくとも一部が径方向からみて第 2 遊星歯車機構と重なるように当該第 2 遊星歯車機構の外周側に配置され、第 2 ブレーキは、少なくとも一部が径方向からみて第 1 遊星歯車機構と重なるように当該第 1 遊星歯車機構の外周側に配置される。このように、上記第 2 の変速段の形成に際して係合されることにより第 1 ブレーキに比べてより大きなトルク容量が要求される第 2 ブレーキの少なくとも一部を入力軸側に配置される第 1 遊星歯車機構の外周側に配置すれば、一般にケースのサイズは入力軸側で大きくなることから、第 2 ブレーキのトルク容量を確保しつつ第 1 遊星歯車機構の外周側におけるケースのサイズアップを抑制することができる。更に、第 2 ブレーキに比べて要求されるトルク容量が小さい第 1 ブレーキの少なくとも一部を第 2 遊星歯車機構の外周側に配置すれば、第 2 遊星歯車機構の外周側におけるケースのサイズアップを抑制することができる。従って

、本発明によれば、変速装置をよりコンパクト化することが可能となる。

[0009] また、前記第1キャリアと前記第2リングギヤとは、調心機能をもたない嵌合部を介して互いに連結されてもよい。これにより、第1キャリアと第2リングギヤとを例えば調心機能をもったスプライン嵌合部（インボリュートスプライン）を介して互いに連結する場合に比べて第1キャリアと第2リングギヤとを軸方向により近接させた状態で連結することができるので、変速装置の軸長をより短縮化することが可能となる。

[0010] 更に、前記第1キャリアと前記第2リングギヤとは、該第2リングギヤの内周部に嵌合される外周部と該第1キャリアに嵌合される内周部とを有する連結部材を介して連結されてもよく、前記連結部材は、前記第2リングギヤと前記第1キャリアとの少なくとも何れか一方に少なくとも径方向のガタをもって嵌合されてもよい。これにより、変速装置の軸長を短縮化しつつ第2リングギヤから第1キャリアまでの間に調心機能をもたない嵌合部を容易に構成可能となる。

[0011] また、前記第1キャリアは、前記第1ピニオンギヤを回転自在に支持する環状の径方向延在部と、該径方向延在部の内周部から前記第2遊星歯車機構に向けて軸方向に延出された軸方向延在部とを有してもよく、前記連結部材は、前記第1キャリアの前記軸方向延在部に嵌合されてもよく、前記第1リングギヤは、前記第1キャリアの前記径方向延在部と

前記連結部材との間で前記軸方向延在部により回転自在に支持される環状のフランジ部材に固定されてもよい。これにより、変速装置の軸長増加を抑制しつつ第1リングギヤを変速装置の中心軸周りに精度よく調心することが可能となる。

[0012] 更に、前記第1ブレーキを構成する第1ブレーキハブは、径方向からみて前記第1キャリアの前記軸方向延在部と重なる位置で前記フランジ部材に固定されてもよい。これにより、変速装置の軸長増加を抑制しつつ第1リングギヤと第1ブレーキの第1ブレーキハブとを連結可能となる。

[0013] また、前記フランジ部材の内周部は、前記連結部材に向けて軸方向にオフ

セットされてもよく、該フランジ部材の前記内周部の軸方向における両側にはスラスト軸受が配置されてもよい。これにより、変速装置の軸長増加を抑制しつつ第１リングギヤに固定されるフランジ部材を軸方向に支持することが可能となる。

- [0014] そして、前記第３遊星歯車機構は、前記第３遊星歯車機構は、前記第２サンギヤに連結される第３サンギヤ、該第３サンギヤと噛合する第３ピニオンギヤを回転自在に支持すると共に前記出力軸に連結される第３キャリア、および前記第２キャリアに連結されると共に前記第３ピニオンギヤと噛合する第３リングギヤを有するシングルピニオン式の遊星歯車機構であってもよく、前記変速装置は、前記第３リングギヤを前記ケースに固定可能な第３ブレーキを更に備えてもよい。これにより、変速装置全体をよりコンパクト化すると共に部品点数を削減することができる。

図面の簡単な説明

- [0015] [図1]本発明の一実施例に係る変速装置３０を含む動力伝達装置２０を搭載した車両である自動車１０の概略構成図である。
- [図2]動力伝達装置２０を示す断面図である。
- [図3]動力伝達装置２０の概略構成図である。
- [図4]変速装置３０の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表す作動表である。
- [図5]変速装置３０を構成する回転要素間における回転数の関係を例示する共線図である。
- [図6]変速装置３０の要部拡大図である。
- [図7]連結部材６０と第１キャリア３１ｃとの嵌合部を示す説明図である。
- [図8]変形例に係る変速装置３０Ｂの要部拡大図である。

発明を実施するための形態

- [0016] 次に、本発明を実施するための形態を実施例を用いて説明する。
- [0017] 図１は、本発明の実施例に係る変速装置３０を含む動力伝達装置２０を搭載した車両である自動車１０の概略構成図である。同図に示す自動車１０は

、後輪駆動車両として構成されており、ガソリンや軽油といった炭化水素系の燃料と空気との混合気の爆発燃焼により動力を出力する内燃機関である原動機としてのエンジン１２と、エンジン１２を制御するエンジン用電子制御ユニット（以下、「エンジンＥＣＵ」という）１４と、図示しない電子制御式油圧ブレーキユニットを制御するブレーキ用電子制御ユニット（以下、「ブレーキＥＣＵ」という）１５と、流体伝動装置（発進装置）２３や有段の変速装置（自動変速機）３０、これらに作動油（作動流体）を給排する油圧制御装置７０、これらを制御する変速用電子制御ユニット（以下、「変速ＥＣＵ」という）２１等を有し、エンジン１２のクランクシャフト１６に接続されると共にエンジン１２からの動力をデファレンシャルギヤ８０を介して左右の駆動輪（後輪）ＤＷに伝達する動力伝達装置２０とを備える。

[0018] 図２および図３に示すように、動力伝達装置２０は、流体伝動装置２３や、油圧発生源としてのオイルポンプ２９、変速装置３０等を収容するトランスミッションケース２２を有する。流体伝動装置２３は、流体式トルクコンバータとして構成されており、フロントカバー１８を介してエンジン１２のクランクシャフト１６に接続されるポンプインペラ２４や、タービンハブを介して変速装置３０のインプットシャフト（入力軸）３４に固定されるタービンランナ２５、ポンプインペラ２４およびタービンランナ２５の内側に配置されてタービンランナ２５からポンプインペラ２４への作動油（ＡＴＦ）の流れを整流するステータ２６、ステータ２６の回転方向を一方向に制限するワンウェイクラッチ２６ａ、ダンパ機構２７、ロックアップクラッチ２８等を含む。油圧発生源としてのオイルポンプ２９は、ポンプボディとポンプカバーとからなるポンプアセンブリと、ハブを介して流体伝動装置２３のポンプインペラ２４に接続された外歯ギヤとを備えるギヤポンプとして構成されており、油圧制御装置７０に接続される。

[0019] 変速装置３０は、６段変速式の有段変速機として構成されており、図２および図３に示すように、何れもシングルピニオン式遊星歯車である第１遊星歯車機構３１、第２遊星歯車機構３２、および第３遊星歯車機構３３と、イ

ンプットシャフト34と、アウトプットシャフト（出力軸）35と、インプットシャフト34からアウトプットシャフト35までの動力伝達経路を変更するための2つのクラッチC1およびC2と3つのブレーキB1、B2およびB3とワンウェイクラッチF1とを含む。第1～第3遊星歯車機構31～33とクラッチC1、C2とブレーキB1～B3とワンウェイクラッチF1とは、図示するように、トランスミッションケース22の内部に収容される。また、変速装置30のインプットシャフト34は、流体伝動装置23を介してエンジン12のクランクシャフトに連結され、アウトプットシャフト35は、デファレンシャルギヤ80（図1参照）を介して駆動輪DWに連結される。

[0020] 第1、第2および第3遊星歯車機構31～33の中で最もエンジン12側（車両前方）すなわち最もインプットシャフト34に近接して配置されて後段の第2遊星歯車機構32と共に変速ギヤ機構を構成する第1遊星歯車機構31は、外歯歯車である第1サンギヤ31sと、第1サンギヤ31sと同心円上に配置される内歯歯車である固定可能要素としての第1リングギヤ31rと、第1サンギヤ31sと噛合すると共に第1リングギヤ31rと噛合する複数の第1ピニオンギヤ31pを自転かつ公転自在に保持する第1キャリア31cとを有する。第1遊星歯車機構31の第1サンギヤ31sは、インプットシャフト34と一体に回転可能なクラッチC1のクラッチドラムに連結（スプライン嵌合）される環状の連結ドラム36に固定される。

[0021] また、第1遊星歯車機構31のアウトプットシャフト35側（車両後方側）に並設される第2遊星歯車機構32は、外歯歯車である第2サンギヤ32sと、第2サンギヤ32sと同心円上に配置される内歯歯車である固定可能要素としての第2リングギヤ32rと、第2サンギヤ32sと噛合すると共に第2リングギヤ32rと噛合する複数の第2ピニオンギヤ32pを自転かつ公転自在に保持する第2キャリア32cとを有する。第2遊星歯車機構32の第2サンギヤ32sは、インプットシャフト34とアウトプットシャフト35との間に両者に対して回転自在に配置される中間シャフト37に固定

される。第2遊星歯車機構32の第2リングギヤ32rは、第1遊星歯車機構31の第1キャリア31cに連結される。第2遊星歯車機構32の第2キャリア32cは、中間シャフト37により同軸かつ回転自在に支持されるスリーブ38に固定される。

[0022] 更に、第1～第3遊星歯車機構31～33の中で最もアウトプットシャフト35に近接して（車両後方に）配置される減速ギヤ機構としての第3遊星歯車機構33は、外歯歯車である第3サンギヤ33sと、第3サンギヤ33sと同心円上に配置される内歯歯車である固定可能要素としての第3リングギヤ33rと、第3サンギヤ33sと噛合すると共に第3リングギヤ33rと噛合する複数の第3ピニオンギヤ33pを自転かつ公転自在に保持する第3キャリア33cとを有する。第3遊星歯車機構33の第3サンギヤ33sは、中間シャフト37に固定されて第2遊星歯車機構32の第2サンギヤ32sと連結され、第3遊星歯車機構33の第3リングギヤ33rは、第2遊星歯車機構32の第2キャリア32cに連結され、第3遊星歯車機構33の第3キャリア33cは、アウトプットシャフト35に連結される。

[0023] クラッチC1は、インプットシャフト34と中間シャフト37すなわち第2遊星歯車機構32の第2サンギヤ32sおよび第3遊星歯車機構33の第3サンギヤ33sとを連結すると共に両者の連結を解除することができる多板式油圧クラッチである。クラッチC2は、インプットシャフト34とスリーブ38すなわち第2遊星歯車機構32の第2キャリア32cとを連結すると共に両者の連結を解除することができる多板式油圧クラッチである。ワンウェイクラッチF1は、第2遊星歯車機構32の第2キャリア32cおよび第3遊星歯車機構33の第3リングギヤ33rの正転のみを許容して逆転を規制するものである。

[0024] ブレーキB1は、第1遊星歯車機構31の第1リングギヤ31rをトランスミッションケース22に対して固定すると共に第1リングギヤ31rのトランスミッションケース22に対する固定を解除することができる多板式油圧ブレーキである。ブレーキB2は、第1遊星歯車機構31の第1キャリア

31cをトランスミッションケース22に対して固定することで第2遊星歯車機構32の第2リングギヤ32rをトランスミッションケース22に対して固定すると共に、第1キャリア31cおよび第2リングギヤ32rのトランスミッションケース22に対する固定を解除することができる多板式油圧ブレーキである。ブレーキB3は、第2遊星歯車機構32の第2キャリア32cと第3遊星歯車機構33の第3リングギヤ33rとをトランスミッションケース22に対して固定すると共に第2キャリア32cおよび第3リングギヤ33rのトランスミッションケース22に対する固定を解除することができる多板式油圧ブレーキである。

[0025] 上述のクラッチC1およびC2並びにブレーキB1～B3は、油圧制御装置70による作動油の給排を受けて動作する。図4に変速装置30の各変速段とクラッチC1およびC2並びにブレーキB1～B3の作動状態との関係を表す作動表を示し、図5に変速装置30を構成する回転要素間における回転数の関係を例示する共線図を示す。変速装置30は、クラッチC1およびC2並びにブレーキB1～B3を図4の作動表に示す状態とすることで図5に示すように前進第1速～第6速の変速段と後進1段の変速段とを提供する。

[0026] 図6は、変速装置30の要部拡大図である。同図に示すように、変速装置30の第3速や第5速、リバース段を形成する際に第1遊星歯車機構31の第1リングギヤ31rをトランスミッションケース22に対して固定するのに用いられるブレーキB1は、トランスミッションケース22の内周部に嵌合（スプライン嵌合）されて当該トランスミッションケース22により摺動自在に支持される複数の第1摩擦板（相手板）41と、それぞれ互いに隣り合う第1摩擦板41の間に配置される複数の第2摩擦板（両面に摩擦材を有する部材）42と、締結（固定）対象である第1遊星歯車機構31の第1リングギヤ31rにリングギヤフランジ（フランジ部材）40を介して連結されると共に複数の第2摩擦板42が嵌合（スプライン嵌合）される円筒状の外周部43aを有する第1ブレーキハブ43と、トランスミッションケース

22に対して軸方向に移動して第1および第2摩擦板41, 42を押圧可能な第1ピストン44と、第1ピストン44を第1および第2摩擦板41, 42から離間するように軸方向に付勢する複数の第1リターンスプリング45と、トランスミッションケース22に固定されて第1ピストン44の背後（第1リターンスプリング45とは反対側）に係合油室を画成する第1油室画成部材46とを含む。

[0027] また、変速装置30の第2速や第6速を形成する際に第2遊星歯車機構32の第2リングギヤ32rをトランスミッションケース22に対して固定するのに用いられるブレーキB2は、トランスミッションケース22の内周部に嵌合（スプライン嵌合）されて当該トランスミッションケース22により摺動自在に支持される複数の第1摩擦板（相手板）51と、それぞれ互いに隣り合う第1摩擦板51の間に配置される複数の第2摩擦板（両面に摩擦材を有する部材）52と、締結（固定）対象である第2遊星歯車機構32の第2リングギヤ32rに連結部材60と第1遊星歯車機構31の第1キャリア31cとを介して連結されると共に複数の第2摩擦板52が嵌合（スプライン嵌合）される円筒状の外周部53aを有する第2ブレーキハブ53と、トランスミッションケース22に対して軸方向に移動して第1および第2摩擦板51, 52を押圧可能な第2ピストン54と、第2ピストン54を第1および第2摩擦板51, 52から離間するように軸方向に付勢する複数の第2リターンスプリング55と、トランスミッションケース22に固定されて第2ピストン54の背後（第2リターンスプリング55とは反対側）に係合油室を画成する第2油室画成部材56とを含む。

[0028] 図6に示すように、ブレーキB1を構成する第1および第2摩擦板41, 42、第1ブレーキハブ43の外周部43a、第1ピストン44や第1リターンスプリング45、第1油室画成部材46の一部は、径方向（図6における白抜矢印参照）からみて第2遊星歯車機構32と重なるように当該第2遊星歯車機構32の外周側に配置される。また、ブレーキB1の第1ブレーキハブ43は、外周部43aの一端から径方向内側に延出されると共に第1遊

星歯車機構 3 1 と第 2 遊星歯車機構 3 2 との間に配置される内周部 4 3 b を有し、内周部 4 3 b は、上述のリングギヤフランジ 4 0 に固定される。リングギヤフランジ 4 0 は、環状に形成されており、第 1 遊星歯車機構 3 1 の第 1 リングギヤ 3 1 r の内周部に嵌合されると共にスナップリングにより第 1 リングギヤ 3 1 r に対して軸方向に固定される外周部 4 0 a と、当該外周部 4 0 a から第 2 遊星歯車機構 3 2（連結部材 6 0）に向けて軸方向にオフセットされた内周部 4 0 b とを有する。実施例において、リングギヤフランジ 4 0 の外周部 4 0 a には、第 1 リングギヤ 3 1 r のギヤ歯と噛合して当該ギヤ歯と共に調心機能をもった嵌合部を構成するギヤ歯が形成されている。更に、第 1 遊星歯車機構 3 1 の第 1 キャリア 3 1 c は、複数の第 1 ピニオンギヤ 3 1 p を回転自在に支持する環状の径方向延在部 3 1 1 c と、当該径方向延在部 3 1 1 c の内周部から第 2 遊星歯車機構 3 2（連結部材 6 0）に向けて軸方向に延出された軸方向延在部 3 1 2 c とを有しており、リングギヤフランジ 4 0 は、径方向延在部 3 1 1 c と連結部材 6 0 との間で第 1 キャリア 3 1 c の軸方向延在部 3 1 2 c によりブッシュを介して回転自在に支持される。そして、ブレーキ B 1 の第 1 ブレーキハブ 4 3 は、径方向からみて第 1 キャリア 3 1 c の軸方向延在部 3 1 2 c と重なる位置でリングギヤフランジ 4 0 の内周部 4 0 b に例えば溶接等により固定される。

[0029] 一方、ブレーキ B 2 を構成する第 1 および第 2 摩擦板 5 1、5 2 の一部、第 2 ブレーキハブ 5 3 の外周部 5 3 a、第 2 ピストン 5 4 の一部、第 2 リターンスプリング 5 5、第 2 油室画成部材 5 6 の一部は、図 6 に示すように、径方向からみて第 1 遊星歯車機構 3 1 と重なるように当該第 1 遊星歯車機構 3 1 の外周側に配置される。また、ブレーキ B 2 の第 2 ブレーキハブ 5 3 は、外周部 5 3 a の一端から径方向内側に延出される内周部 5 3 b を有する。第 2 ブレーキハブ 5 3 の内周部 5 3 b は、第 1 遊星歯車機構 3 1 の第 1 キャリア 3 1 c に対して軸方向に嵌合されると共に例えば溶接等により固定される（図 2 参照）、それにより第 2 ブレーキハブ 5 3 は、第 1 キャリア 3 1 c により径方向に位置決めされる。また、実施例において、第 2 ブレーキハブ 5

3の内周部53bは、第1キャリア31cにより回転自在に一端が支持された第1ピニオンギヤ31pのピニオンシャフトの他端を回転自在に支持する。ただし、第1ピニオンギヤ31pのピニオンシャフトの他端は、第2ブレーキハブ53の内周部53bではなく、第1キャリア31cにより回転自在に支持されてもよい。更に、第1キャリア31cの軸方向延在部312cの遊端部（図中右端すなわち第2遊星歯車機構32側の端部）には、図6および図7に示すように、略台形の断面形状を有すると共にそれぞれ第2遊星歯車機構32に向けて軸方向に突出する複数の係合爪313cが等間隔に形成されている。第1キャリア31cは、複数の係合爪313cを介して、第2遊星歯車機構32の第2リングギヤ32rから内周側（径方向内側）に延びる連結部材60に連結される。

[0030] 連結部材60は、環状に形成されており、第2遊星歯車機構32の第2リングギヤ32rの内周部に嵌合されると共にスナップリングにより第2リングギヤ32rに対して軸方向に固定される外周部60aと、当該外周部60aから第1遊星歯車機構31（リングギヤフランジ40）に向けて軸方向にオフセットされた内周部60bとを有する。実施例において、連結部材60の外周部60aには、第2リングギヤ32rのギヤ歯と噛合して当該ギヤ歯と共に調心機能をもった嵌合部を構成するギヤ歯が形成されている。また、連結部材60の内周部60bは、図6に示すように、第1リングギヤ31rに固定されたリングギヤフランジ40の内周部40bと比較的小さい間隔において対向し、連結部材60の内周部60bとリングギヤフランジ40の内周部40bとの間には、スラスト軸受65が配置される。更に、リングギヤフランジ40の内周部40bと第1キャリア31cの径方向延在部311cとの間、並びに連結部材60の内周部60bと第2遊星歯車機構32の第2キャリア32cとの間にもスラスト軸受65が配置される。

[0031] 図6および図7に示すように、連結部材60の内周部60bには、径方向内側に突出すると共にそれぞれ第1キャリア31cの複数の係合爪313cと噛合可能な複数の係合爪60cが等間隔に形成されている。実施例では、

係合爪 313c と係合爪 60c とが噛み合った状態で第 1 遊星歯車機構 31 の第 1 キャリア 31c と連結部材 60 とが同軸に位置決めされたときに、図 7 に示すように、互いに隣り合う係合爪 313c と係合爪 60c との間に僅かな周方向におけるバックラッシュ（隙間）が形成されると共に、連結部材 60 の互いに隣り合う係合爪 60c 間の歯底面と第 1 キャリア 31c の係合爪 313c の外周面との間に上記バックラッシュよりも大きい隙間 G（図 7 参照）が形成される。すなわち、連結部材 60 は、第 1 キャリア 31c の軸方向延在部 312c に対して径方向のガタをもって嵌合され、それにより、第 1 キャリア 31c の係合爪 313c と連結部材 60 の係合爪 60c とは、調心機能をもたない嵌合部（台形歯スプライン）を構成する。そして、図 6 に示すように、連結部材 60 の内周部 60b（係合爪 60c）は、第 1 遊星歯車機構 31 の第 1 リングギヤ 31r とブレーキ B1 の第 1 ブレーキハブ 43 の連結部すなわちリングギヤフランジ 40（内周部 40b）と第 1 ブレーキハブ 43 の内周部 43b との固定部や、複数のスラスト軸受 65 よりも内周側で第 1 キャリア 31c の軸方向延在部 312c（係合爪 313c）に嵌合され、それにより第 2 リングギヤ 32r が連結部材 60 および第 1 キャリア 31c を介してブレーキ B2 の第 2 ブレーキハブ 53 に連結されることになる。

[0032] 上述のように、実施例の変速装置 30 において、インプットシャフト 34 側の第 1 遊星歯車機構 31 とアウトプットシャフト 35 側の第 3 遊星歯車機構 33 との間に配置される第 2 遊星歯車機構 32 の第 2 リングギヤ 32r は、第 1 リングギヤ 31r がブレーキ B1 により固定される変速段である第 3 速および第 5 速（第 1 の変速段）よりも低速段である第 2 速（第 2 の変速段）の形成時にブレーキ B2 により固定される。そして、ブレーキ B1 は、少なくとも一部が径方向からみて第 2 遊星歯車機構 32 と重なるように当該第 2 遊星歯車機構 32 の外周側に配置され、ブレーキ B2 は、少なくとも一部が径方向からみて第 1 遊星歯車機構 31 と重なるように当該第 1 遊星歯車機構 31 の外周側に配置される。このように、第 2 速の形成に際して係合され

ることによりブレーキB 1 に比べてより大きなトルク容量が要求されるブレーキB 2 の少なくとも一部をインプットシャフト3 4 側に配置される第1 遊星歯車機構3 1 の外周側に配置すれば、一般にトランスミッションケース2 2 のサイズはインプットシャフト3 4 側で大きくなることから、ブレーキB 2 のトルク容量を確保しつつ第1 遊星歯車機構3 1 の外周側におけるトランスミッションケース2 2 のサイズアップを抑制することができる。更に、ブレーキB 2 に比べて要求されるトルク容量が小さいブレーキB 1 の少なくとも一部を第2 遊星歯車機構3 2 の外周側に配置すれば、第2 遊星歯車機構3 2 の外周側におけるトランスミッションケース2 2 のサイズアップを抑制することができる。従って、実施例の変速装置3 0 は、よりコンパクトに構成可能となる。

[0033] また、変速装置3 0 では、第1 キャリア3 1 c と第2 リングギヤ3 2 r とは、係合爪3 1 3 c と係合爪6 0 c とからなる調心機能をもたない嵌合部を介して互いに連結される。これにより、係合爪3 1 3 c と係合爪6 0 c との径方向における厚み（周方向における接触面の高さ）を確保することで係合爪3 1 3 c と係合爪6 0 c との軸方向長さを小さくすることができるので、第1 キャリア3 1 c と第2 リングギヤ3 2 r とを例えば調心機能をもったスプライン嵌合部（インボリュートスプライン）を介して互いに連結する場合に比べて第1 キャリア3 1 c と第2 リングギヤ3 2 r とを軸方向により近接させた状態で連結することができるので、変速装置3 0 の軸長をより短縮化することが可能となる。そして、第2 リングギヤ3 2 r の内周部に嵌合される外周部6 0 a と第1 キャリア3 1 c の軸方向延在部3 1 2 c に少なくとも径方向のガタ（上述の隙間G）をもって嵌合される内周部6 0 b とを有する連結部材6 0 を用いれば、変速装置3 0 の軸長を短縮化しつつ第2 リングギヤ3 2 r から第1 キャリア3 1 c までの間に調心機能をもたない嵌合部を容易に構成可能となる。

[0034] 更に、第1 キャリア3 1 c は、第1 ピニオンギヤ3 1 p を回転自在に支持する環状の径方向延在部3 1 1 c と、当該径方向延在部3 1 1 c の内周部か

ら第2遊星歯車機構32に向けて軸方向に延出された軸方向延在部312cとを有しており、連結部材60は、第1キャリア31cの軸方向延在部312cに嵌合され、第1リングギヤ31rは、第1キャリア31cの径方向延在部311cと連結部材60との間で軸方向延在部312cにより回転自在に支持される環状のリングギヤフランジ40に固定される。これにより、変速装置30の軸長増加を抑制しつつ第1リングギヤ31rを変速装置30の中心軸周りに精度よく調心することが可能となる。また、ブレーキB1を構成する第1ブレーキハブ43を径方向からみて第1キャリア31cの軸方向延在部312cと重なる位置でリングギヤフランジ40に固定すれば、変速装置30の軸長増加を抑制しつつ第1リングギヤ31rとブレーキB1の第1ブレーキハブ43とを連結可能となる。更に、リングギヤフランジ40の内周部40bを連結部材60に向けて軸方向にオフセットさせると共に、当該内周部40bの軸方向における両側にスラスト軸受65を配置することで、変速装置30の軸長増加を抑制しつつ第1リングギヤ31rに固定されるリングギヤフランジ40を軸方向に支持することが可能となる。

[0035] そして、第3遊星歯車機構33を、第2遊星歯車機構32の第2サンギヤ32sに連結される第3サンギヤ33s、当該第3サンギヤ33sと噛合する第3ピニオンギヤ33pを回転自在に支持すると共にアウトプットシャフト35に連結される第3キャリア33c、および第2キャリア32cに連結されると共に第3ピニオンギヤ33pと噛合する第3リングギヤ33rを有するシングルピニオン式の遊星歯車機構として構成すれば、変速装置30全体をよりコンパクト化すると共に部品点数を削減することができる。

[0036] また、実施例の変速装置30において、ブレーキB2の締結対象である第2遊星歯車機構32の第2リングギヤ32rと、第1遊星歯車機構31の第1キャリア31cとは、第2リングギヤ32rから内周側に延びる連結部材60を介して連結され、第1キャリア31cは、ブレーキB2を構成する第2ブレーキハブ53に連結される。このように、第2リングギヤ32rから内周側に延びる連結部材60を用いれば、第1遊星歯車機構31の第1キャ

リア 3 1 c と第 2 遊星歯車機構 3 2 の第 2 リングギヤ 3 2 r とを変速装置 3 0 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ので、第 2 遊星歯車機構 3 2 の第 2 リングギヤ 3 2 r をブレーキ B 2 によりミッションケース 2 2 に固定した際に、第 2 ピニオンギヤ 3 2 p との噛合により第 2 リングギヤ 3 2 r に励起される振動がブレーキ B 2 を介してミッションケース 2 2 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 3 1 c をブレーキ B 2 の第 2 ブレーキハブ 5 3 に連結することで、第 2 リングギヤ 3 2 r からブレーキ B 2 までの経路をより長くすることができるので、第 2 遊星歯車機構 3 2 の第 2 リングギヤ 3 2 r をブレーキ B 2 によりミッションケース 2 2 に固定した際に、第 2 リングギヤ 3 2 r に励起される振動を良好に減衰することができる。加えて、第 1 キャリア 3 1 c を介して第 2 リングギヤ 3 2 r を第 2 ブレーキハブ 5 3 に連結することで、第 1 キャリア 3 1 c のイナーシャにより第 2 リングギヤ 3 2 r に励起される振動を良好に減衰することができる。従って、変速装置 3 0 では、第 2 遊星歯車機構 3 2 の第 2 リングギヤ 3 2 r をブレーキ B 2 によりミッションケース 2 2 に固定した際に当該ミッションケース 2 2 への振動の伝達を良好に抑制してノイズの発生を低減させることが可能となる。

[0037] 更に、第 2 リングギヤ 3 2 r の内周部に嵌合される外周部 6 0 a と第 1 キャリア 3 1 c に嵌合される内周部 6 0 b とを有する連結部材 6 0 を用いれば、第 1 遊星歯車機構 3 1 の第 1 キャリア 3 1 c と第 2 遊星歯車機構 3 2 の第 2 リングギヤ 3 2 r とを変速装置 3 0 の中心軸により近い位置で容易に連結可能となる。

[0038] また、変速装置 3 0 において、第 2 遊星歯車機構 3 2 の第 2 リングギヤ 3 2 r は、第 1 遊星歯車機構 3 1 の第 1 リングギヤ 3 1 r がブレーキ B 1 により固定される変速段である第 3 速および第 5 速よりも高速段の第 6 速の形成時にブレーキ B 2 により固定される。そして、変速装置 3 0 では、連結部材 6 0 の内周部 6 0 b (係合爪 6 0 c) が、第 1 遊星歯車機構 3 1 の第 1 リングギヤ 3 1 r とブレーキ B 1 の第 1 ブレーキハブ 4 3 との連結部すなわちリ

ングギヤフランジ40（内周部40b）と第1ブレーキハブ43の内周部43bとの固定部よりも内周側で第1キャリア31cの軸方向延在部312c（係合爪313c）に嵌合される。これにより、インプットシャフト34の回転数や入力トルクが比較的低く、振動に起因したノイズが顕在化し易い第6速を形成するために第2リングギヤ32rをブレーキB2により固定した際に、第2ピニオンギヤ32pとの噛合により第2リングギヤ32rに励起される振動がブレーキB2を介してトランスミッションケース22に伝達されるのを良好に抑制することが可能となる。

[0039] 更に、軸方向延在部312cの係合爪313cと連結部材60の係合爪60cとにより、連結部材60の内周部60bと第1キャリア31cの軸方向延在部312cとの間に調心機能をもたない嵌合部を構成することで、ブレーキB2の係合により第2遊星歯車機構32自体の調心機能が妨げられるのを抑制することができるので、ブレーキB2の係合時にトルクを伝達する第2遊星歯車機構32において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可能となり、ブレーキB2の係合時に第2リングギヤ32rに励起される振動を良好に低減することができる。ただし、連結部材60の内周部60bと第1キャリア31cの軸方向延在部312cとの間に調心機能をもたない嵌合部を設ける代わりに、連結部材60の外周部60aと第2リングギヤ32rとの間に調心機能をもたない嵌合部を設けてもよく、連結部材60の内周部60bと第1キャリア31cの軸方向延在部312cとの間、および連結部材60の外周部60aと第2リングギヤ32rとの間の双方に、調心機能をもたない嵌合部を設けてもよい。

[0040] また、ブレーキB2の第2ブレーキハブ53を第1キャリア31cに固定して径方向に位置決めすることで第2ブレーキハブ53を変速装置30の中心軸周りに精度よく調心することができるので、ブレーキB2の係合時に第2ブレーキハブ53の姿勢を安定化させて第2遊星歯車機構32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することが可能となる。更に、第1リングギヤ31rを、第1キャリア31cの径方向延在部3

1 1 c と連結部材 6 0 との間で軸方向延在部 3 1 2 c により回転自在に支持される環状のリングギヤフランジ 4 0 に固定することで、第 1 リングギヤ 3 1 r を変速装置 3 0 の中心軸周りに精度よく調心することができるので、ブレーキ B 2 の係合時に第 1 遊星歯車機構 3 1 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することが可能となる。

[0041] 以上説明したように、実施例の変速装置 3 0 は、少なくとも一部が径方向からみて第 2 遊星歯車機構 3 2 と重なるように当該第 2 遊星歯車機構 3 2 の外周側に配置されると共に第 3 速および第 5 速の形成時に第 1 遊星歯車機構 3 1 の第 1 リングギヤ 3 1 r をミッションケース 2 2 に固定するブレーキ B 1 と、少なくとも一部が径方向からみて第 1 遊星歯車機構 3 1 と重なるように当該第 1 遊星歯車機構 3 1 の外周側に配置されると共に第 2 速の形成時に第 2 遊星歯車機構 3 2 の第 2 リングギヤ 3 2 r をミッションケース 2 2 に固定するブレーキ B 2 とを備えるので、よりコンパクトに構成可能である。また、実施例の変速装置 3 0 では、ブレーキ B 2 の締結対象である第 2 遊星歯車機構 3 2 の第 2 リングギヤ 3 2 r と第 1 遊星歯車機構 3 1 の第 1 キャリア 3 1 c とが第 2 リングギヤ 3 2 r から内周側に延びる連結部材 6 0 を介して連結されると共に、第 1 キャリア 3 1 c がブレーキ B 2 を構成する第 2 ブレーキハブ 5 3 に連結されるので、第 2 遊星歯車機構 3 2 の第 2 リングギヤ 3 2 r をブレーキ B 2 によりミッションケース 2 2 に固定した際に当該ミッションケース 2 2 への振動の伝達を良好に抑制してノイズの発生を低減させることができる。

[0042] なお、上記実施例の変速装置 3 0 では、連結部材 6 0 の外周部 6 0 a が第 2 リングギヤ 3 2 r のギヤ歯と当該外周部 6 0 a に形成されたギヤ歯とかなる調心機能をもった嵌合部を介して第 2 リングギヤ 3 2 r に連結され、連結部材 6 0 の内周部 6 0 b が係合爪 3 1 3 c と係合爪 6 0 c とからなる調心機能をもたない嵌合部を介して第 1 キャリア 3 1 c に連結されるが、第 2 リングギヤ 3 2 r と第 1 キャリア 3 1 c との連結態様は、これに限られるものではない。すなわち、図 8 に示す変速装置 3 0 B のように、連結部材 6 0 B の

外周部 60a を第 2 リングギヤ 32r のギヤ歯と当該外周部 60a に形成されたギヤ歯とかなる調心機能をもった嵌合部を介して第 2 リングギヤ 32r に連結すると共に、連結部材 60B の内周部 60b を例えばインボリュートスプラインからなる調心機能をもった嵌合部 100 を介して第 1 キャリア 31c に連結してもよい。変形例に係る変速装置 30B では、図示するように、連結部材 60B の内周部 60b が第 1 遊星歯車機構 31 に向けて軸方向に延出されており、当該内周部 60b は、第 1 キャリア 31c の軸方向延在部 312c の外周にインボリュートスプラインからなるスプライン嵌合部を介して連結される。また、変速装置 30B では、第 1 ブレーキ B1 の第 1 ブレーキハブ 43 の内周部 43b が連結部材 60B の内周部 60b によりブッシュを介して回転自在に支持され、リングギヤフランジ 40B の内周部 40b が第 1 ブレーキハブ 43 の内周部 43b に固定される。そして、第 1 キャリア 31c の径方向延在部 311c とリングギヤフランジ 40B の内周部 40b との間、第 1 ブレーキハブ 43B の内周部 43b と連結部材 60B との間、および連結部材 60 と第 2 遊星歯車機構 32 の第 2 キャリア 32c との間にスラスト軸受 65 が配置される。このように構成される変速装置 30B では、第 2 遊星歯車機構 32 の第 2 リングギヤ 32r が第 1 遊星歯車機構 31 の第 1 キャリア 31c により調心されることから、第 2 遊星歯車機構 32 の各回転要素を調心してブレーキ B2 の係合時に第 2 遊星歯車機構 32 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、第 2 リングギヤ 32r に励起される振動を低減することができる。

[0043] ここで、実施例の主要な要素と発明の概要の欄に記載した発明の主要な要素との対応関係について説明する。すなわち、上記実施例では、変速比を複数段に変更しながらインプットシャフト 34 に付与された動力をアウトプットシャフト 35 に伝達可能な変速装置 30 が「変速装置」に相当し、インプットシャフト 34 に連結される第 1 サンギヤ 31s、第 1 サンギヤ 31s と噛合する第 1 ピニオンギヤ 31p を回転自在に支持する第 1 キャリア 31c、および第 1 ピニオンギヤ 31p と噛合する第 1 リングギヤ 31r を有する

シングルピニオン式の第1遊星歯車機構31が「第1遊星歯車機構」に相当し、第2サンギヤ32s、第2サンギヤ32sと噛合する第2ピニオンギヤ32pを回転自在に支持する第2キャリア32c、および第1キャリア31cに連結されると共に第2ピニオンギヤ32pと噛合する第2リングギヤ32rを有するシングルピニオン式の第2遊星歯車機構32が「第2遊星歯車機構」に相当し、第2サンギヤ32sに連結される第3サンギヤ33sと、アウトプットシャフト35に連結される第3キャリア33cとを有する第3遊星歯車機構33が「第3遊星歯車機構」に相当し、第1、第2および第3遊星歯車機構31～33を収容するトランスミッションケース22が「ケース」に相当し、インプットシャフト34と第2サンギヤ32sとを連結すると共に両者の連結を解除することができるクラッチC1が「第1クラッチ」に相当し、インプットシャフト34と第2キャリア32cとを連結すると共に両者の連結を解除することができるクラッチC2が「第2クラッチ」に相当し、第1リングギヤ31rをトランスミッションケース22に固定可能なブレーキB1が「第1ブレーキ」に相当し、第2リングギヤ32rをトランスミッションケース22に固定可能なブレーキB2が「第2ブレーキ」に相当し、第2リングギヤ32rから内周側に延びると共に第1キャリア31cと第2リングギヤ32rとを連結する連結部材60が「連結部材」に相当する。

[0044] ただし、上記実施例や変形例の主要な要素と発明の概要の欄に記載した発明の主要な要素との対応関係は、実施例等が発明の概要の欄に記載した発明を実施するための形態を具体的に説明するための一例であって、発明の概要の欄に記載した発明の要素を限定するものではない。すなわち、実施例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例に過ぎず、発明の概要の欄に記載された発明の解釈は、その欄の記載に基づいて行なわれるべきものである。

[0045] 以上、実施例を用いて本発明の実施の形態について説明したが、本発明は上記実施例に何ら限定されるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲

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。

産業上の利用可能性

[0046] 本発明は、変速装置の製造産業において利用可能である。

請求の範囲

[請求項1]

変速比を複数段に変更しながら入力軸に付与された動力を出力軸に伝達可能な変速装置において、

前記入力軸に連結される第1サンギヤ、該第1サンギヤと噛合する第1ピニオンギヤを回転自在に支持する第1キャリア、および前記第1ピニオンギヤと噛合する第1リングギヤを有するシングルピニオン式の第1遊星歯車機構と、

第2サンギヤ、該第2サンギヤと噛合する第2ピニオンギヤを回転自在に支持する第2キャリア、および前記第1キャリアに連結されると共に前記第2ピニオンギヤと噛合する第2リングギヤを有するシングルピニオン式の第2遊星歯車機構と、

前記第2サンギヤに連結される回転要素と、前記出力軸に連結される回転要素とを有する第3遊星歯車機構と、

前記第1、第2および第3遊星歯車機構を収容するケースと、

前記入力軸と前記第2サンギヤとを連結すると共に両者の連結を解除することができる第1クラッチと、

前記入力軸と前記第2キャリアとを連結すると共に両者の連結を解除することができる第2クラッチと、

前記第1リングギヤを前記ケースに固定可能であると共に、第1の変速段の形成時に係合される第1ブレーキと、

前記第2リングギヤを前記ケースに固定可能であると共に、前記第1の変速段よりも低速段である第2の変速段の形成時に係合される第2ブレーキとを備え、

前記第1遊星歯車機構は、前記第2遊星歯車機構よりも前記入力軸側に配置されると共に、前記第2遊星歯車機構は、前記第3遊星歯車機構よりも前記入力軸側に配置され、

前記第1ブレーキは、少なくとも一部が径方向からみて前記第2遊星歯車機構と重なるように該第2遊星歯車機構の外周側に配置され

、前記第2ブレーキは、少なくとも一部が径方向からみて前記第1遊星歯車機構と重なるように該第1遊星歯車機構の外周側に配置されることを特徴とする変速装置。

[請求項2] 請求項1に記載の変速装置において、

前記第1キャリアと前記第2リングギヤとは、調心機能をもたない嵌合部を介して互いに連結されることを特徴とする変速装置。

[請求項3] 請求項2に記載の変速装置において、

前記第1キャリアと前記第2リングギヤとは、該第2リングギヤの内周部に嵌合される外周部と該第1キャリアに嵌合される内周部とを有する連結部材を介して連結され、

前記連結部材は、前記第2リングギヤと前記第1キャリアとの少なくとも何れか一方に少なくとも径方向のガタをもって嵌合されることを特徴とする変速装置。

[請求項4] 請求項3に記載の変速装置において、

前記第1キャリアは、前記第1ピニオンギヤを回転自在に支持する環状の径方向延在部と、該径方向延在部の内周部から前記第2遊星歯車機構に向けて軸方向に延出された軸方向延在部とを有し、

前記連結部材は、前記第1キャリアの前記軸方向端部に嵌合され、

前記第1リングギヤは、前記第1キャリアの前記径方向延在部と前記連結部材との間で前記軸方向延在部により回転自在に支持される環状のフランジ部材に固定されることを特徴とする変速装置。

[請求項5] 請求項4に記載の変速装置において、

前記第1ブレーキを構成する第1ブレーキハブは、径方向からみて前記第1キャリアの前記軸方向延在部と重なる位置で前記フランジ部材に固定されることを特徴とする変速装置。

[請求項6] 請求項4または5に記載の変速装置において、

前記フランジ部材の内周部は、前記連結部材に向けて軸方向にオフセットされており、該フランジ部材の前記内周部の軸方向における両側にはスラスト軸受が配置されることを特徴とする変速装置。

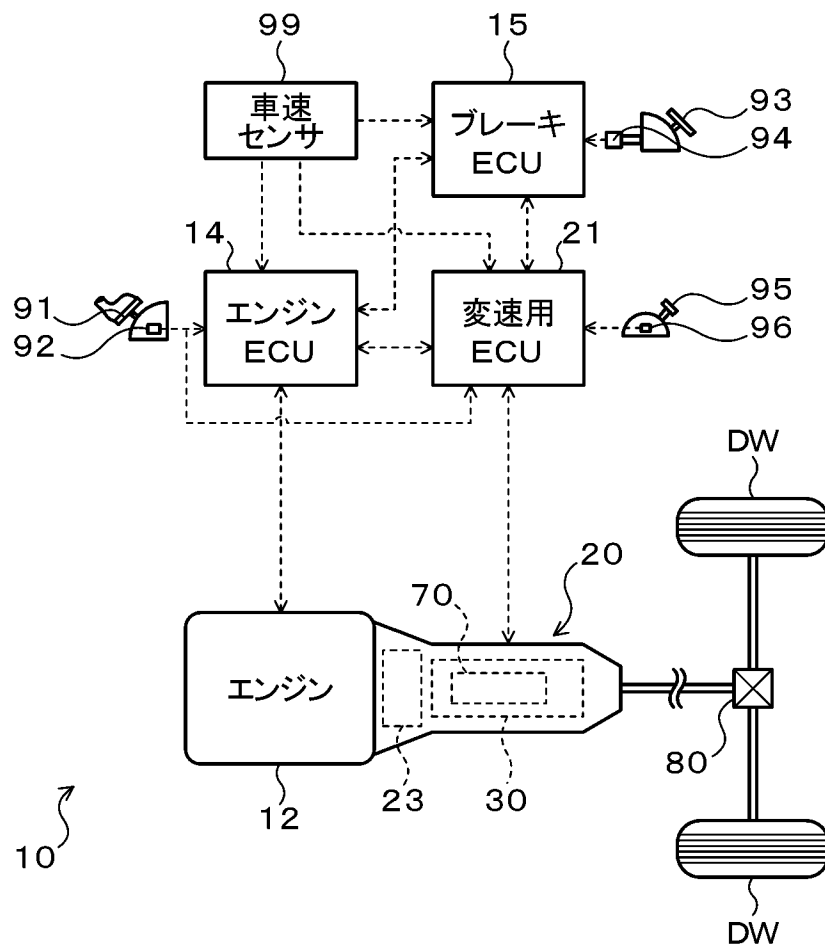
[請求項7]

請求項1から6の何れか一項に記載の変速装置において、

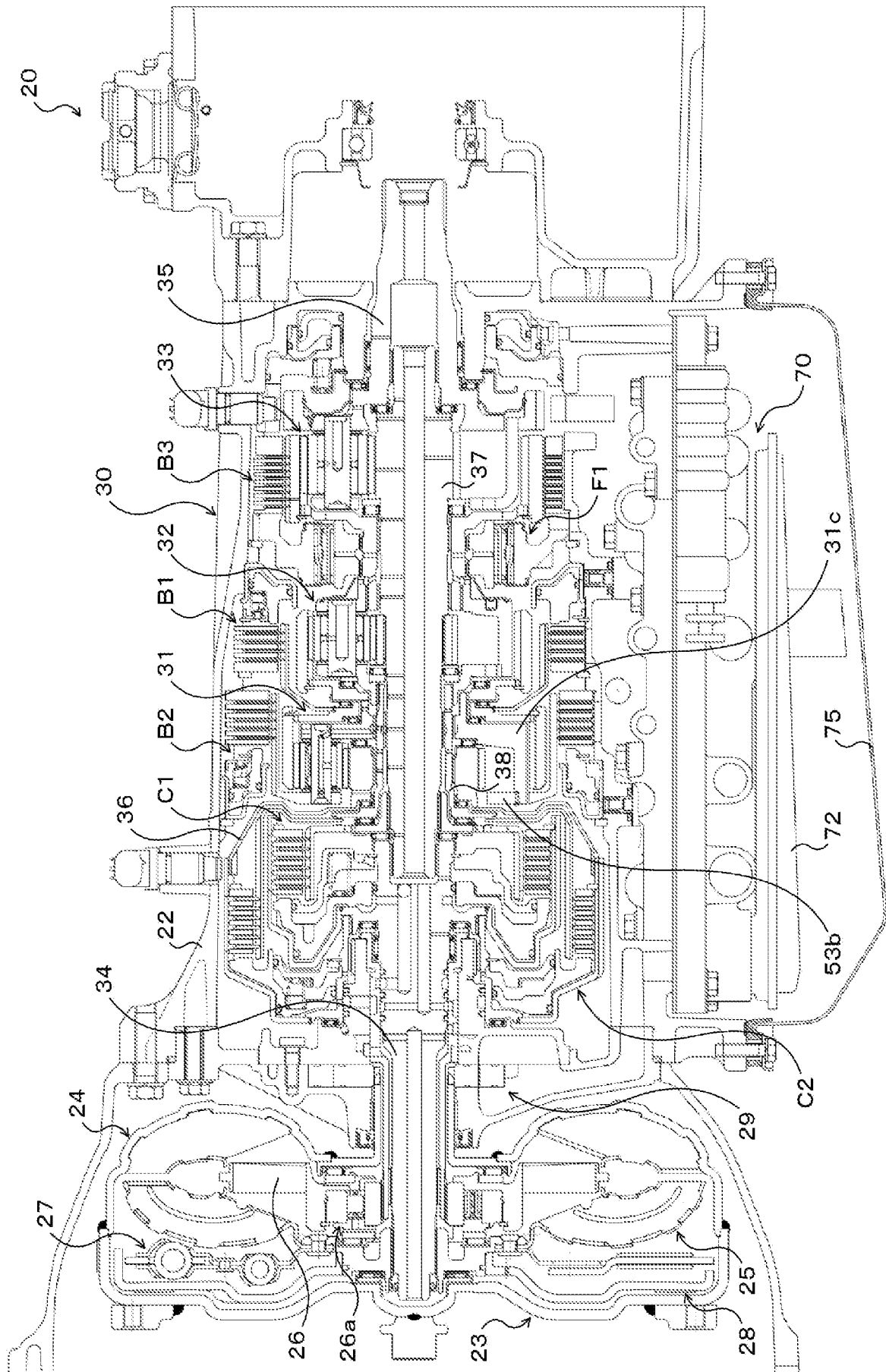
前記第3遊星歯車機構は、前記第2サンギヤに連結される第3サンギヤ、該第3サンギヤと噛合する第3ピニオンギヤを回転自在に支持すると共に前記出力軸に連結される第3キャリア、および前記第2キャリアに連結されると共に前記第3ピニオンギヤと噛合する第3リングギヤを有するシングルピニオン式の遊星歯車機構であり、

前記第3リングギヤを前記ケースに固定可能な第3ブレーキを更に備えることを特徴とする変速装置。

[図1]



[図2]



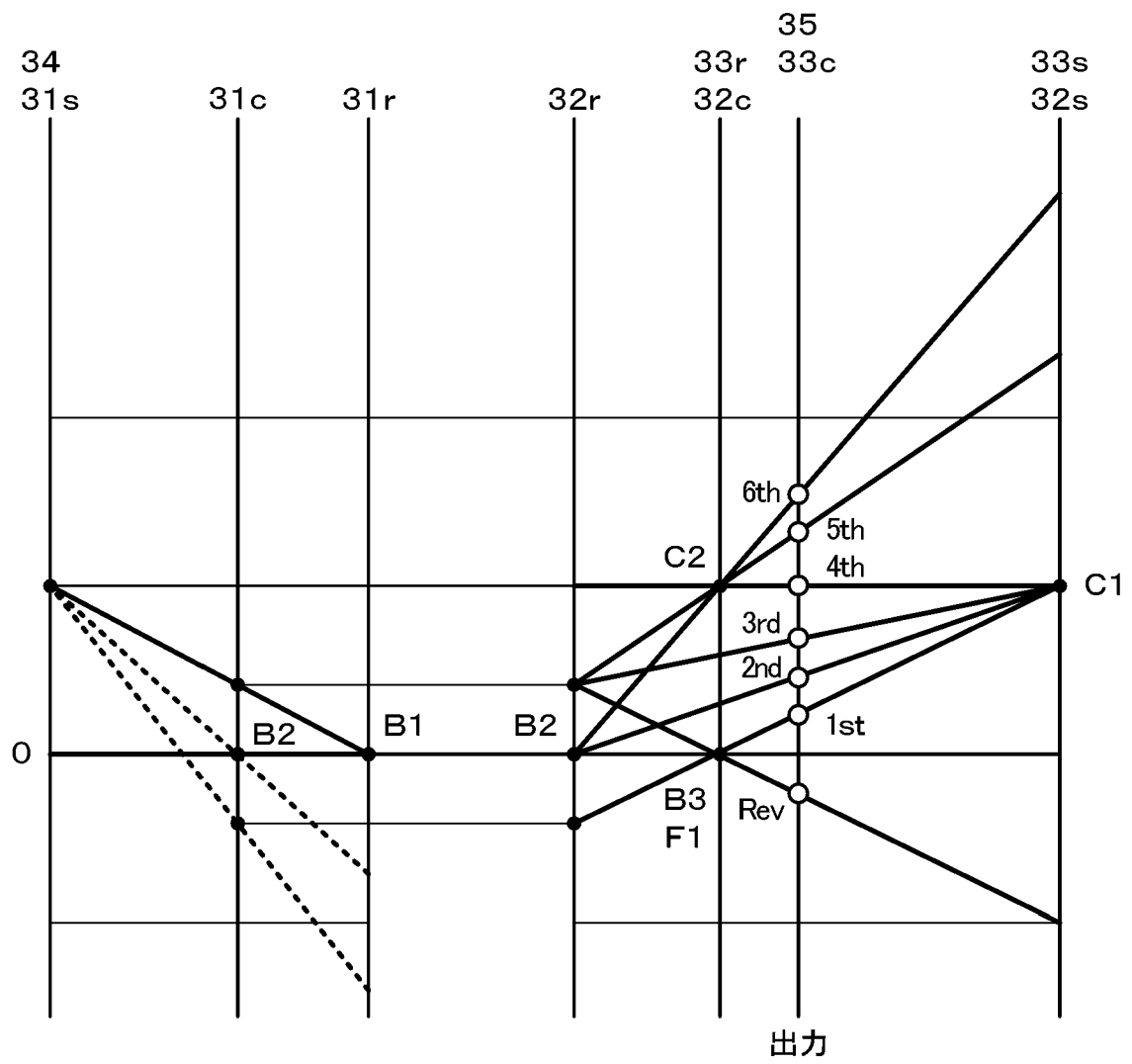
[illegible]

[図4]

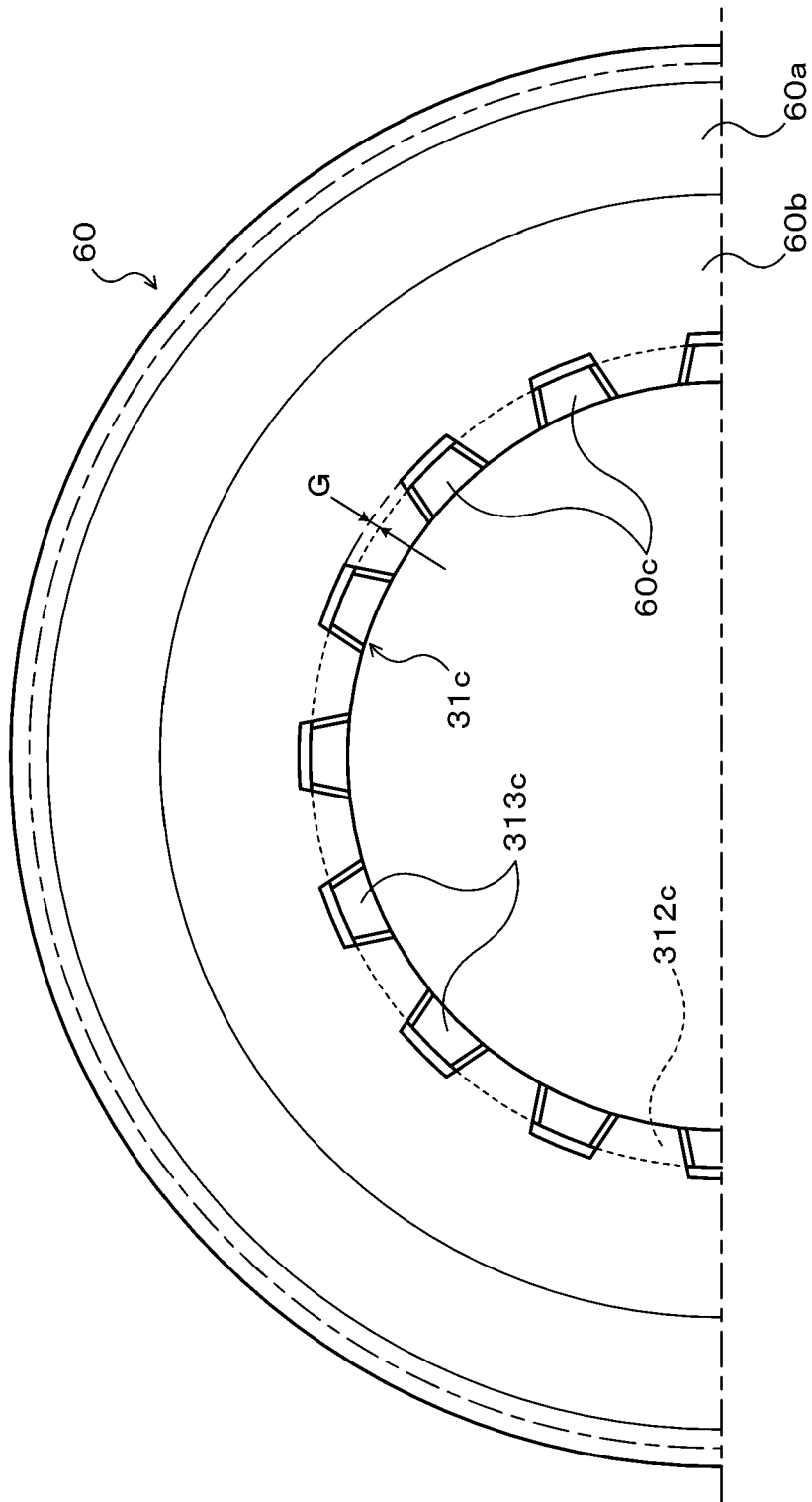
		C1	C2	B1	B2	B3	F1
P							
REV				○		○	
N							
D	1st	○				(○)	○
	2nd	○			○		
	3rd	○		○			
	4th	○	○				
	5th		○	○			
	6th		○		○		

※ (○): エンジンブレーキ時に係合

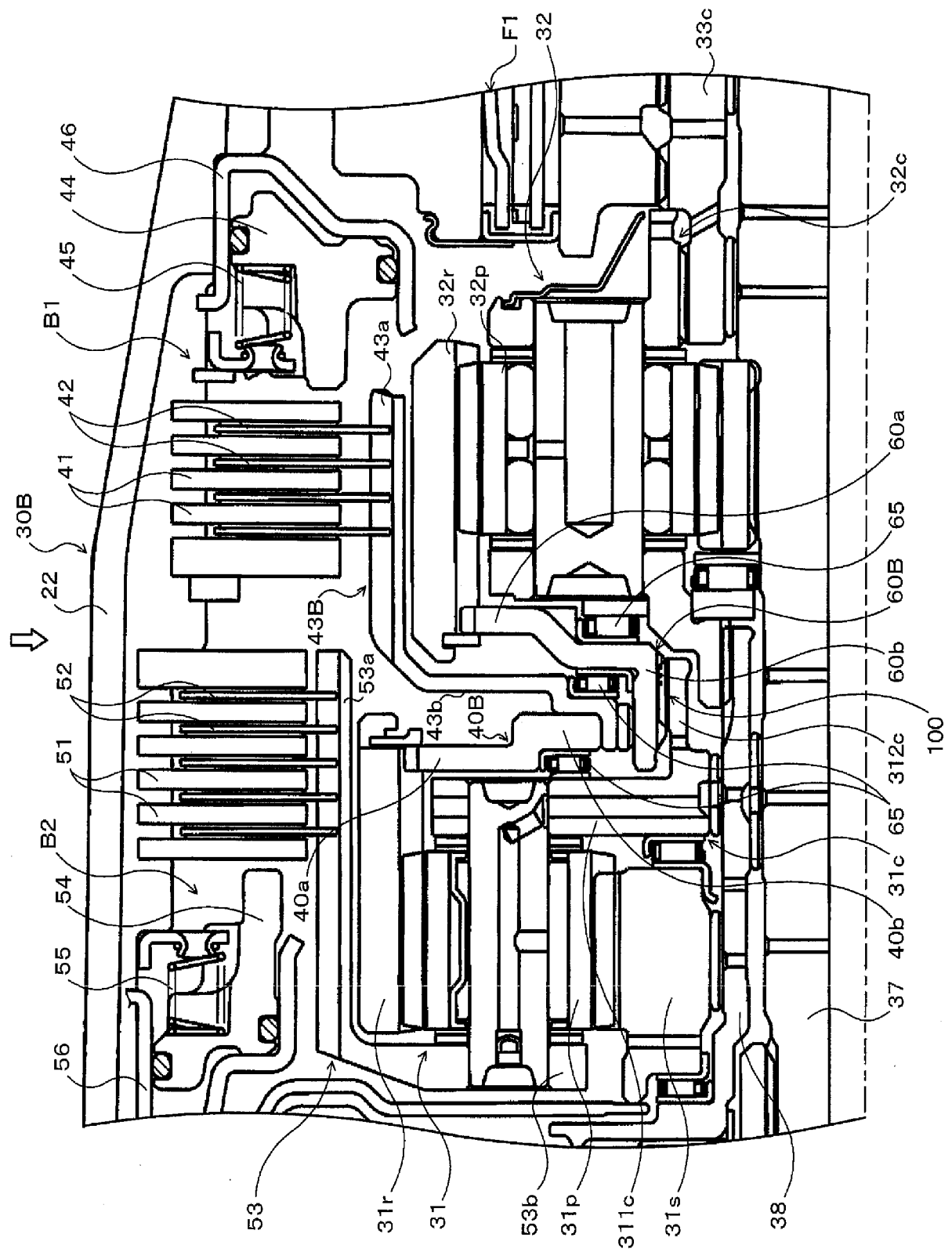
[図5]



[図7]



[図8]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/059308

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H3/66(2006.01) 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)

F16H3/00-3/78

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 1996-2012

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2012 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2012

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.
A	JP 5-33850 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 09 February 1993 (09.02.1993), entire text; all drawings (Family: none)	1-7
A	JP 6-323381 A (Volkswagen AG.), 25 November 1994 (25.11.1994), entire text; all drawings & US 5460579 A & DE 4405048 A1 & FR 2702022 A1	1-7
A	JP 2004-68915 A (JATCO Ltd.), 04 March 2004 (04.03.2004), entire text; all drawings (Family: none)	1-7

☒ 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
06 June, 2012 (06.06.12)Date of mailing of the international search report
19 June, 2012 (19.06.12)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/059308

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 8-152049 A (Jatco Ltd.), 11 June 1996 (11.06.1996), entire text; all drawings & DE 19544316 A1	1-7

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F16H3/66(2006.01)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. F16H3/00-3/78

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	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2012年
日本国実用新案登録公報	1996-2012年
日本国登録実用新案公報	1994-2012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
A	JP 5-33850 A（日産自動車株式会社）1993.02.09, 全文, 全図（ファミリーなし）	1-7
A	JP 6-323381 A（フォルクスワーゲン・アクチエンゲゼルシャフト）1994.11.25, 全文, 全図 & US 5460579 A & DE 4405048 A1 & FR 2702022 A1	1-7
A	JP 2004-68915 A（ジャトコ株式会社）2004.03.04, 全文, 全図（ファミリーなし）	1-7

☒ 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

の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

06.06.2012

国際調査報告の発送日

19.06.2012

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）

広瀬 功次

3 J

3746

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

C (続き) . 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
A	JP 8-152049 A (ジャトコ株式会社) 1996.06.11, 全文, 全図 & DE 19544316 A1	1-7