

(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
2018年5月3日(03.05.2018)



(10) 国際公開番号

WO 2018/079844 A1

(51) 国際特許分類:

F16H 3/093 (2006.01) *B60K 6/547* (2007.10)
B60K 6/40 (2007.10) *F16H 3/72* (2006.01)
B60K 6/48 (2007.10)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2017/039371

(22) 国際出願日: 2017年10月31日(31.10.2017)

(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 2016-213728 2016年10月31日(31.10.2016) 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 10 番地 Aichi (JP).

(72) 発明者: 服部 中庸 (HATTORI Nakatsune);
〒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).
田中翔麻(TANAKA Shoma); 〒4441192 愛知県
安城市藤井町高根 10 番地 アイシン・エ

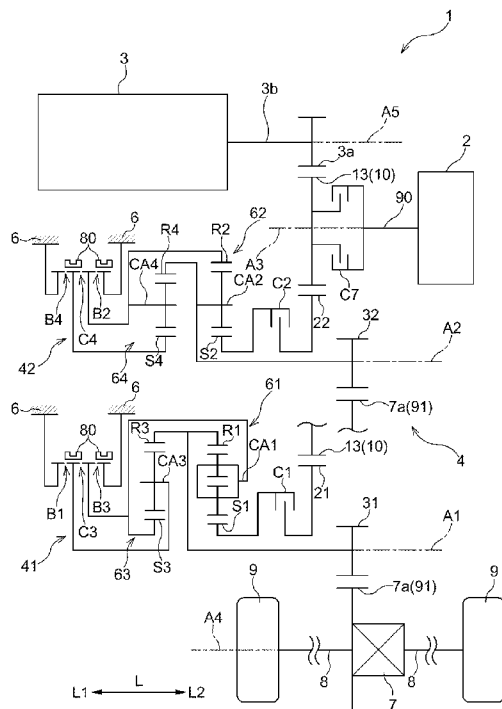
ィ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 鈴木準
(SUZUKI Jun); 〒4441192 愛知県安城市藤井町
高根 10 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株
式会社内 Aichi (JP). 三治広明(SANJI Hiroaki);
〒4441192 愛知県安城市藤井町高根 10 番地 ア
イシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP).
鈴木智晴(SUZUKI Tomoharu); 〒4441192 愛知
県安城市藤井町高根 10 番地 アイシン・エ
ィ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP).

(74) 代理人: 特許業務法人 R & C (R&C IP LAW
FIRM); 〒5300005 大阪府大阪市北区中之
島三丁目 3 番 3 号 Osaka (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, DJ, DK, DM, DO,
DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT,
HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, KE, KG, KH,
KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY,
MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ,

(54) Title: DRIVE TRANSMISSION DEVICE FOR VEHICLE

(54) 発明の名称: 車両用駆動伝達装置



(57) Abstract: An automatic transmission (4) comprises a first gear-changing mechanism (41) that is drive-coupled to an input member (90) via a first clutch (C1), and a second gear-changing mechanism (42) that is drive-coupled to the input member (90) via a second clutch (C2). The first gear-changing mechanism (41) and the second gear-changing mechanism (42) are each equipped with a planetary gear mechanism, and the coupling relation of the planetary gear mechanism of the first gear-changing mechanism (41) is different from the coupling relation of the planetary gear mechanism of the second gear-changing mechanism (42).

(57) 要約: 自動変速機(4)は、第1クラッチ(C1)を介して入力部材(90)に駆動連結される第1変速機構(41)と、第2クラッチ(C2)を介して入力部材(90)に駆動連結される第2変速機構(42)とを備える。第1変速機構(41)及び第2変速機構(42)は、それぞれ遊星歯車機構を備え、第1変速機構(41)の遊星歯車機構の連結関係と、第2変速機構(42)の遊星歯車機構の連結関係とが、互いに異なる。

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), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (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).

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：車両用駆動伝達装置

技術分野

[0001] 本発明は、車両用駆動伝達装置に関する。

背景技術

[0002] 内燃機関に駆動連結される入力部材と、車輪に駆動連結される出力部材と、入力部材の回転を変速して出力部材に伝達する自動変速機と、を備えた車両用駆動伝達装置が知られている。このような構成の車両用駆動伝達装置の一例が、特表2009-541674号公報（特許文献1）に開示されている。以下、背景技術の説明において括弧内に示す符号は特許文献1のものである。

[0003] 特許文献1には、デュアルクラッチ式の自動変速機を備えた車両用駆動伝達装置が記載されている。具体的には、この自動変速機は、第1クラッチ（K1）を介して駆動シャフト（An）に駆動連結される第1プラネタリギヤボックス（PG1）と、第2クラッチ（K2）を介して駆動シャフト（An）に駆動連結される第2プラネタリギヤボックス（PG2）と、を備えている。そして、この自動変速機は、第1クラッチ（K1）と第2クラッチ（K2）とを交互に係合することで、駆動シャフト（An）の回転を変速して被動シャフト（Ab）に伝達する変速機構を、第1プラネタリギヤボックス（PG1）と第2プラネタリギヤボックス（PG2）との間で交互に切り替えるように構成されている。すなわち、第1クラッチ（K1）と第2クラッチ（K2）とが交互に係合されることで、第1プラネタリギヤボックス（PG1）が形成する変速段によって駆動シャフト（An）の回転が変速される状態と、第2プラネタリギヤボックス（PG2）が形成する変速段によって駆動シャフト（An）の回転が変速される状態とが、交互に実現される。

[0004] ところで、特許文献1の段落0060、0065に記載されているように、特許文献1に記載の構成では、第1プラネタリギヤボックス（PG1）及

び第2プラネタリギヤボックス（PG2）として、同様の構成を有する遊星歯車装置が用いられる。そのため、プラネタリギヤボックス（PG1，PG2）が備える複数の回転要素のうちの駆動シャフト（An）に駆動連結される回転要素を入力側回転要素とし、当該複数の回転要素のうちの被動シャフト（Ab）に駆動連結される回転要素を出力側回転要素とすると、プラネタリギヤボックスにおいて形成される各変速段の入力側回転要素と出力側回転要素との間の回転速度比（プラネタリギヤボックス内での変速比）は、2つのプラネタリギヤボックス（PG1，PG2）の間で同一或いは同程度のものとなる。この結果、隣接する変速段の間での変速比（駆動シャフト（An）と被動シャフト（Ab）との間の変速比）の比（変速比ステップ）を、隣接する変速段の全ての組み合わせに対して適切な値とすることが困難となり得る。しかしながら、特許文献1にはこの点についての記載はない。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：特表2009-541674号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] そこで、自動変速機が、第1クラッチを介して入力部材に駆動連結される第1変速機構と、第2クラッチを介して入力部材に駆動連結される第2変速機構とを備える場合に、隣接する変速段の組み合わせのそれぞれについて変速比ステップの値を適切な値とすることが可能な車両用駆動伝達装置の実現が望まれる。

課題を解決するための手段

[0007] 上記に鑑みた、内燃機関に駆動連結される入力部材と、車輪に駆動連結される出力部材と、前記入力部材の回転を変速して前記出力部材に伝達する自動変速機と、を備えた車両用駆動伝達装置の第1の特徴構成は、前記自動変速機は、第1クラッチを介して前記入力部材に駆動連結される第1変速機構

と、第2クラッチを介して前記入力部材に駆動連結される第2変速機構と、を備え、前記第1変速機構及び前記第2変速機構は、それぞれ遊星歯車機構を備え、前記第1変速機構の遊星歯車機構の連結関係と、前記第2変速機構の遊星歯車機構の連結関係とが、互いに異なる点にある。

[0008] 上記第1の特徴構成によれば、第1変速機構の遊星歯車機構の連結関係と第2変速機構の遊星歯車機構の連結関係とが同一である場合に比べて、第1変速機構により形成される各変速段の入出力回転速度比（第1変速機構における入力部材に駆動連結される回転要素と、第1変速機構における出力部材に駆動連結される回転要素との間の回転速度比）と、第2変速機構により形成される各変速段の入出力回転速度比（第2変速機構における入力部材に駆動連結される回転要素と、第2変速機構における出力部材に駆動連結される回転要素との間の回転速度比）とを、互いに異ならせることが容易となる。この結果、隣接する変速段の間での変速比の比（変速比ステップ）の設計自由度を高く確保することが容易となり、隣接する変速段の組み合わせのそれぞれについて変速比ステップの値を適切な値とすることが可能となる。

[0009] 上記に鑑みた、内燃機関に駆動連結される入力部材と、車輪に駆動連結される出力部材と、前記入力部材の回転を変速して前記出力部材に伝達する自動変速機と、を備えた車両用駆動伝達装置の第2の特徴構成は、前記自動変速機は、第1クラッチを介して前記入力部材に駆動連結される第1変速機構と、第2クラッチを介して前記入力部材に駆動連結される第2変速機構と、を備え、前記第1変速機構及び前記第2変速機構は、それぞれ遊星歯車機構を備え、前記第1変速機構は、前記自動変速機が形成し得る複数の変速段のうちの奇数段を形成し、前記第2変速機構は、前記複数の変速段のうちの偶数段を形成し、隣接する変速段の間での変速比の比が、高速段側に向かうに従って小さくなる点にある。

[0010] 上記第2の特徴構成によれば、変速比ステップが高速段側に向かうに従って小さくなるため、高速段側に向かうに従って変速時のトルク変動（すなわち、変速ショック）が小さくなる構成とすることができる。すなわち、上記

第2の特徴構成によれば、隣接する変速段の組み合わせのそれぞれにおける変速比ステップの値を、変速フィーリングの観点から適切な値とすることが可能となる。

図面の簡単な説明

[0011] [図1]第1の実施形態に係る車両用駆動伝達装置のスケルトン図

[図2]第1の実施形態に係る車両用駆動伝達装置の各部品の軸方向視での配置関係を示す図

[図3]第1の実施形態に係る自動変速機の世界線図

[図4]第1の実施形態に係る自動変速機の作動表

[図5]第2の実施形態に係る車両用駆動伝達装置のスケルトン図

[図6]第2の実施形態に係る自動変速機の世界線図

[図7]第2の実施形態に係る自動変速機の作動表

発明を実施するための形態

[0012] [第1の実施形態]

車両用駆動伝達装置の第1の実施形態について、図面を参照して説明する。

[0013] 本明細書では、「駆動連結」とは、2つの回転要素が駆動力を伝達可能に連結された状態を意味する。この概念には、2つの回転要素が一体回転するように連結された状態や、2つの回転要素が1つ以上の伝動部材を介して駆動力を伝達可能に連結された状態が含まれる。このような伝動部材には、回転を同速で又は変速して伝達する各種の部材（軸、歯車機構、ベルト、チェーン等）が含まれ、回転及び駆動力を選択的に伝達する係合装置（摩擦係合装置や噛み合い式係合装置等）が含まれてもよい。但し、遊星歯車機構、差動歯車機構、或いは、遊星歯車機構又は差動歯車機構を用いて構成される機構（後述する第1変速機構41や第2変速機構42等）の各回転要素について「駆動連結」という場合には、当該機構が備える3つ以上の回転要素に関して互いに他の回転要素を介することなく駆動連結されている状態を指すものとする。

[0014] また、本明細書では、「回転電機」は、モータ（電動機）、ジェネレータ（発電機）、及び必要に応じてモータ及びジェネレータの双方の機能を果たすモータ・ジェネレータのいずれをも含む概念として用いている。また、本明細書では、2つの部材の配置に関して、「ある方向に見て重複する」とは、その視線方向に平行な仮想直線を当該仮想直線に直交する各方向に移動させた場合に、当該仮想直線が2つの部材の双方に交わる領域が少なくとも一部に存在することを意味する。例えば、「径方向に見て重複する」とは、当該仮想直線が2つの部材の双方に交わる領域が、周方向の少なくとも一部の領域に存在することを意味する。

[0015] 以下の説明では、特に明記している場合を除き、「軸方向L」は、自動変速機4を基準として定義している。後述するように、自動変速機4は、第1軸A1上に配置される第1変速機構41と、第2軸A2（第1軸A1に平行であり第1軸A1とは異なる軸）に配置される第2変速機構42と、を備えている。そして、これらの第1軸A1及び第2軸A2に平行な方向を軸方向Lとする。すなわち、軸方向Lは、第1軸A1及び第2軸A2の間で共通した軸方向である。そして、軸方向Lの一方側を「軸方向第1側L1」とし、軸方向Lの他方側（軸方向第1側L1とは反対側）を「軸方向第2側L2」としている。図1に示すように、軸方向第1側L1は、軸方向Lにおける後述する入力ギヤ機構10（或いは入力軸90）に対して第1変速機構41や第2変速機構42が配置される側である。また、軸方向第2側L2は、軸方向Lにおける入力ギヤ機構10（入力軸90）に対して内燃機関2が配置される側である。以下の説明における各部材についての方向は、それらが車両用駆動伝達装置1に組み付けられた状態での方向を表す。また、各部材についての方向や位置等に関する用語は、製造上許容され得る誤差による差異を有する状態を含む概念である。

[0016] 車両用駆動伝達装置1は、車両に搭載され、車輪9の駆動力源の駆動力を車輪9に伝達するための装置である。車輪9の駆動力源は、少なくとも内燃機関2を含み、本実施形態では、内燃機関2に加えて回転電機3を含む。す

なわち、本実施形態では、図 1 に示すように、車両用駆動伝達装置 1 は、車輪 9 の駆動力源として内燃機関 2 及び回転電機 3 の双方を備える車両（ハイブリッド車両）に搭載され、内燃機関 2 及び回転電機 3 の駆動力を車輪 9 に伝達するように構成される。本実施形態の車両用駆動伝達装置 1 は、F F（Front Engine Front Drive）車両用の駆動伝達装置として構成されている。

[0017] 図 1 に示すように、車両用駆動伝達装置 1 は、内燃機関 2 に駆動連結される入力軸 90 と、車輪 9 に駆動連結される出力部材 91 と、入力軸 90 の回転を変速して出力部材 91 に伝達する自動変速機 4 と、を備えている。本実施形態では、車両用駆動伝達装置 1 は、更に、回転電機 3 と、差動歯車装置 7 と、ケース 6 と、を備えている。ケース 6 には、少なくとも自動変速機 4 が収容される。本実施形態では、ケース 6 には、自動変速機 4 に加えて、回転電機 3 及び差動歯車装置 7 が収容されている。本実施形態では、入力軸 90 が「入力部材」に相当し、ケース 6 が「非回転部材」に相当する。

[0018] 内燃機関 2 は、機関内部における燃料の燃焼により駆動されて動力を取り出す原動機（例えば、ガソリンエンジン、ディーゼルエンジン等）である。入力軸 90 は、内燃機関 2 の出力軸（クランクシャフト等）に駆動連結される。入力軸 90 は、内燃機関 2 の出力軸と一体回転するように連結され、或いは、ダンパ等の他の部材を介して内燃機関 2 の出力軸に駆動連結される。

[0019] 差動歯車装置 7 は、自動変速機 4 の側から差動入力ギヤ 7a に入力される回転及びトルクを、左右 2 つの出力軸 8（すなわち、左右 2 つの車輪 9）に分配して伝達する。ここで、出力軸 8 は、差動歯車装置 7 と車輪 9 とを連結する軸（ドライブシャフト）である。入力軸 90 の回転駆動力は、自動変速機 4 に入力され、自動変速機 4 により変速された入力軸 90 の回転駆動力が、自動変速機 4 から出力部材 91 に出力される。そして、自動変速機 4 の側から出力部材 91 に入力された回転駆動力は、差動歯車装置 7 に入力される。本実施形態では、差動入力ギヤ 7a が出力部材 91 として用いられており（出力部材 91 として機能しており）、自動変速機 4 により変速された入力軸 90 の回転駆動力は、差動歯車装置 7（差動入力ギヤ 7a）に直接入力さ

れる。

[0020] 回転電機 3 は、車輪 9 の駆動力源として用いられる。回転電機 3 の出力回転部材 3 a は、後述する入力ギヤ機構 10 に駆動連結されている。本実施形態では、出力回転部材 3 a は、回転電機 3 のトルクを出力するための出力ギヤである。図示は省略するが、回転電機 3 は、ケース 6 に固定されるステータと、ステータに対して回転自在に支持されるロータと、を備えている。回転電機 3 のロータには、出力回転部材 3 a が一体回転するように連結されている。出力回転部材 3 a は、ロータ軸 3 b によって回転電機 3 のロータに連結されている。回転電機 3 は、バッテリーやキャパシタ等の蓄電装置（図示せず）と電氣的に接続されており、蓄電装置から電力の供給を受けて力行し、或いは、内燃機関 2 のトルクや車両の慣性力により発電した電力を蓄電装置に供給して蓄電させる。

[0021] 図 1 に示すように、自動変速機 4 は、第 1 クラッチ C 1 を介して入力軸 90 に駆動連結される第 1 変速機構 4 1 と、第 2 クラッチ C 2 を介して入力軸 90 に駆動連結される第 2 変速機構 4 2 と、を備えている。車両用駆動伝達装置 1 は、入力軸 90 と各変速機構（4 1、4 2）との間の動力伝達経路に、入力ギヤ機構 10 を備え、第 1 変速機構 4 1 及び第 2 変速機構 4 2 のそれぞれは、入力ギヤ機構 10 の回転を変速して出力部材 91 に伝達するように構成されている。図 1 及び図 2 に示すように、第 1 変速機構 4 1、第 2 変速機構 4 2、入力ギヤ機構 10、差動歯車装置 7、及び回転電機 3 は、互いに平行な 5 つの軸（第 1 軸 A 1、第 2 軸 A 2、第 3 軸 A 3、第 4 軸 A 4、及び第 5 軸 A 5）に分かれて配置されている。なお、図 2 は、車両用駆動伝達装置 1 の各部品の軸方向 L 視での配置関係を示しており、各ギヤについては基準ピッチ円を一点鎖線で示し、回転電機 3 については外径（回転電機 3 がインナロータ型である場合には、ステータの外周面）を実線で示している。具体的には、第 1 変速機構 4 1 は第 1 軸 A 1 上に配置され、第 2 変速機構 4 2 は第 2 軸 A 2 上に配置され、入力ギヤ機構 10 は第 3 軸 A 3 上に配置され、差動歯車装置 7 は第 4 軸 A 4 上に配置され、回転電機 3 は第 5 軸 A 5 上に配

置されている。このように、本実施形態では、回転電機 3 は、入力ギヤ機構 10 とは別軸に配置されている。また、回転電機 3 は、第 1 変速機構 4 1 及び第 2 変速機構 4 2 とは別軸に配置されている。図 2 に示すように、本実施形態では、第 1 軸 A 1 と第 2 軸 A 2 とが、軸方向 L に見て、第 4 軸 A 4 と第 5 軸 A 5 とを結ぶ線分 X（仮想直線）を挟んで互いに反対側に配置されている。また、本実施形態では、第 3 軸 A 3 及び第 5 軸 A 5 と、第 4 軸 A 4 とが、軸方向 L に見て、第 1 軸 A 1 と第 2 軸 A 2 とを結ぶ線分 Y（仮想直線）を挟んで互いに反対側に配置されている。

[0022] 本実施形態では、後述する第 1 被駆動ギヤ 2 1 は、第 1 軸 A 1 上に（すなわち、第 1 変速機構 4 1 と同軸上に）配置され、後述する第 2 被駆動ギヤ 2 2 は、第 2 軸 A 2 上に（すなわち、第 2 変速機構 4 2 と同軸上に）配置されている。本実施形態では、第 2 被駆動ギヤ 2 2 は、第 1 被駆動ギヤ 2 1 の径方向に見て第 1 被駆動ギヤ 2 1 と重複する位置に配置されている。ここでは、第 1 被駆動ギヤ 2 1 と第 2 被駆動ギヤ 2 2 とは、軸方向 L の同じ位置に配置されている。また、本実施形態では、第 1 クラッチ C 1 は、第 1 軸 A 1 上に（すなわち、第 1 変速機構 4 1 と同軸上に）配置され、第 2 クラッチ C 2 は、第 2 軸 A 2 上に（すなわち、第 2 変速機構 4 2 と同軸上に）配置されている。本実施形態では、第 2 クラッチ C 2 は、第 1 クラッチ C 1 の径方向に見て第 1 クラッチ C 1 と重複する位置に配置されている。ここでは、第 1 クラッチ C 1 と第 2 クラッチ C 2 とは、軸方向 L の同じ位置に配置されている。図 1 に示すように、本実施形態では、第 1 軸 A 1 上において軸方向第 2 側 L 2 から順に、後述する第 1 出力ギヤ 3 1、第 1 被駆動ギヤ 2 1、第 1 クラッチ C 1、及び第 1 変速機構 4 1 の順に配置され、第 2 軸 A 2 上において軸方向第 2 側 L 2 から順に、後述する第 2 出力ギヤ 3 2、第 2 被駆動ギヤ 2 2、第 2 クラッチ C 2、及び第 2 変速機構 4 2 の順に配置されている。すなわち、軸方向第 2 側 L 2 から順に、出力ギヤ（3 1, 3 2）、被駆動ギヤ（2 1, 2 2）、クラッチ（C 1, C 2）、及び変速機構（4 1, 4 2）の順に配置されている。

[0023] 入力ギヤ機構 10 には、入力軸 90 の回転駆動力が伝達される。すなわち、入力ギヤ機構 10 は、入力軸 90 に駆動連結されている。本実施形態では、入力ギヤ機構 10 は、第 1 被駆動ギヤ 21 及び第 2 被駆動ギヤ 22 の双方に噛み合う共通駆動ギヤ 13 を備えており、共通駆動ギヤ 13 に、入力軸 90 の回転駆動力が伝達される。図 1 に示すように、本実施形態では、車両用駆動伝達装置 1 は、入力軸 90 と入力ギヤ機構 10（共通駆動ギヤ 13）とを連結又は連結解除する第 7 クラッチ C7 を備えている。第 7 クラッチ C7 は、入力軸 90 と入力ギヤ機構 10（共通駆動ギヤ 13）との間の動力伝達経路に設けられる。本実施形態では、第 7 クラッチ C7 は、共通駆動ギヤ 13 よりも軸方向第 2 側 L2 において共通駆動ギヤ 13 と同軸上に配置されている。

[0024] 回転電機 3 の出力回転部材 3a は、第 7 クラッチ C7 を介することなく共通駆動ギヤ 13 に駆動連結されている。また、回転電機 3 の出力回転部材 3a は、第 1 クラッチ C1 及び第 2 クラッチ C2 を介することなく共通駆動ギヤ 13 に駆動連結されている。本実施形態では、回転電機 3 の出力回転部材 3a は、共通駆動ギヤ 13 と噛み合っている。すなわち、回転電機 3 は、入力ギヤ機構 10（共通駆動ギヤ 13）及び第 7 クラッチ C7 を介して、入力軸 90 に駆動連結されている。回転電機 3 の出力回転部材 3a は、第 1 被駆動ギヤ 21 及び第 2 被駆動ギヤ 22 とは周方向（第 3 軸 A3 を基準とする周方向）の異なる位置で入力ギヤ機構 10（ここでは、共通駆動ギヤ 13）と噛み合っている。このように、回転電機 3 の出力回転部材 3a は、入力軸 90 と出力部材 91 との間の動力伝達経路における、第 1 変速機構 41 及び第 2 変速機構 42 よりも入力軸 90 の側に配置される部材（本実施形態では、共通駆動ギヤ 13）に連結される。

[0025] 第 7 クラッチ C7 は、内燃機関 2 のトルクのみを車輪 9 に伝達させて車両を走行させる内燃機関走行モードの実行時や、内燃機関 2 及び回転電機 3 の双方のトルクを車輪 9 に伝達させて車両を走行させるハイブリッド走行モードの実行時に、係合した状態に制御され、回転電機 3 のトルクのみを車輪 9

に伝達させて車両を走行させる電動走行モードの実行時に、解放した状態に制御される。すなわち、第7クラッチC7は、電動走行モードの実行時に内燃機関2を車輪9から切り離すために設けられ、電動走行モードの実行時に内燃機関2を車輪9から切り離すことで、内燃機関2の引き摺り損失に起因するエネルギー損失が抑制される。

[0026] 第1被駆動ギヤ21は、入力ギヤ機構10に噛み合うギヤである。本実施形態では、第1被駆動ギヤ21は、入力ギヤ機構10が備える共通駆動ギヤ13に噛み合っている。第2被駆動ギヤ22は、入力ギヤ機構10に噛み合うギヤである。本実施形態では、第2被駆動ギヤ22は、入力ギヤ機構10が備える共通駆動ギヤ13に噛み合っている。図2に示すように、第1被駆動ギヤ21と第2被駆動ギヤ22とは、周方向（第3軸A3を基準とする周方向）の互いに異なる位置で共通駆動ギヤ13に噛み合っている。

[0027] 第1変速機構41は、第1被駆動ギヤ21の回転を変速して出力部材91へ伝達する変速機構である。自動変速機4は、第1変速機構41により変速された第1被駆動ギヤ21の回転を出力部材91へ伝達するためのギヤとして、出力部材91（本実施形態では、差動入力ギヤ7a）に噛み合う第1出力ギヤ31を備えている。第1変速機構41は、第1被駆動ギヤ21の回転を変速して第1出力ギヤ31へ伝達する。第2変速機構42は、第2被駆動ギヤ22の回転を変速して出力部材91へ伝達する変速機構である。自動変速機4は、第2変速機構42により変速された第2被駆動ギヤ22の回転を出力部材91へ伝達するためのギヤとして、出力部材91（本実施形態では、差動入力ギヤ7a）に噛み合う第2出力ギヤ32を備えている。第1出力ギヤ31と第2出力ギヤ32とは、出力部材91を基準とする周方向（第4軸A4を基準とする周方向）の互いに異なる位置で、出力部材91に噛み合っている。このように、第1出力ギヤ31及び第2出力ギヤ32の双方が、出力部材91の1つのギヤである差動入力ギヤ7aに噛み合っている。第2変速機構42は、第2被駆動ギヤ22の回転を変速して第2出力ギヤ32へ伝達する。図1に示すように、本実施形態では、第1出力ギヤ31は、第1

軸A 1 上に（すなわち、第1変速機構4 1と同軸上に）配置され、第2出力ギヤ3 2は、第2軸A 2上に（すなわち、第2変速機構4 2と同軸上に）配置されている。また、本実施形態では、第1出力ギヤ3 1が、第1変速機構4 1よりも軸方向第2側L 2に配置され、第2出力ギヤ3 2が、第2変速機構4 2よりも軸方向第2側L 2に配置されている。また、本実施形態では、第2出力ギヤ3 2は、第1出力ギヤ3 1の径方向に見て第1出力ギヤ3 1と重複する位置に配置されている。ここでは、第1出力ギヤ3 1と第2出力ギヤ3 2とは、軸方向Lの同じ位置に配置されている。

[0028] 第1クラッチC 1は、入力軸9 0と第1変速機構4 1とを連結又は連結解除する係合装置である。また、第2クラッチC 2は、入力軸9 0と第2変速機構4 2とを連結又は連結解除する係合装置である。第1クラッチC 1及び第2クラッチC 2は、第1変速機構4 1と第2変速機構4 2とを切り替えるための係合装置である。具体的には、第1クラッチC 1及び第2クラッチC 2は、入力軸9 0の回転を変速して出力部材9 1に伝達する変速機構を、第1変速機構4 1と第2変速機構4 2との間で切り替えるための係合装置である。第1クラッチC 1及び第2クラッチC 2のうちの第1クラッチC 1のみを係合することで、入力軸9 0の回転を変速するための変速機構が第1変速機構4 1に切り替わり、第1クラッチC 1及び第2クラッチC 2のうちの第2クラッチC 2のみを係合することで、入力軸9 0の回転を変速するための変速機構が第2変速機構4 2に切り替わる。

[0029] 本実施形態では、上述したように、入力ギヤ機構1 0は、第1被駆動ギヤ2 1及び第2被駆動ギヤ2 2の双方に噛み合う共通駆動ギヤ1 3を備えている。そのため、第1クラッチC 1及び第2クラッチC 2は、共通駆動ギヤ1 3と変速機構（4 1， 4 2）との間の動力伝達経路に設けられる。具体的には、第1クラッチC 1は、第1被駆動ギヤ2 1と第1変速機構4 1（本実施形態では、後述する第1サンギヤS 1）との間の動力伝達経路に設けられ、第1被駆動ギヤ2 1と第1変速機構4 1とを連結又は連結解除する。また、第2クラッチC 2は、第2被駆動ギヤ2 2と第2変速機構4 2（本実施形態

では、後述する第2サンギヤS2)との間の動力伝達経路に設けられ、第2被駆動ギヤ22と第2変速機構42とを連結又は連結解除する。

[0030] 図1に示すように、第1変速機構41は、遊星歯車式であって、第1被駆動ギヤ21よりも軸方向第1側L1に配置されている。また、第2変速機構42は、遊星歯車式であって、第2被駆動ギヤ22よりも軸方向第1側L1に配置されている。ここで、遊星歯車式の変速機構とは、単数又は複数の遊星歯車機構を用いて構成される変速機構であり、各遊星歯車機構の差動状態をクラッチ又はブレーキで制御することで変速比が変更される変速機構である。すなわち、第1変速機構41及び第2変速機構42は、それぞれ遊星歯車機構を備える。第1変速機構41及び第2変速機構42は、平行軸歯車式の動力伝達機構を有していない。ここで、平行軸歯車式の動力伝達機構は、互いに平行に配置された複数の軸（位置が固定された軸）の間での動力の伝達が、各軸に配置された歯車同士の噛み合いにより行われる機構である。すなわち、遊星歯車式の変速機構で構成される第1変速機構41及び第2変速機構42は、係合装置と遊星歯車機構とを備える。そして、遊星歯車式の変速機構で構成される第1変速機構41及び第2変速機構42は、係合装置の切り替え（係合装置の係合の状態の入れ替え）により、遊星歯車機構のみにより変速比が形成（或いは変更）される。本実施形態では、第1変速機構41及び第2変速機構42が、軸方向Lの配置領域が互いに重複するように配置されている。すなわち、第2変速機構42は、第1変速機構41の径方向に見て第1変速機構41と重複する位置に配置されている。また、本実施形態では、第1変速機構41及び第2変速機構42は、軸方向Lに見て互いに重複しないように配置されている。

[0031] 回転電機3は、入力ギヤ機構10（共通駆動ギヤ13）よりも軸方向第1側L1であって、軸方向Lに見て入力ギヤ機構10（共通駆動ギヤ13）又は入力ギヤ機構10と一体回転する部材と重複するように配置されている。入力ギヤ機構10と一体回転する部材には、入力ギヤ機構10と同軸に（ここでは、第3軸A3上に）配置される部材であって、入力ギヤ機構10と常

に一体回転する部材が含まれる。本実施形態では、第7クラッチC7（具体的には、第7クラッチC7の出力側係合部材）が、このような部材に該当する。入力ギヤ機構10と一体回転する部材に、入力ギヤ機構10と同軸に配置される部材であって、入力ギヤ機構10との連結状態が維持された状態で入力ギヤ機構10と一体回転する部材を含めることもできる。本実施形態では、第7クラッチC7の直結状態で入力ギヤ機構10と一体回転する第7クラッチC7の入力側係合部材や入力軸90が、このような部材に該当する。本実施形態では、回転電機3は、軸方向Lに見て入力ギヤ機構10（共通駆動ギヤ13）と重複するように配置されている（図2参照）。また、本実施形態では、回転電機3は、軸方向Lに見て入力ギヤ機構10と一体回転する部材と重複するように配置されており、具体的には、軸方向Lに見て第7クラッチC7及び入力軸90と重複するように配置されている。このように、本実施形態では、回転電機3は、軸方向Lに見て入力ギヤ機構10及び入力ギヤ機構10と一体回転する部材の双方と重複するように配置されている。図2に示すように、本実施形態では、回転電機3は、軸方向Lに見て入力ギヤ機構10の軸心（第3軸A3）と重複するように配置されている。そして、回転電機3の少なくとも一部が、回転電機3の径方向に見て第1変速機構41及び第2変速機構42のそれぞれと重複する位置に配置されている。本実施形態では、回転電機3の少なくとも一部が、第1変速機構41及び第2変速機構42の双方が配置される軸方向Lの領域内に配置される。なお、回転電機3は、軸方向Lに見て、第1変速機構41及び第2変速機構42のいずれとも重複しないように配置されている。

[0032] 以下、本実施形態に係る第1変速機構41及び第2変速機構42の具体的な構成について説明する。自動変速機4は、変速比の異なる複数の変速段を形成可能な有段の自動変速機である。本実施形態では、図4に示すように、自動変速機4は、変速比の異なる6つの前進用変速段（第1段1st、第2段2nd、第3段3rd、第4段4th、第5段5th、第6段6th）を形成可能に構成されている。これらの前進用変速段は、第1段から第6段に向

かって（すなわち、高速段側に向かって）変速比が段階的に小さくなる。ここで、「変速比」は、出力部材 91 の回転速度に対する入力ギヤ機構 10（共通駆動ギヤ 13）の回転速度の比である。なお、本実施形態では、入力ギヤ機構 10 の回転速度は、第 7 クラッチ C 7 の直結状態（直結係合状態）での入力軸 90 の回転速度に等しい。

[0033] 本実施形態では、第 1 変速機構 41 は、自動変速機 4 が形成し得る複数の前進用変速段のうちの奇数段を形成し、第 2 変速機構 42 は、自動変速機 4 が形成し得る複数の前進用変速段のうちの偶数段を形成する。ここで、奇数段とは、複数の前進用変速段を変速比が大きい順に並べた場合の奇数番目の変速段（本実施形態では、第 1 段 1 s t、第 3 段 3 r d、第 5 段 5 t h）であり、偶数段とは、複数の前進用変速段を変速比が大きい順に並べた場合の偶数番目の変速段（本実施形態では、第 2 段 2 n d、第 4 段 4 t h、第 6 段 6 t h）である。よって、図 4 に示すように、自動変速機 4 が奇数段を形成する場合には、第 1 クラッチ C 1 が係合されると共に第 2 クラッチ C 2 が解放されることで、入力ギヤ機構 10（共通駆動ギヤ 13）の回転が、第 1 変速機構 41 に入力される。また、自動変速機 4 が偶数段を形成する場合には、第 1 クラッチ C 1 が解放されると共に第 2 クラッチ C 2 が係合されることで、入力ギヤ機構 10（共通駆動ギヤ 13）の回転が、第 2 変速機構 42 に入力される。なお、図 4 では、「○」は、当該係合装置（クラッチ又はブレーキ）が係合されることを示し、「無印」は、当該係合装置が解放されることを示している。本実施形態では、自動変速機 4 は後進用の変速段を形成可能には構成されておらず、車両の後進時には、いずれかの前進用変速段（例えば、第 1 段 1 s t）が形成された状態で回転電機 3 を前進時とは逆方向に回転させるように構成されている。

[0034] 上述したように、電動走行モードの実行時には、第 7 クラッチ C 7 が解放される。本実施形態では、回転電機 3 の出力回転部材 3 a が、入力軸 90 と出力部材 91 との間の動力伝達経路における、第 1 クラッチ C 1 及び第 2 クラッチ C 2 よりも入力軸 90 の側に配置される部材（具体的には、共通駆動

ギヤ１３）に連結されている。そのため、第１クラッチＣ１に係合することで、回転電機３の回転を第１変速機構４１によって変速して出力部材９１に伝達させることができ、第２クラッチＣ２に係合することで、回転電機３の回転を第２変速機構４２によって変速して出力部材９１に伝達させることができる。すなわち、電動走行モードを、第１変速機構４１により形成される奇数段と第２変速機構４２により形成される偶数段との双方で実現することが可能となっている。また、第１変速機構４１により形成される奇数段と第２変速機構４２により形成される偶数段との双方で、ハイブリッド走行モードを実現すること（すなわち、回転電機３にアシストトルクを発生させること）や、回転電機３による発電を行うこと（すなわち、回転電機３に回生トルクを発生させること）が可能となっている。

[0035] 詳細は省略するが、本実施形態に係る車両用駆動伝達装置１は、回転電機３に電力を供給する蓄電装置を家庭用電源等の外部電源により充電可能なプラグインハイブリッド車両用の駆動伝達装置として用いることが可能に構成されている。すなわち、本実施形態では、変速比が最も小さい変速段（本実施形態では、第６段６ｔｈ）が自動変速機４により形成されている場合（すなわち、変速比が最も小さい変速段が選択される程度の高車速である場合）でも、出力部材９１に必要な大きさのトルクを回転電機３から伝達することが可能な大きさに、回転電機３の出力トルクの大きさが設定されている。

[0036] 本実施形態では、第１変速機構４１は、２つの遊星歯車機構を備えている。第１変速機構４１を構成する２つの遊星歯車機構は、軸方向Ｌに並べて配置されている。そして、当該２つの遊星歯車機構のそれぞれが有する３つの回転要素のうち、２つずつが互いに一体回転するように連結されることで、全体として４つの回転要素を備えた遊星歯車装置が形成されている。具体的には、図１に示すように、第１変速機構４１は、第１サンギヤＳ１、第１キャリアＣＡ１、及び第１リングギヤＲ１を備えたダブルピニオン型の第１遊星歯車機構６１と、第３サンギヤＳ３、第３キャリアＣＡ３、及び第３リングギヤＲ３を備えたシングルピニオン型の第３遊星歯車機構６３とを用いて

構成されている。このように、第1変速機構41は、ダブルピニオン型の遊星歯車機構を含んでいる。そして、第1リングギヤR1と第3リングギヤR3とが一体回転するように連結されると共に、第1キャリアCA1と第3サンギヤS3とが一体回転するように連結されている。よって、第1変速機構41は、第1サンギヤS1である第1回転要素E1、一体的に回転する第1リングギヤR1と第3リングギヤR3である第2回転要素E2、第3キャリアCA3である第3回転要素E3、及び、一体的に回転する第1キャリアCA1と第3サンギヤS3である第4回転要素E4を備えている。そして、第1変速機構41は、第1回転要素E1、第2回転要素E2、第3回転要素E3、及び第4回転要素E4のうちの2つの回転要素（本実施形態では、第3回転要素E3及び第4回転要素E4）を選択的に連結する第3クラッチC3を備えている。

[0037] また、本実施形態では、第2変速機構42は、2つの遊星歯車機構を備えている。第2変速機構42を構成する2つの遊星歯車機構は、軸方向Lに並べて配置されている。すなわち、本実施形態では、第1変速機構41を構成する遊星歯車機構の軸方向Lに並ぶ数と、第2変速機構42を構成する遊星歯車機構の軸方向Lに並ぶ数が、同じ（本実施形態では、“2”）とされている。そして、当該2つの遊星歯車機構のそれぞれが有する3つの回転要素のうち、2つずつが互いに一体回転するように連結されることで、全体として4つの回転要素を備えた遊星歯車装置が形成されている。具体的には、図1に示すように、第2変速機構42は、第2サンギヤS2、第2キャリアCA2、及び第2リングギヤR2を備えたシングルピニオン型の第2遊星歯車機構62と、第4サンギヤS4、第4キャリアCA4、及び第4リングギヤR4を備えたシングルピニオン型の第4遊星歯車機構64とを用いて構成されている。このように、第2変速機構42は、ダブルピニオン型の遊星歯車機構を含んでいない。言い換えれば、第2変速機構42は、遊星歯車機構としてシングルピニオン型の遊星歯車機構のみを含んでいる。すなわち、第2変速機構42は、第1変速機構41とは異なる構成を有している。そして、

第2リングギヤR 2と第4キャリアC A 4とが一体回転するように連結されると共に、第2キャリアC A 2と第4リングギヤR 4とが一体回転するように連結されている。よって、第2変速機構4 2は、第2サンギヤS 2である第5回転要素E 5、一体的に回転する第2キャリアC A 2と第4リングギヤR 4である第6回転要素E 6、一体的に回転する第2リングギヤR 2と第4キャリアC A 4である第7回転要素E 7、及び、第4サンギヤS 4である第8回転要素E 8を備えている。そして、第2変速機構4 2は、第5回転要素E 5、第6回転要素E 6、第7回転要素E 7、及び第8回転要素E 8のうちの2つの回転要素（本実施形態では、第7回転要素E 7及び第8回転要素E 8）を選択的に連結する第4クラッチC 4を備えている。

[0038] 以上のように、第1変速機構4 1は、回転速度の順に、第1回転要素E 1、第2回転要素E 2、第3回転要素E 3、及び第4回転要素E 4を備え、第2変速機構4 2は、回転速度の順に、第5回転要素E 5、第6回転要素E 6、第7回転要素E 7、及び第8回転要素E 8を備えている。ここで、「回転速度の順」とは、各回転要素の回転状態における回転速度の順番のことである。各回転要素の回転速度は、変速機構（4 1，4 2）の回転状態によって変化するが、各回転要素の回転速度の高低の並び順は、変速機構（4 1，4 2）の構造によって定まるものであるため一定となる。なお、「各回転要素の回転速度の順」は、各回転要素の速度線図（共線図）における配置順に等しい。ここで、「各回転要素の速度線図における配置順」とは、速度線図（共線図）における各回転要素に対応する軸が、当該軸に直交する方向に沿って配置される順番のことである。速度線図（共線図）における各回転要素に対応する軸の配置方向は、速度線図の描き方によって異なるが、その配置順は変速機構（4 1，4 2）の構造によって定まるものであるため一定となる。

[0039] 図1及び図3に示すように、第1回転要素E 1は、第1クラッチC 1に駆動連結され、第2回転要素E 2は、出力部材9 1に駆動連結され、第3回転要素E 3は、第1ブレーキB 1によりケース6に選択的に固定され、第4回

転要素E 4は、第3ブレーキB 3によりケース6に選択的に固定される。また、第5回転要素E 5は、第2クラッチC 2に駆動連結され、第6回転要素E 6は、出力部材9 1に駆動連結され、第7回転要素E 7は、第2ブレーキB 2によりケース6に選択的に固定され、第8回転要素E 8は、第4ブレーキB 4によりケース6に選択的に固定される。本実施形態では、第1回転要素E 1は、第1クラッチC 1が備える係合部材（出力側係合部材）と一体回転するように連結されており、第1回転要素E 1は、第1クラッチC 1の直結状態で第1被駆動ギヤ2 1と一体回転する。また、本実施形態では、第2回転要素E 2は、第1出力ギヤ3 1と一体回転するように連結されている。また、本実施形態では、第5回転要素E 5は、第2クラッチC 2が備える係合部材（出力側係合部材）と一体回転するように連結されており、第5回転要素E 5は、第2クラッチC 2の直結状態で第2被駆動ギヤ2 2と一体回転する。また、本実施形態では、第6回転要素E 6は、第2出力ギヤ3 2と一体回転するように連結されている。

[0040] 図3は、上記のように構成される第1変速機構4 1及び第2変速機構4 2の速度線図（共線図）である。図3において、縦軸は、図3の上部に示す各回転要素（第1変速機構4 1の4つの回転要素及び第2変速機構4 2の4つの回転要素）の回転速度に対応し、「0」は回転速度がゼロであることを示し、上側が正、下側が負となっている。そして、図4に示すように各係合装置（C 1, C 2, C 3, C 4, B 1, B 2, B 3, B 4）の係合の状態が制御されることで、各前進用変速段が形成される。図示は省略するが、パーキングレンジは、4つのブレーキ（B 1, B 2, B 3, B 4）の全てを係合すること、又は4つのブレーキ（B 1, B 2, B 3, B 4）のうち、2つのブレーキ（B 1とB 3、若しくはB 2とB 4）を係合することで実現される。そして、ニュートラルレンジは、各係合装置（C 1, C 2, C 3, C 4, B 1, B 2, B 3, B 4）を全て解放することで実現される。

[0041] 図3では、第1変速機構4 1及び第2変速機構4 2のそれぞれの速度線図を、入力ギヤ機構1 0（共通駆動ギヤ1 3）の回転速度が互いに等しくなる

ように重ねて示している。本実施形態では、第3遊星歯車機構63及び第4遊星歯車機構64として、ギヤ比（サンギヤとリングギヤとの歯数比）が互いに等しいシングルピニオン型の遊星歯車機構を用いている。よって、図3に示すように、速度線図において、第2回転要素E2に対応する軸と第6回転要素E6に対応する軸とを同じ位置に配置すると共に、第3回転要素E3に対応する軸と第7回転要素E7に対応する軸とを同じ位置に配置した場合に、第4回転要素E4に対応する軸と第8回転要素E8に対応する軸とが同じ位置に配置される。そして、本実施形態では、第5回転要素E5に対応する軸に対して第2回転要素E2に対応する軸（第6回転要素E6に対応する軸）が配置される側とは反対側（図3における右側）に第1回転要素E1に対応する軸が配置されるように、第1遊星歯車機構61のギヤ比と第2遊星歯車機構62のギヤ比とを設定している。

[0042] すなわち、本実施形態では、第3回転要素E3の回転速度を基準とした場合の第2回転要素E2の回転速度に対する第1回転要素E1の回転速度の比が、第7回転要素E7の回転速度を基準とした場合の第6回転要素E6の回転速度に対する第5回転要素E5の回転速度の比よりも絶対値で大きくなっている。言い換えれば、速度線図において、第2回転要素E2に対応する軸と第3回転要素E3に対応する軸との間隔に対する、第1回転要素E1に対応する軸と第2回転要素E2に対応する軸との間隔の比（以下、「第1比率」という。）が、第6回転要素E6に対応する軸と第7回転要素E7に対応する軸との間隔に対する、第5回転要素E5に対応する軸と第6回転要素E6に対応する軸との間隔の比（以下、「第2比率」という。）よりも大きくなっている。本実施形態に係る自動変速機4とは異なり、第1遊星歯車機構61として他の遊星歯車機構（62～64）と同様にシングルピニオン型の遊星歯車機構を用いる場合には、第2比率に対する第1比率の設計の自由度が低く、隣接する変速段の間での変速比の比（変速比ステップ、ギヤ比ステップ）を、隣接する変速段の全ての組み合わせに対して適切な値とすることが困難となり得る。これに対して、本実施形態では、第1遊星歯車機構61

としてダブルピニオン型の遊星歯車機構を用いることで、第2比率に対する第1比率の設計の自由度を高く確保しやすくなっている。これにより、隣接する変速段の全ての組み合わせに対して変速比ステップを適切な値とすることが容易となっている。具体的には、図4に変速比ステップの値の一例（“Step”の欄に記載の数値）を示すように、変速比ステップが高速段側に向かうに従って小さくなる構成とすることが可能となっている。なお、変速比ステップは、隣接する変速段のうちの高速段側の変速段の変速比に対する低速段側の変速段の変速比の比である。

[0043] このように、本実施形態の車両用駆動伝達装置1では、第1変速機構41の遊星歯車機構の連結関係と、第2変速機構42の遊星歯車機構の連結関係とが、互いに異なる構成とすることで、隣接する変速段の組み合わせのそれぞれについて変速比ステップの値を適切な値とすることを可能としている。ここで、「遊星歯車機構の連結関係が異なる」という場合の「連結関係」には、異なる遊星歯車機構同士の回転要素の連結関係、遊星歯車機構の回転要素と入力軸90及び出力部材91との連結関係（単数又は複数の遊星歯車機構により構成される変速機構の回転要素と入力軸90及び出力部材91との連結関係）、及び、遊星歯車機構におけるキャリアに対するピニオンギヤの連結関係が含まれる。すなわち、第1変速機構41の遊星歯車機構の連結関係と第2変速機構42の遊星歯車機構の連結関係とが互いに異なるとは、これら3つの連結関係の少なくともいずれかが、第1変速機構41と第2変速機構42との間で互いに異なることを意味する。なお、遊星歯車機構におけるキャリアに対するピニオンギヤの連結関係が、第1変速機構41と第2変速機構42との間で互いに異なるとは、第1変速機構41が備える少なくともいずれかの遊星歯車機構と第2変速機構42が備える少なくともいずれかの遊星歯車機構との間で、キャリアに対するピニオンギヤの連結関係が互いに異なることを意味する。

[0044] 上述したように、本実施形態では、第1変速機構41を構成する2つの遊星歯車機構（61，63）の連結関係は、一方の遊星歯車機構のリングギヤ

と他方の遊星歯車機構のリングギヤとが連結されると共に、一方の遊星歯車機構のキャリアと他方の遊星歯車機構のサンギヤとが連結される連結関係とされている。一方、第2変速機構42を構成する2つの遊星歯車機構（62，64）の連結関係は、一方の遊星歯車機構のキャリアと他方の遊星歯車機構のリングギヤとが連結されると共に、一方の遊星歯車機構のリングギヤと他方の遊星歯車機構のキャリアとが連結される連結関係とされている。すなわち、本実施形態では、異なる遊星歯車機構同士の回転要素の連結関係が、第1変速機構41と第2変速機構42との間で互いに異なっている。

[0045] また、本実施形態では、第1変速機構41を構成する2つの遊星歯車機構（61，63）及び第2変速機構42を構成する2つの遊星歯車機構（62，64）の4つの遊星歯車機構のうち、1つの遊星歯車機構（第1遊星歯車機構61）におけるキャリアに対するピニオンギヤの連結関係が、ダブルピニオン型の連結関係であり、残りの3つの遊星歯車機構（62，63，64）におけるキャリアに対するピニオンギヤの連結関係（シングルピニオン型の連結関係）とは異なっている。すなわち、本実施形態では、第1変速機構41がダブルピニオン型の遊星歯車機構を含み、第2変速機構42がダブルピニオン型の遊星歯車機構を含まないことによって、遊星歯車機構におけるキャリアに対するピニオンギヤの連結関係が、第1変速機構41と第2変速機構42との間で互いに異なっている。

[0046] 一方、本実施形態では、第1変速機構41が備える複数の回転要素のうち、回転速度の順で最も低速側又は最も高速側となる回転要素（ここでは、第1回転要素E1）が入力軸90に駆動連結され、回転速度の順で当該回転要素に隣接する回転要素（ここでは、第2回転要素E2）が出力部材91に駆動連結されている。また、第2変速機構42が備える複数の回転要素のうち、回転速度の順で最も低速側又は最も高速側となる回転要素（ここでは、第5回転要素E5）が入力軸90に駆動連結され、回転速度の順で当該回転要素に隣接する回転要素（ここでは、第6回転要素E6）が出力部材91に駆動連結されている。すなわち、本実施形態では、遊星歯車機構の回転要素と

入力軸 90 及び出力部材 91 との連結関係は、第 1 変速機構 41 と第 2 変速機構 42 との間で同じとなっている。

[0047] 図 2 に示すように、本実施形態では、第 2 被駆動ギヤ 22 が第 1 被駆動ギヤ 21 よりも小径に形成されている。よって、入力ギヤ機構 10（共通駆動ギヤ 13）と第 1 変速機構 41 との間の変速比を第 1 入力側変速比とし、入力ギヤ機構 10（共通駆動ギヤ 13）と第 2 変速機構 42 との間の変速比を第 2 入力側変速比とすると、本実施形態では、第 1 入力側変速比と第 2 入力側変速比とが互いに異なる値となる。具体的には、第 1 入力側変速比を第 1 被駆動ギヤ 21 の回転速度に対する入力ギヤ機構 10（共通駆動ギヤ 13）の回転速度の比とし、第 2 入力側変速比を第 2 被駆動ギヤ 22 の回転速度に対する入力ギヤ機構 10（共通駆動ギヤ 13）の回転速度の比とすると、第 2 入力側変速比が第 1 入力側変速比よりも小さい値となる。この結果、図 3 に示すように、第 2 クラッチ C2 が直結係合された状態での第 2 サンギヤ S2 の回転速度（第 2 被駆動ギヤ 22 の回転速度）が、第 1 クラッチ C1 が直結係合された状態での第 1 サンギヤ S1 の回転速度（第 1 被駆動ギヤ 21 の回転速度）よりも高くなっている。このように、本実施形態では、第 1 クラッチ C1 の直結状態での第 1 変速機構 41 における入力軸 90 に駆動連結される回転要素（第 1 回転要素 E1）の回転速度に対する入力軸 90 の回転速度の比（第 1 入力側変速比）と、第 2 クラッチ C2 の直結状態での第 2 変速機構 42 における入力軸 90 に駆動連結される回転要素（第 5 回転要素 E5）の回転速度に対する入力軸 90 の回転速度の比（第 2 入力側変速比）とが異なり、具体的には、第 1 入力側変速比が第 2 入力側変速比よりも大きい。なお、ここでの入力軸 90 の回転速度は、本実施形態では、第 7 クラッチ C7 の直結状態での入力軸 90 の回転速度である。

[0048] 一方、図 2 に示すように、本実施形態では、第 1 出力ギヤ 31 と第 2 出力ギヤ 32 とは、互いに同径に形成されている。よって、第 1 変速機構 41 と出力部材 91 との間の変速比を第 1 出力側変速比とし、第 2 変速機構 42 と出力部材 91 との間の変速比を第 2 出力側変速比とすると、本実施形態では

、第1出力側変速比と第2出力側変速比とが互いに同一の値となる。このように、本実施形態では、出力部材91の回転速度に対する第1変速機構41における出力部材91に駆動連結される回転要素（第2回転要素E2）の回転速度の比（第1出力側変速比）と、出力部材91の回転速度に対する第2変速機構42における出力部材91に駆動連結される回転要素（第6回転要素E6）の回転速度の比（第2出力側変速比）とが同じである。このような構成とは異なり、第1出力側変速比と第2出力側変速比とが異なる場合、すなわち、第1出力ギヤ31と第2出力ギヤ32とが互いに異なる径のギヤとされる場合には、自動変速機4により減速されることで第1被駆動ギヤ21や第2被駆動ギヤ22に比べて比較的大きなトルクを伝達する必要がある第1出力ギヤ31及び第2出力ギヤ32として、1種類ではなく2種類のギヤを用いる必要があり、種類の増大に応じて強度確保のための検証必要項目が増える等、製造コストの増大を招くおそれがある。これに対して、本実施形態では、第1出力ギヤ31及び第2出力ギヤ32が互いに同径のギヤであるため、同じ種類のギヤを第1出力ギヤ31及び第2出力ギヤ32として用いることができ、製造コストの抑制を図ることが可能となっている。なお、第1被駆動ギヤ21と第2被駆動ギヤ22とは互いに異なる径のギヤとされるため、第1被駆動ギヤ21及び第2被駆動ギヤ22として2種類のギヤを用いる必要があるが、第1被駆動ギヤ21及び第2被駆動ギヤ22は、第1出力ギヤ31及び第2出力ギヤ32に比べて伝達する必要のあるトルクが小さいため、必要とされる強度を確保することがその分容易となる。そのため、第1出力ギヤ31及び第2出力ギヤ32として2種類のギヤを用いる場合に比べて、製造コストの抑制を図ることができる。また、上記のように第1出力側変速比と第2出力側変速比とが同じ値であるため、隣接する変速段の組み合わせのそれぞれにおける変速比ステップを変えることなく、第1出力ギヤ31及び第2出力ギヤ32と差動入力ギヤ7aとの間のギヤ比を変更して、入力ギヤ機構10と出力部材91との間の変速比を変更することが可能となっている。この結果、入力ギヤ機構10と出力部材91との間の変速比を

、車両用駆動伝達装置 1 の搭載対象の車種等に応じて変更することが容易となっている。なお、第 1 入力側変速比と第 2 入力側変速比とが同じ値となる構成では、隣接する変速段の組み合わせのそれぞれにおける変速比ステップを変えることなく、第 1 被駆動ギヤ 2 1 及び第 2 被駆動ギヤ 2 2 と入力ギヤ機構 1 0 との間のギヤ比を変更して、入力ギヤ機構 1 0 と出力部材 9 1 との間の変速比を変更することができる。

[0049] 本実施形態では、図 3 に示すように、第 1 変速機構 4 1 により実現される最小の変速比及び第 2 変速機構 4 2 により実現される最小の変速比の双方が、1 である。なお、ここでの第 1 変速機構 4 1 により実現される変速比は、第 1 リングギヤ R 1 及び第 3 リングギヤ R 3 の回転速度（第 2 回転要素 E 2 の回転速度）に対する第 1 サンギヤ S 1 の回転速度（第 1 回転要素 E 1 の回転速度）の比である。また、ここでの第 2 変速機構 4 2 により実現される変速比は、第 2 キャリヤ C A 2 及び第 4 リングギヤ R 4 の回転速度（第 6 回転要素 E 6 の回転速度）に対する第 2 サンギヤ S 2 の回転速度（第 5 回転要素 E 5 の回転速度）の比である。

[0050] 本実施形態では、自動変速機 4（第 1 変速機構 4 1）が第 5 段 5 t h を形成する場合に、第 1 変速機構 4 1 により実現される変速比が最小の 1 となり、この状態で、第 1 変速機構 4 1 の全ての回転要素（本実施形態では 4 つの回転要素）が同速で一体回転する状態となる。すなわち、第 1 変速機構 4 1 を構成する遊星歯車機構の差動回転が禁止されることで、第 1 変速機構 4 1 における動力の伝達効率が最も高い状態となる。また、本実施形態では、自動変速機 4（第 2 変速機構 4 2）が第 6 段 6 t h を形成する場合に、第 2 変速機構 4 2 により実現される変速比が最小の 1 となり、この状態で、第 2 変速機構 4 2 の全ての回転要素（本実施形態では 4 つの回転要素）が同速で一体回転する状態となる。すなわち、第 2 変速機構 4 2 を構成する遊星歯車機構の差動回転が禁止されることで、第 2 変速機構 4 2 における動力の伝達効率が最も高い状態となる。第 1 変速機構 4 1 や第 2 変速機構 4 2 で実現される最小の変速比は、一般に、第 1 変速機構 4 1 や第 2 変速機構 4 2 で実現さ

れる他の変速比に比べて、走行中に実現される時間が長く、車両用駆動伝達装置 1 のエネルギー効率に与える影響が大きい。よって、上記のように第 1 変速機構 4 1 及び第 2 変速機構 4 2 の双方について、最小の変速比を、変速機構 (4 1, 4 2) における動力の伝達効率が最も高くなる 1 とすることで、最小の変速比が実現されている状態での入力ギヤ機構 1 0 (共通駆動ギヤ 1 3) と出力部材 9 1 との間での動力の伝達効率を高く確保して、車両用駆動伝達装置 1 のエネルギー効率の向上を図ることが可能となっている。

[0051] 本実施形態では、上述したように、第 1 入力側変速比と第 2 入力側変速比とが互いに異なる値となり、第 1 出力側変速比と第 2 出力側変速比とが互いに同一の値となる。よって、本実施形態では、第 1 入力側変速比と第 1 出力側変速比との積と、第 2 入力側変速比と第 2 出力側変速比との積とが、互いに異なる値となり、この結果、第 1 変速機構 4 1 により実現される最小の変速比及び第 2 変速機構 4 2 により実現される最小の変速比の双方が 1 となる場合であっても、第 1 変速機構 4 1 が最小の変速比を実現している場合 (本実施形態では、第 5 段 5 t h が形成されている場合) と、第 2 変速機構 4 2 が最小の変速比を実現している場合 (本実施形態では、第 6 段 6 t h が形成されている場合) とで、入力ギヤ機構 1 0 (共通駆動ギヤ 1 3) と出力部材 9 1 との間の変速比を異ならせることが可能となっている。なお、第 1 入力側変速比と第 1 出力側変速比との積と、第 2 入力側変速比と第 2 出力側変速比との積とを導出する場合には、第 1 入力側変速比、第 2 入力側変速比、第 1 出力側変速比、及び第 2 出力側変速比の全てを、動力伝達経路における出力部材 9 1 の側に配置される部材の回転速度に対する入力ギヤ機構 1 0 の側に配置される部材の回転速度の比とする。

[0052] 第 1 入力側変速比と第 1 出力側変速比との積は、第 1 クラッチ C 1 及び第 3 クラッチ C 3 の直結状態での入力軸 9 0 から出力部材 9 1 までの変速比である第 1 変速比に等しい。第 1 変速比は、第 1 クラッチ C 1 及び第 3 クラッチ C 3 が直結状態であることに加えて第 2 クラッチ C 2 が解放状態である場合 (本実施形態では、更に、第 7 クラッチ C 7 が直結状態である場合) の、

入力軸 90 から出力部材 91 までの変速比である。また、第 2 入力側変速比と第 2 出力側変速比との積は、第 2 クラッチ C 2 及び第 4 クラッチ C 4 の直結状態での入力軸 90 から出力部材 91 までの変速比である第 2 変速比に等しい。第 2 変速比は、第 2 クラッチ C 2 及び第 4 クラッチ C 4 が直結状態であることに加えて第 1 クラッチ C 1 が解放状態である場合（本実施形態では、更に、第 7 クラッチ C 7 が直結状態である場合）の、入力軸 90 から出力部材 91 までの変速比である。上述したように、本実施形態では、第 1 入力側変速比と第 1 出力側変速比との積と、第 2 入力側変速比と第 2 出力側変速比との積とが互いに異なるため、第 1 変速比と第 2 変速比とが互いに異なる。そして、本実施形態では、第 1 変速比を、第 2 変速比よりも大きい値（すなわち、大きい減速比）とすることで、第 1 変速機構 4 1 により奇数段が形成され、第 2 変速機構 4 2 により偶数段が形成される構成としている。

[0053] 本実施形態では、第 1 クラッチ C 1 及び第 2 クラッチ C 2 の双方が摩擦係合装置である。本実施形態では、第 7 クラッチ C 7 も摩擦係合装置である。ここで、摩擦係合装置は、互いに係合する係合部材間に発生する摩擦力によりトルクの伝達を行う係合装置である。例えば、油圧駆動式の摩擦係合装置や電磁駆動式の摩擦係合装置を、第 1 クラッチ C 1、第 2 クラッチ C 2、及び第 7 クラッチ C 7 として用いることができる。このように第 1 クラッチ C 1 及び第 2 クラッチ C 2 の双方を摩擦係合装置とすることで、奇数段と偶数段との間でのシフトチェンジを、出力部材 91 への動力の伝達を維持した状態で行うことができる。例えば、自動変速機に奇数段が形成されている状態では、第 1 クラッチ C 1 が係合されると共に第 2 クラッチ C 2 が解放されている。また、この状態では、入力ギヤ機構 10（共通駆動ギヤ 13）の回転が奇数段を形成している第 1 変速機構 4 1 により変速されて出力部材 91 に伝達されることで、内燃機関 2 及び回転電機 3 の少なくとも一方の出力トルクにより車輪 9 が駆動されると共に、第 2 変速機構 4 2 は、第 1 変速機構 4 1 により形成されている奇数段に隣接する 2 つの偶数段のうちのシフトチェンジが予測される方の偶数段を形成して、シフトアップ或いはシフトダウン

の待機状態とされる。

[0054] そして、この状態から偶数段にシフトチェンジする場合には、第1クラッチC1を解放すると共に第2クラッチC2に係合するが、第1クラッチC1及び第2クラッチC2の双方が摩擦係合装置とされるため、第1クラッチC1を滑り係合状態に制御した状態で、第2クラッチC2に係合することができる。すなわち、滑り係合状態の第1クラッチC1を介して内燃機関2及び回転電機3の少なくとも一方の出力トルクが出力部材91及び車輪9に伝達されている状態で、第2クラッチC2に係合することで、出力部材91への動力の伝達を維持した状態で奇数段から偶数段にシフトチェンジすることができる。偶数段から奇数段にシフトチェンジする場合も同様に、滑り係合状態の第2クラッチC2を介して内燃機関2及び回転電機3の少なくとも一方の出力トルクが出力部材91及び車輪9に伝達されている状態で、第1クラッチC1に係合することで、出力部材91への動力の伝達を維持した状態で偶数段から奇数段にシフトチェンジすることができる。

[0055] 図1に示す例では、第1変速機構41及び第2変速機構42が備える係合装置の全て（具体的には、第3クラッチC3、第4クラッチC4、第1ブレーキB1、第2ブレーキB2、第3ブレーキB3、及び第4ブレーキB4）が、噛み合い式係合装置（ドグクラッチ）とされている。すなわち、図1に示す例では、第1変速機構41での変速段の切替と、第2変速機構42での変速段の切替との双方が、噛み合い式係合装置による係合の状態の切替により行われる。例えば、電動アクチュエータにより駆動される噛み合い式係合装置をこれらの係合装置に用いることで、油圧で動作する部品を大きく減らすことが可能となる。詳細は省略するが、噛み合い式係合装置には、係合の対象となる2つの回転部材の回転を同期させるシンクロ機構（同期機構）が設けられる。図1に示すように、本実施形態では、第3クラッチC3、第1ブレーキB1、及び第3ブレーキB3の全てが、第1変速機構41が備える遊星歯車機構（第1遊星歯車機構61及び第3遊星歯車機構63）に対して軸方向第1側に配置されている。また、本実施形態では、第4クラッチC4

、第2ブレーキB2、及び第4ブレーキB4の全てが、第2変速機構42が備える遊星歯車機構（第2遊星歯車機構62及び第4遊星歯車機構64）に対して軸方向第1側に配置されている。

[0056] 図1に示すように、噛み合い式係合装置は、軸方向Lに移動するスリーブ80を備え、スリーブ80の軸方向Lの位置を切り替えることで、当該噛み合い式係合装置の係合の状態が切り替えられる。図1に示す例では、第3クラッチC3と第1ブレーキB1とが、共通のスリーブ80を有する噛み合い式係合装置として構成されており、当該スリーブ80の軸方向Lの位置に応じて、第3クラッチC3及び第1ブレーキB1のうちの第3クラッチC3のみが係合した状態、第3クラッチC3及び第1ブレーキB1のうちの第1ブレーキB1のみが係合した状態、第3クラッチC3及び第1ブレーキB1の双方が解放された状態とが切り替えられる。また、図1に示す例では、第4クラッチC4と第4ブレーキB4とが、共通のスリーブ80を有する噛み合い式係合装置として構成されており、当該スリーブ80の軸方向Lの位置に応じて、第4クラッチC4と第4ブレーキB4のうちの第4クラッチC4のみが係合した状態、第4クラッチC4と第4ブレーキB4のうちの第4ブレーキB4のみが係合した状態、第4クラッチC4と第4ブレーキB4の双方が解放された状態とが切り替えられる。

[0057] 〔第2の実施形態〕

車両用駆動伝達装置の第2の実施形態について、図5～図7を参照して説明する。以下では、本実施形態の車両用駆動伝達装置について、第1の実施形態との相違点を中心に説明する。特に明記しない点については、第1の実施形態と同様であり、同一の符号を付して詳細な説明は省略する。

[0058] 上記第1の実施形態では、第1変速機構41が備える4つの回転要素（E1～E4）のうちの第1回転要素E1のみが、他の回転要素を介することなく入力軸90に駆動連結される構成としたが、本実施形態では、第1変速機構41のいずれか1つの回転要素（第1回転要素E1以外の回転要素）である第1特定回転要素F1も、他の回転要素を介することなく入力軸90に駆

動連結される。具体的には、本実施形態では、図5及び図6に示すように、第1特定回転要素F1は第4回転要素E4であり、第4回転要素E4が、第5クラッチC5を介して入力軸90に駆動連結される。このように、入力軸90の回転が入力される回転要素を第1回転要素E1から第4回転要素E4に切替可能な構成とすることで、図6及び図7に示すように、第1クラッチC1及び第2クラッチC2の双方を解放させると共に第5クラッチC5及び第1ブレーキB1の双方を係合することで、後進用の変速段(R e v)を第1変速機構41によって形成することが可能となっている。なお、図6では、第5クラッチC5の直結状態(且つ第1クラッチC1の解放状態)での第1特定回転要素F1の回転速度に対する入力軸90の回転速度の比が、第1クラッチC1の直結状態(且つ第5クラッチC5の解放状態)での第1回転要素E1の回転速度に対する入力軸90の回転速度の比よりも小さくなる場合を例として示しているが、前者の比と後者の比とが互いに同一の値となる構成や、前者の比が後者の比よりも大きくなる構成とすることもできる。

[0059] 本実施形態では、図5に示すように、第1クラッチC1を介さずに入力軸90と第1変速機構41とを駆動連結する第1ギヤ機構G1と、第1特定回転要素F1と第1ギヤ機構G1とを選択的に駆動連結する第5クラッチC5とを車両用駆動伝達装置1に設けることで、上記のように第1特定回転要素F1が入力軸90に駆動連結される構成を実現している。本実施形態では、出力回転部材3aと、ロータ軸3bを介して出力回転部材3aに駆動連結される第1ギヤ71と、第5クラッチC5を介して第1特定回転要素F1に駆動連結される第3被駆動ギヤ23と、第1ギヤ71及び第3被駆動ギヤ23の双方に噛み合う第2ギヤ72とを用いて、第1ギヤ機構G1が構成されている。本実施形態では、第1ギヤ71は、回転電機3のロータに対して軸方向第1側L1(すなわち、出力回転部材3aが配置される側とは軸方向Lの反対側)において、ロータ軸3bを介して出力回転部材3aと一体回転するように設けられている。また、第3被駆動ギヤ23は、第5クラッチC5の直結状態で第1特定回転要素F1と一体回転するように設けられている。そ

して、第2ギヤ72は、第3被駆動ギヤ23が配置される第1軸A1及び第1ギヤ71が配置される第5軸A5のいずれとも異なる軸上（例えば、第3軸A3上）に配置される。本実施形態では、第2ギヤ72はアイドルギヤである。よって、入力軸90の回転（或いは、入力ギヤ機構10の回転）は、出力回転部材3a、第1ギヤ71、第2ギヤ72、第3被駆動ギヤ23、及び第5クラッチC5を介して、第1特定回転要素F1に伝達される。詳細は省略するが、第1ギヤ機構G1を構成する各ギヤの径や第2ギヤ72の軸心位置は、第5クラッチC5の直結状態での第1特定回転要素F1の回転速度に対する入力軸90の回転速度の比が所望の値となるように設計される。

[0060] また、上記第1の実施形態では、第2変速機構42が備える4つの回転要素（E5～E8）のうちの第5回転要素E5のみが、他の回転要素を介することなく入力軸90に駆動連結される構成としたが、本実施形態では、第2変速機構42のいずれか1つの回転要素（第5回転要素E5以外の回転要素）である第2特定回転要素F2も、他の回転要素を介することなく入力軸90に駆動連結される。具体的には、本実施形態では、図5及び図6に示すように、第2特定回転要素F2は第7回転要素E7であり、第7回転要素E7が、第6クラッチC6を介して入力軸90に駆動連結されている。そして、本実施形態では、第4クラッチC4及び第6クラッチC6の直結状態での入力軸90から出力部材91までの変速比が、第2変速比よりも小さい値（すなわち、小さい減速比）となるように構成している。具体的には、第6クラッチC6の直結状態（且つ第2クラッチC2の解放状態）での第2特定回転要素F2の回転速度に対する入力軸90の回転速度の比を、第2クラッチC2の直結状態（且つ第6クラッチC6の解放状態）での第5回転要素E5の回転速度に対する入力軸90の回転速度の比よりも小さくしている。

[0061] このように、入力軸90の回転が入力される回転要素を第5回転要素E5から第5回転要素E5以外の回転要素（本実施形態では、第7回転要素E7）に切替可能な構成とすると共に、第4クラッチC4及び第6クラッチC6の直結状態での入力軸90から出力部材91までの変速比が第2変速比より

も小さい減速比となる構成とすることで、図6及び図7に示すように、第1クラッチC1及び第2クラッチC2の双方を解放させると共に第4クラッチC4及び第6クラッチC6の双方を係合することで、第6段6thよりも変速比の小さい前進用変速段（第7段7th）を第2変速機構42によって形成することが可能となっている。第2変速機構42が第7段7thを形成する場合には、第2変速機構42の全ての回転要素が同速で一体回転する状態となるため、第7段7thは、第5段5thや第6段6thと同様に、変速機構（41，42）の全ての回転要素が同速で一体回転する状態で実現される直結段である。

[0062] 本実施形態では、図5に示すように、第2クラッチC2を介さずに入力軸90と第2変速機構42とを駆動連結する第2ギヤ機構G2と、第2特定回転要素F2と第2ギヤ機構G2とを選択的に駆動連結する第6クラッチC6とを車両用駆動伝達装置1に設けることで、上記のように第2特定回転要素F2が入力軸90に駆動連結される構成を実現している。本実施形態では、出力回転部材3aと、第1ギヤ71と、第6クラッチC6を介して第2特定回転要素F2に駆動連結される第4被駆動ギヤ24と、第1ギヤ71及び第4被駆動ギヤ24の双方に噛み合う第2ギヤ72とを用いて、第2ギヤ機構G2が構成されている。第3被駆動ギヤ23と第4被駆動ギヤ24とは、周方向（第2ギヤ72が配置される軸を基準とする周方向）の互いに異なる位置で第2ギヤ72に噛み合っている。また、第4被駆動ギヤ24は、第6クラッチC6の直結状態で第2特定回転要素F2と一体回転するように設けられている。よって、入力軸90の回転（或いは、入力ギヤ機構10の回転）は、出力回転部材3a、第1ギヤ71、第2ギヤ72、第4被駆動ギヤ24、及び第6クラッチC6を介して、第2特定回転要素F2に伝達される。なお、第2特定回転要素F2を、第7回転要素E7に代えて、第6回転要素E6又は第8回転要素E8とすることもできる。詳細は省略するが、第2ギヤ機構G2を構成する各ギヤの径や第2ギヤ72の軸心位置は、第6クラッチC6の直結状態での第2特定回転要素F2の回転速度に対する入力軸90の

回転速度の比が所望の値となるように設計される。

[0063] このように、本実施形態では、第1ギヤ機構G1を構成する一部のギヤ（具体的には、出力回転部材3a及び第1ギヤ71）が、回転電機3と同軸上に配置されている。また、本実施形態では、第2ギヤ機構G2を構成する一部のギヤ（具体的には、出力回転部材3a及び第1ギヤ71）が、回転電機3と同軸上に配置されている。すなわち、回転電機3と同軸上に配置されて第1ギヤ機構G1を構成する一部のギヤ（ここでは、出力回転部材3a及び第1ギヤ71）が、第2ギヤ機構G2を構成する一部のギヤと共通とされている。すなわち、回転電機3と同軸上に配置される出力回転部材3a及び第1ギヤ71が、第1ギヤ機構G1と第2ギヤ機構G2とに共通に用いられ、本実施形態では更に、回転電機3とは別軸に配置される第2ギヤ72も、第1ギヤ機構G1と第2ギヤ機構G2とに共通に用いられている。

[0064] 上述したように、本実施形態の車両用駆動伝達装置1は、上記第1の実施形態とは異なり、自動変速機4（ここでは、第1変速機構41）が、後進用の変速段を形成可能に構成されている。このような構成の車両用駆動伝達装置1は、回転電機3の用途が主にアシストトルクの発生と発電（回生）である場合（すなわち、プラグインハイブリッド車両等に比べて低出力の回転電機3が用いられる場合）に好適に用いることができる。すなわち、本実施形態の車両用駆動伝達装置1では、比較的低出力（すなわち、比較的小型）の回転電機3を用いやすい構成となっており、車両用駆動伝達装置1における回転電機3が配置される部分の軸方向Lの大型化を抑制しつつ、回転電機3と同軸上に配置されて第1ギヤ機構G1や第2ギヤ機構G2を構成するギヤ（本実施形態では、第1ギヤ71）の配置スペースを確保することが可能となっている。

[0065] 図5に示すように、本実施形態では、第5クラッチC5を、上記第1の実施形態の車両用駆動伝達装置1における第3ブレーキB3の配置スペースに設け、第6クラッチC6を、上記第1の実施形態の車両用駆動伝達装置1における第2ブレーキB2の配置スペースに設けている。図5に示す例では、

第5クラッチC 5及び第6クラッチC 6はいずれも噛み合い式係合装置である。そして、図5に示すように、本実施形態では、第2ブレーキB 2及び第3ブレーキB 3として、ブレーキバンド8 1を有するバンドブレーキを用いている。ブレーキバンド8 1は、制動の対象となる回転要素と一体回転する円筒状部材の外周部に巻装され、ブレーキバンド8 1が締め付けられることで当該回転要素がケース6に対して固定される。このように第2ブレーキB 2及び第3ブレーキB 3をバンドブレーキとすることで、第2ブレーキB 2及び第3ブレーキB 3を噛み合い式係合装置とする場合に比べて、自動変速機4の軸方向Lにおける大型化を抑制しつつ、第5クラッチC 5及び第6クラッチC 6を設けることが可能となっている。

[0066] なお、第2ブレーキB 2又は第3ブレーキB 3を係合させて形成される変速段での車両の走行中に、回転電機3に回生トルクを出力させて回転電機3に発電を行わせる場合には、回生トルクに応じた反力を受けることができる程度のトルク容量を第2ブレーキB 2や第3ブレーキB 3に確保する必要がある。この点に関して、本実施形態の車両用駆動伝達装置1は、上述したように比較的低出力の回転電機3（すなわち、回生時の回生トルクが比較的小さい回転電機3）を用いやすい構成となっている。そのため、第2ブレーキB 2や第3ブレーキB 3として制動力（係合力）に回転方向性を有するバンドブレーキを用いる場合であっても、回生時に第2ブレーキB 2や第3ブレーキB 3に必要とされるトルク容量を確保しやすい構成となっている。

[0067] [その他の実施形態]

次に、車両用駆動伝達装置のその他の実施形態について説明する。

[0068] (1) 上記第1及び第2の実施形態で示した第1変速機構4 1や第2変速機構4 2における異なる遊星歯車機構同士の回転要素の連結関係は一例であり、第1変速機構4 1や第2変速機構4 2における異なる遊星歯車機構同士の回転要素の連結関係は適宜変更することが可能である。例えば、上記第1及び第2の実施形態では、第1変速機構4 1を構成する2つの遊星歯車機構（6 1，6 3）の連結関係を、一方の遊星歯車機構のリングギヤと他方の遊星

歯車機構のリングギヤとが連結されると共に、一方の遊星歯車機構のキャリアと他方の遊星歯車機構のサンギヤとが連結される連結関係としたが、第1変速機構41を構成する2つの遊星歯車機構(61, 63)の連結関係を、一方の遊星歯車機構のサンギヤと他方の遊星歯車機構のサンギヤとが連結されると共に、一方の遊星歯車機構のリングギヤと他方の遊星歯車機構のリングギヤとが連結される連結関係とすることができる。また、上記第1及び第2の実施形態では、第2変速機構42を構成する2つの遊星歯車機構(62, 64)の連結関係を、一方の遊星歯車機構のキャリアと他方の遊星歯車機構のリングギヤとが連結されると共に、一方の遊星歯車機構のリングギヤと他方の遊星歯車機構のキャリアとが連結される連結関係としたが、第2変速機構42を構成する2つの遊星歯車機構(62, 64)の連結関係を、一方の遊星歯車機構のサンギヤと他方の遊星歯車機構のサンギヤとが連結されると共に、一方の遊星歯車機構のリングギヤと他方の遊星歯車機構のキャリアとが連結される連結関係とすることもできる。

[0069] (2) 上記第1及び第2の実施形態では、異なる遊星歯車機構同士の回転要素の連結関係、及び、遊星歯車機構におけるキャリアに対するピニオンギヤの連結関係が、第1変速機構41と第2変速機構42との間で互いに異なる構成を例として説明した。しかし、そのような構成に限定されることなく、異なる遊星歯車機構同士の回転要素の連結関係、及び、遊星歯車機構におけるキャリアに対するピニオンギヤの連結関係の一方のみが、第1変速機構41と第2変速機構42との間で互いに異なる構成とすることもできる。例えば、第1変速機構41及び第2変速機構42の双方が、2つのシングルピニオン型の遊星歯車機構を備える構成とし(すなわち、遊星歯車機構におけるキャリアに対するピニオンギヤの連結関係が第1変速機構41と第2変速機構42との間で同じである構成とし)、異なる遊星歯車機構同士の回転要素の連結関係が、第1変速機構41と第2変速機構42との間で互いに異なる構成とすることができる。この場合、例えば、第1変速機構41及び第2変速機構42の一方を構成する2つの遊星歯車機構の連結関係を、一方の遊星

歯車機構のキャリアと他方の遊星歯車機構のリングギヤとが連結されると共に、一方の遊星歯車機構のリングギヤと他方の遊星歯車機構のキャリアとが連結される連結関係とし、第1変速機構41及び第2変速機構42の他方を構成する2つの遊星歯車機構の連結関係を、一方の遊星歯車機構のサンギヤと他方の遊星歯車機構のサンギヤとが連結されると共に、一方の遊星歯車機構のキャリアと他方の遊星歯車機構のリングギヤとが連結される連結関係とすることができる。

[0070] (3) 上記第1及び第2の実施形態では、遊星歯車機構の回転要素と入力軸90及び出力部材91との連結関係が、第1変速機構41と第2変速機構42との間で同じである構成を例として説明した。しかし、そのような構成に限定されることなく、遊星歯車機構の回転要素と入力軸90及び出力部材91との連結関係が、第1変速機構41と第2変速機構42との間で互いに異なる構成とすることもできる。この場合、異なる遊星歯車機構同士の回転要素の連結関係、及び、遊星歯車機構におけるキャリアに対するピニオンギヤの連結関係の少なくとも一方が、第1変速機構41と第2変速機構42との間で同じである構成とすることもできる。

[0071] (4) 上記第1及び第2の実施形態では、第1クラッチC1の直結状態での第1回転要素E1の回転速度に対する入力軸90の回転速度の比（第1入力側変速比）と、第2クラッチC2の直結状態での第5回転要素E5の回転速度に対する入力軸90の回転速度の比（第2入力側変速比）とが異なり、出力部材91の回転速度に対する第2回転要素E2の回転速度の比（第1出力側変速比）と、出力部材91の回転速度に対する第6回転要素E6の回転速度の比（第2出力側変速比）とが同じである構成を例として説明した。しかし、そのような構成に限定されることなく、第1入力側変速比と第2入力側変速比とが同じであると共に第1出力側変速比と第2出力側変速比とが異なる構成や、第1入力側変速比と第2入力側変速比とが異なりと共に第1出力側変速比と第2出力側変速比とが異なる構成とすることもできる。

[0072] (5) 上記第1及び第2の実施形態では、第1変速比が第2変速比よりも大

きい減速比である構成を例として説明した。しかし、そのような構成に限定されることなく、第1変速比が第2変速比よりも小さい減速比である構成とすることもできる。この場合、第1変速機構41により偶数段が形成され、第2変速機構42により奇数段が形成される構成となる。

[0073] (6) 上記第2の実施形態では、第1ギヤ71及び第3被駆動ギヤ23の双方に噛み合うギヤと、第1ギヤ71及び第4被駆動ギヤ24の双方に噛み合うギヤとが、共通のギヤ(第2ギヤ72)である構成を例として説明した。しかし、そのような構成に限定されることなく、第1ギヤ71及び第3被駆動ギヤ23の双方に噛み合うギヤとは別に、第1ギヤ71及び第4被駆動ギヤ24の双方に噛み合うギヤが設けられる構成とすることもできる。この場合、これら2つのギヤを別軸に配置することも可能である。このように、第1ギヤ71及び第3被駆動ギヤ23の双方に噛み合うギヤ(第3ギヤ)とは別に、第1ギヤ71及び第4被駆動ギヤ24の双方に噛み合うギヤ(第4ギヤ)が設けられる場合に、第1ギヤ71が、軸方向Lに並べて配置される2つのギヤ部(第3ギヤに噛み合うギヤ部と第4ギヤに噛み合うギヤ部)を備える構成とすることもできる。また、第1ギヤ71と第3被駆動ギヤ23とが直接噛み合う構成や、第1ギヤ71と第4被駆動ギヤ24とが直接噛み合う構成とすることも可能である。

[0074] (7) 上記第2の実施形態では、第1ギヤ機構G1を構成する一部のギヤが回転電機3と同軸上に配置されると共に、第2ギヤ機構G2を構成する一部のギヤが回転電機3と同軸上に配置される構成を例として説明した。しかし、そのような構成に限定されることなく、第1ギヤ機構G1を構成する全てのギヤが回転電機3とは別軸に配置される構成や、第2ギヤ機構G2を構成する全てのギヤが回転電機3とは別軸に配置される構成とすることもできる。

[0075] (8) 上記第2の実施形態では、第1ギヤ機構G1を、後進用の変速段を形成するために用いる構成を例として説明した。しかし、そのような構成に限定されることなく、第1ギヤ機構G1を、後進用の変速段の形成に加えて、

第5段5 t hとは異なる変速比の直結段を形成するためにも用いることや、第1ギヤ機構G 1を、第5段5 t hとは異なる変速比の直結段を形成するためにのみ用いる構成とすることもできる。第5段5 t hとは異なる変速比の直結段は、第3クラッチC 3及び第5クラッチC 5の双方を係合することで形成することができる。この場合、第3クラッチC 3及び第5クラッチC 5の直結状態での入力軸9 0から出力部材9 1までの変速比が、第1変速比よりも小さい減速比となる構成とすることで、第5段5 t hとは異なる変速比の直結段を、第5段5 t hよりも変速比の小さい変速段とすることができる。なお、第1ギヤ機構G 1を、第5段5 t hとは異なる変速比の直結段を形成するためにのみ用いる場合には、第1特定回転要素F 1を、第4回転要素E 4に代えて、第2回転要素E 2又は第3回転要素E 3とすることもできる。

[0076] (9) 上記第2の実施形態では、第2ギヤ機構G 2を、第6段6 t hとは異なる変速比の直結段を形成するためにのみ用いる構成を例として説明した。しかし、そのような構成に限定されることなく、第2ギヤ機構G 2を、第6段6 t hとは異なる変速比の直結段の形成に加えて、後進用の変速段を形成するためにも用いることや、第2ギヤ機構G 2を、後進用の変速段を形成するためにのみ用いる構成とすることもできる。この場合、第2特定回転要素F 2は、第8回転要素E 8となる。なお、第2ギヤ機構G 2を、後進用の変速段を形成するためにのみ用いる場合には、上記第2の実施形態とは異なり、第6クラッチC 6の直結状態での第2特定回転要素F 2の回転速度に対する入力軸9 0の回転速度の比を、第2クラッチC 2の直結状態での第5回転要素E 5の回転速度に対する入力軸9 0の回転速度の比と同じ値とすることや、それよりも大きな値とすることも可能である。

[0077] (10) 上記第1及び第2の実施形態では、回転電機3の出力回転部材3 aが、共通駆動ギヤ1 3（入力ギヤ機構1 0）と噛み合う構成を例として説明した。しかし、そのような構成に限定されることなく、回転電機3の出力回転部材3 aと共通駆動ギヤ1 3とが他の伝動部材（アイドラギヤ等）を介し

て駆動連結される構成とすることもできる。例えば、回転電機 3 の出力回転部材 3 a が、第 1 被駆動ギヤ 2 1 又は第 2 被駆動ギヤ 2 2 に噛み合う構成とすることで、回転電機 3 の出力回転部材 3 a と共通駆動ギヤ 1 3 とが第 1 被駆動ギヤ 2 1 又は第 2 被駆動ギヤ 2 2 を介して駆動連結される構成とすることができる。また、回転電機 3 の出力回転部材 3 a が、入力軸 9 0 と出力部材 9 1 とを結ぶ動力伝達経路における変速機構（第 1 変速機構 4 1 及び第 2 変速機構 4 2）よりも入力軸 9 0 の側に配置される部材（上記の実施形態では入力ギヤ機構 1 0）ではなく、当該動力伝達経路における変速機構よりも出力部材 9 1 の側に配置される部材（例えば、出力部材 9 1）に連結される構成とすることもできる。

[0078] (1 1) 上記第 1 及び第 2 の実施形態では、回転電機 3 が、第 1 変速機構 4 1 及び第 2 変速機構 4 2 とは別軸に配置される構成を例として説明した。しかし、そのような構成に限定されることなく、回転電機 3 が、第 1 変速機構 4 1 及び第 2 変速機構 4 2 の一方と同軸上に配置される構成とすることもできる。また、上記第 1 及び第 2 の実施形態では、回転電機 3 が、入力軸 9 0 とは別軸に配置される構成を例として説明したが、回転電機 3 が入力軸 9 0 と同軸上に配置される構成とすることもできる。この場合、出力回転部材 3 a は、上記の各実施形態のような出力ギヤではなく、回転電機 3 のロータと一体回転する軸部材（ロータ軸 3 b、又はロータ軸 3 b と一体回転するように連結された軸部材）とすることができる。

[0079] (1 2) 上記第 1 及び第 2 の実施形態では、差動入力ギヤ 7 a が出力部材 9 1 として用いられる構成を例として説明した。しかし、そのような構成に限定されることなく、第 1 変速機構 4 1 及び第 2 変速機構 4 2 と差動歯車装置 7（差動入力ギヤ 7 a）との間の動力伝達経路にギヤ機構（例えば、カウンタギヤ機構）が設けられ、当該ギヤ機構が備えるギヤが出力部材 9 1 として用いられる（出力部材 9 1 として機能する）構成とすることもできる。

[0080] (1 3) 上記第 1 及び第 2 の実施形態では、入力ギヤ機構 1 0 が、第 1 被駆動ギヤ 2 1 及び第 2 被駆動ギヤ 2 2 の双方に噛み合う共通駆動ギヤ 1 3 を備

える構成を例として説明した。しかし、そのような構成に限定されることなく、入力ギヤ機構 10 が、第 1 被駆動ギヤ 21 に噛み合う第 1 駆動ギヤと、第 2 被駆動ギヤ 22 に噛み合う第 2 駆動ギヤとを各別に備える構成とすることもできる。この場合、第 1 変速機構 41 は、入力ギヤ機構 10 が備える第 1 駆動ギヤの回転を変速して出力部材 91 に伝達し、第 2 変速機構 42 は、入力ギヤ機構 10 が備える第 2 駆動ギヤの回転を変速して出力部材 91 に伝達する。このように入力ギヤ機構 10 が第 1 駆動ギヤと第 2 駆動ギヤとを各別に備える構成において、第 1 クラッチ C1 を、入力ギヤ機構 10 と第 1 変速機構 41 との間の動力伝達経路に代えて、入力軸 90 と第 1 駆動ギヤとの間の動力伝達経路に設け、第 2 クラッチ C2 を、入力ギヤ機構 10 と第 2 変速機構 42 との間の動力伝達経路に代えて、入力軸 90 と第 2 駆動ギヤとの間の動力伝達経路に設けても良い。この場合、第 1 クラッチ C1 は、入力軸 90 と第 1 駆動ギヤとを連結又は連結解除し、第 2 クラッチ C2 は、入力軸 90 と第 2 駆動ギヤとを連結又は連結解除する。また、このように入力ギヤ機構 10 が第 1 駆動ギヤと第 2 駆動ギヤとを各別に備える構成において、回転電機 3 の出力回転部材 3a が、第 1 駆動ギヤ及び第 2 駆動ギヤのいずれか一方に噛み合う構成とすることもできる。

[0081] (14) 上記第 1 及び第 2 の実施形態では、車両用駆動伝達装置 1 が第 7 クラッチ C7 を備える構成を例として説明した。しかし、そのような構成に限定されることなく、車両用駆動伝達装置 1 が第 7 クラッチ C7 を備えず、入力軸 90 と入力ギヤ機構 10 (共通駆動ギヤ 13) とが一体回転する構成とすることもできる。

[0082] (15) 上記第 1 及び第 2 の実施形態では、車両用駆動伝達装置 1 が、回転電機 3 (車輪 9 の駆動力源としての回転電機) を備える構成を例として説明した。しかし、そのような構成に限定されることなく、車両用駆動伝達装置 1 が回転電機 3 を備えない構成とすることもできる。

[0083] (16) なお、上述した各実施形態で開示された構成は、矛盾が生じない限り、他の実施形態で開示された構成と組み合わせて適用すること (その他の

実施形態として説明した実施形態同士の組み合わせを含む）も可能である。
その他の構成に関しても、本明細書において開示された実施形態は全ての点で単なる例示に過ぎない。従って、本開示の趣旨を逸脱しない範囲内で、適宜、種々の改変を行うことが可能である。

[0084] 〔上記実施形態の概要〕

以下、上記において説明した車両用駆動伝達装置の概要について説明する。
。

[0085] 内燃機関（２）に駆動連結される入力部材（９０）と、車輪（９）に駆動連結される出力部材（９１）と、前記入力部材（９０）の回転を変速して前記出力部材（９１）に伝達する自動変速機（４）と、を備えた車両用駆動伝達装置（１）であって、前記自動変速機（４）は、第１クラッチ（Ｃ１）を介して前記入力部材（９０）に駆動連結される第１変速機構（４１）と、第２クラッチ（Ｃ２）を介して前記入力部材（９０）に駆動連結される第２変速機構（４２）と、を備え、前記第１変速機構（４１）及び前記第２変速機構（４２）は、それぞれ遊星歯車機構を備え、前記第１変速機構（４１）の遊星歯車機構の連結関係と、前記第２変速機構（４２）の遊星歯車機構の連結関係とが、互いに異なる。

[0086] この構成によれば、第１変速機構（４１）の遊星歯車機構の連結関係と第２変速機構（４２）の遊星歯車機構の連結関係とが同一である場合に比べて、第１変速機構（４１）により形成される各変速段の入出力回転速度比（第１変速機構（４１）における入力部材（９０）に駆動連結される回転要素と、第１変速機構（４１）における出力部材（９１）に駆動連結される回転要素との間の回転速度比）と、第２変速機構（４２）により形成される各変速段の入出力回転速度比（第２変速機構（４２）における入力部材（９０）に駆動連結される回転要素と、第２変速機構（４２）における出力部材（９１）に駆動連結される回転要素との間の回転速度比）とを、互いに異ならせることが容易となる。この結果、隣接する変速段の間での変速比の比（変速比ステップ）の設計自由度を高く確保することが容易となり、隣接する変速段

の組み合わせのそれぞれについて変速比ステップの値を適切な値とすることが可能となる。

[0087] 内燃機関（２）に駆動連結される入力部材（９０）と、車輪（９）に駆動連結される出力部材（９１）と、前記入力部材（９０）の回転を変速して前記出力部材（９１）に伝達する自動変速機（４）と、を備えた車両用駆動伝達装置（１）であって、前記自動変速機（４）は、第１クラッチ（Ｃ１）を介して前記入力部材（９０）に駆動連結される第１変速機構（４１）と、第２クラッチ（Ｃ２）を介して前記入力部材（９０）に駆動連結される第２変速機構（４２）と、を備え、前記第１変速機構（４１）及び前記第２変速機構（４２）は、それぞれ遊星歯車機構を備え、前記第１変速機構（４１）は、前記自動変速機（４）が形成し得る複数の変速段のうちの奇数段を形成し、前記第２変速機構（４２）は、前記複数の変速段のうちの偶数段を形成し、隣接する変速段の間での変速比の比が、高速段側に向かうに従って小さくなる。

[0088] この構成によれば、変速比ステップが高速段側に向かうに従って小さくなるため、高速段側に向かうに従って変速時のトルク変動（すなわち、変速ショック）が小さくなる構成とすることができる。すなわち、上記の構成によれば、隣接する変速段の組み合わせのそれぞれにおける変速比ステップの値を、変速フィーリングの観点から適切な値とすることが可能となる。

[0089] ここで、前記第１変速機構（４１）は、ダブルピニオン型の遊星歯車機構を含み、前記第２変速機構（４２）は、ダブルピニオン型の遊星歯車機構を含まない構成とすると好適である。

[0090] この構成によれば、第１変速機構（４１）及び第２変速機構（４２）のいずれもがダブルピニオン型の遊星歯車機構を含まない場合や、第１変速機構（４１）及び第２変速機構（４２）のいずれもがダブルピニオン型の遊星歯車機構を含む場合に比べて、第１変速機構（４１）により形成される各変速段の入出力回転速度比と第２変速機構（４２）により形成される各変速段の入出力回転速度比とを互いに異ならせることが容易となる。

[0091] 上記のように、前記第1変速機構(41)は、ダブルピニオン型の遊星歯車機構を含み、前記第2変速機構(42)は、ダブルピニオン型の遊星歯車機構を含まない構成において、前記第1変速機構(41)は、第1サンギヤ(S1)、第1キャリア(CA1)、及び第1リングギヤ(R1)を備えたダブルピニオン型の第1遊星歯車機構(61)と、第3サンギヤ(S3)、第3キャリア(CA3)、及び第3リングギヤ(R3)を備えたシングルピニオン型の第3遊星歯車機構(63)とを用いて構成される変速機構であって、前記第1サンギヤ(S1)である第1回転要素(E1)、一体的に回転する前記第1リングギヤ(R1)と前記第3リングギヤ(R3)である第2回転要素(E2)、前記第3キャリア(CA3)である第3回転要素(E3)、及び、一体的に回転する前記第1キャリア(CA1)と前記第3サンギヤ(S3)である第4回転要素(E4)を備えると共に、前記第1回転要素(E1)、前記第2回転要素(E2)、前記第3回転要素(E3)、及び前記第4回転要素(E4)のうちの2つの回転要素を選択的に連結する第3クラッチ(C3)を備え、前記第2変速機構(42)は、第2サンギヤ(S2)、第2キャリア(CA2)、及び第2リングギヤ(R2)を備えたシングルピニオン型の第2遊星歯車機構(62)と、第4サンギヤ(S4)、第4キャリア(CA4)、及び第4リングギヤ(R4)を備えたシングルピニオン型の第4遊星歯車機構(64)とを用いて構成される変速機構であって、前記第2サンギヤ(S2)である第5回転要素(E5)、一体的に回転する前記第2キャリア(CA2)と前記第4リングギヤ(R4)である第6回転要素(E6)、一体的に回転する前記第2リングギヤ(R2)と前記第4キャリア(CA4)である第7回転要素(E7)、及び、前記第4サンギヤ(S4)である第8回転要素(E8)を備えると共に、前記第5回転要素(E5)、前記第6回転要素(E6)、前記第7回転要素(E7)、及び前記第8回転要素(E8)のうちの2つの回転要素を選択的に連結する第4クラッチ(C4)を備え、前記第1回転要素(E1)は、前記第1クラッチ(C1)に駆動連結され、前記第2回転要素(E2)は、前記出力部材(91)に

駆動連結され、前記第3回転要素（E3）は、第1ブレーキ（B1）により非回転部材（6）に選択的に固定され、前記第4回転要素（E4）は、第3ブレーキ（B3）により非回転部材（6）に選択的に固定され、前記第5回転要素（E5）は、前記第2クラッチ（C2）に駆動連結され、前記第6回転要素（E6）は、前記出力部材（91）に駆動連結され、前記第7回転要素（E7）は、第2ブレーキ（B2）により非回転部材（6）に選択的に固定され、前記第8回転要素（E8）は、第4ブレーキ（B4）により非回転部材（6）に選択的に固定され、前記第1クラッチ（C1）及び前記第3クラッチ（C3）の直結状態での前記入力部材（90）から前記出力部材（91）までの変速比である第1変速比と、前記第2クラッチ（C2）及び前記第4クラッチ（C4）の直結状態での前記入力部材（90）から前記出力部材（91）までの変速比である第2変速比とが互いに異なる構成とすると好適である。

[0092] この構成によれば、第1変速機構（41）及び第2変速機構（42）のそれぞれを、変速比が最小の変速段が直結段となる3つの変速段を形成可能に構成する場合に、第1変速機構（41）と第2変速機構（42）との間で遊星歯車機構の連結関係を互いに異ならせて、変速比ステップの設計自由度を高く確保することが可能となる。この結果、例えば、変速比ステップが高速段側に向かうに従って小さくなる構成を実現することが可能となる。

[0093] 上記のように前記第1変速比と前記第2変速比とが互いに異なる構成において、前記第1変速比は、前記第2変速比よりも大きい減速比であると好適である。

[0094] この構成によれば、ダブルピニオン型の第1遊星歯車機構（61）とシングルピニオン型の第3遊星歯車機構（63）とを用いて構成される第1変速機構（41）によって、変速比が最大の変速段を含む奇数段が形成される構成とすることができ、隣接する変速段の組み合わせのそれぞれについて変速比ステップの値を適切な値とすることが容易となる。

[0095] また、前記出力部材（91）の回転速度に対する前記第1変速機構（41

）における前記出力部材（９１）に駆動連結される回転要素（Ｅ２）の回転速度の比と、前記出力部材（９１）の回転速度に対する前記第２変速機構（４２）における前記出力部材（９１）に駆動連結される回転要素（Ｅ６）の回転速度の比とが同じであると好適である。

[0096] この構成によれば、第１変速機構（４１）における前記出力部材（９１）に駆動連結される回転要素（Ｅ２）と出力部材（９１）との間で動力を伝達する第１伝動部材（ギヤ等）と、第２変速機構（４２）における前記出力部材（９１）に駆動連結される回転要素（Ｅ６）と出力部材（９１）との間で動力を伝達する第２伝動部材（ギヤ等）とを共通の部品とすることができる。このような構成とは異なり、出力部材（９１）の回転速度に対する第１変速機構（４１）における前記出力部材（９１）に駆動連結される回転要素（Ｅ２）の回転速度の比（第１出力側変速比）と、出力部材（９１）の回転速度に対する第２変速機構（４２）における前記出力部材（９１）に駆動連結される回転要素（Ｅ６）の回転速度の比（第２出力側変速比）とが異なる場合には、自動変速機（４）により減速されることで比較的大きなトルクを伝達する必要がある第１伝動部材及び第２伝動部材として、互いに異なる種類の伝動部材（例えば、互いに径の異なるギヤ）を用いる必要があり、伝動部材の種類の増大に応じて強度確保のための検証必要項目が増える等、車両用駆動伝達装置（１）の製造コストの増大を招くおそれがある。これに対して、上記の構成によれば、第１伝動部材と第２伝動部材とを共通の部品とすることができるため、車両用駆動伝達装置（１）の製造コストを抑制することができる。

また、上記の構成によれば第１出力側変速比と第２出力側変速比とが同じ値であるため、隣接する変速段の組み合わせのそれぞれにおける変速比ステップを変えることなく、共通の変速比である第１出力側変速比及び第２出力側変速比を変更して、入力部材（９０）と出力部材（９１）との間の変速比を変更することが可能となる。この結果、入力部材（９０）と出力部材（９１）との間の変速比を、車両用駆動伝達装置（１）の搭載対象の車種等に応

じて変更することが容易となる。

[0097] また、前記第1変速機構(41)は、回転速度の順に、第1回転要素(E1)、第2回転要素(E2)、第3回転要素(E3)、及び第4回転要素(E4)を備えると共に、前記第1回転要素(E1)、前記第2回転要素(E2)、前記第3回転要素(E3)、及び前記第4回転要素(E4)のうちの2つの回転要素を選択的に連結する第3クラッチ(C3)を備え、前記第1回転要素(E1)は、前記第1クラッチ(C1)に駆動連結され、前記第2回転要素(E2)は、前記出力部材(91)に駆動連結され、前記第3回転要素(E3)は、第1ブレーキ(B1)により非回転部材(6)に選択的に固定され、前記第4回転要素(E4)は、第3ブレーキ(B3)により非回転部材(6)に選択的に固定され、前記第1クラッチ(C1)を介さずに前記入力部材(90)と前記第1変速機構(41)とを駆動連結する第1ギヤ機構(G1)と、前記第1変速機構(41)のいずれか1つの回転要素である第1特定回転要素(F1)と前記第1ギヤ機構(G1)とを選択的に駆動連結する第5クラッチ(C5)と、を備え、前記第1特定回転要素(F1)が前記第4回転要素(E4)であると好適である。

[0098] この構成によれば、第1クラッチ(C1)を解放させると共に第5クラッチ(C5)及び第1ブレーキ(B1)の双方を係合することで、後進用の変速段を第1変速機構(41)によって形成することができる。よって、例えば車両用駆動伝達装置(1)が車輪(9)の駆動力として回転電機(3)を備える場合であっても、回転電機(3)の駆動力を用いることなく車両を後進させることができ、比較的低出力の回転電機(3)が用いられる場合にも好適な車両用駆動伝達装置(1)を実現することができる。

[0099] また、前記第2変速機構(42)は、回転速度の順に、第5回転要素(E5)、第6回転要素(E6)、第7回転要素(E7)、及び第8回転要素(E8)を備えると共に、前記第5回転要素(E5)、前記第6回転要素(E6)、前記第7回転要素(E7)、及び前記第8回転要素(E8)のうちの2つの回転要素を選択的に連結する第4クラッチ(C4)を備え、前記第5

回転要素（E 5）は、前記第2クラッチ（C 2）に駆動連結され、前記第6回転要素（E 6）は、前記出力部材（9 1）に駆動連結され、前記第7回転要素（E 7）は、第2ブレーキ（B 2）により非回転部材（6）に選択的に固定され、前記第8回転要素（E 8）は、第4ブレーキ（B 4）により非回転部材（6）に選択的に固定され、前記第2クラッチ（C 2）を介さずに前記入力部材（9 0）と前記第2変速機構（4 2）とを駆動連結する第2ギヤ機構（G 2）と、前記第2変速機構（4 2）のいずれか1つの回転要素である第2特定回転要素（F 2）と前記第2ギヤ機構（4 2）とを選択的に駆動連結する第6クラッチ（C 6）と、を備え、前記第4クラッチ（C 4）及び前記第6クラッチ（C 6）の直結状態での前記入力部材（9 0）から前記出力部材（9 1）までの変速比が、前記第2クラッチ（C 2）及び前記第4クラッチ（C 4）の直結状態での前記入力部材（9 0）から前記出力部材（9 1）までの変速比である第2変速比よりも小さい減速比であると好適である。

[0100] この構成によれば、第2クラッチ（C 2）を解放させると共に第4クラッチ（C 4）及び第6クラッチ（C 6）の双方を係合することで、第1クラッチ（C 1）及び第4クラッチ（C 4）の双方を係合することで形成される直結段よりも変速比の小さい直結段を、第2変速機構（4 2）によって形成することができる。よって、車両用駆動伝達装置（1）のエネルギー効率の向上をより一層図ることができる。

[0101] 上記のように、車両用駆動伝達装置（1）が前記第1ギヤ機構（G 1）を備える構成において、前記第1変速機構（4 1）及び前記第2変速機構（4 2）とは別軸に配置されて、前記入力部材（9 0）に駆動連結される回転電機（3）を備え、前記第1ギヤ機構（G 1）を構成する一部のギヤ（3 a, 7 1）が、前記回転電機（3）と同軸上に配置されていると好適である。

[0102] この構成によれば、車両用駆動伝達装置（1）を、車輪（9）の駆動力源として内燃機関（2）及び回転電機（3）を備えるハイブリッド車両に用いる場合において、回転電機（3）と入力部材（9 0）とを駆動連結するため

の伝動部材を、第1ギヤ機構（G1）にも用いることが可能となる。よって、第1ギヤ機構（G1）を設けることによる部品点数の増大や構造の複雑化の程度を低く抑えることが可能となる。また、第1ギヤ機構（G1）を構成する一部のギヤ（3a, 71）が回転電機（3）と同軸上に配置される分、軸方向（L）に直交する方向の車両用駆動伝達装置（1）の大型化を抑制しつつ、第1ギヤ機構（G1）を設けることも可能となる。

[0103] 上記のように、車両用駆動伝達装置（1）が前記第2ギヤ機構（G2）を備える構成において、前記第1変速機構（41）及び前記第2変速機構（42）とは別軸に配置されて、前記入力部材（90）に駆動連結される回転電機（3）を備え、前記第2ギヤ機構（G2）を構成する一部のギヤ（3a, 71）が、前記回転電機（3）と同軸上に配置されていると好適である。

[0104] この構成によれば、この構成によれば、車両用駆動伝達装置（1）を、車輪（9）の駆動力源として内燃機関（2）及び回転電機（3）を備えるハイブリッド車両に用いる場合において、回転電機（3）と入力部材（90）とを駆動連結するための伝動部材を、第2ギヤ機構（G2）にも用いることが可能となる。よって、第2ギヤ機構（G2）を設けることによる部品点数の増大や構造の複雑化の程度を低く抑えることが可能となる。また、第2ギヤ機構（G2）を構成する一部のギヤ（3a, 71）が回転電機（3）と同軸上に配置される分、軸方向（L）に直交する方向の車両用駆動伝達装置（1）の大型化を抑制しつつ、第2ギヤ機構（G2）を設けることも可能となる。

[0105] 本開示に係る車両用駆動伝達装置は、上述した各効果のうち、少なくとも1つを奏することができれば良い。

符号の説明

- [0106] 1：車両用駆動伝達装置
2：内燃機関
3：回転電機
4：自動変速機

6 : ケース（非回転部材）

9 : 車輪

4 1 : 第 1 変速機構

4 2 : 第 2 変速機構

6 1 : 第 1 遊星歯車機構

6 2 : 第 2 遊星歯車機構

6 3 : 第 3 遊星歯車機構

6 4 : 第 4 遊星歯車機構

9 0 : 入力軸（入力部材）

9 1 : 出力部材

B 1 : 第 1 ブレーキ

B 2 : 第 2 ブレーキ

B 3 : 第 3 ブレーキ

B 4 : 第 4 ブレーキ

C A 1 : 第 1 キャリヤ

C A 2 : 第 2 キャリヤ

C A 3 : 第 3 キャリヤ

C A 4 : 第 4 キャリヤ

C 1 : 第 1 クラッチ

C 2 : 第 2 クラッチ

C 3 : 第 3 クラッチ

C 4 : 第 4 クラッチ

C 5 : 第 5 クラッチ

C 6 : 第 6 クラッチ

E 1 : 第 1 回転要素

E 2 : 第 2 回転要素

E 3 : 第 3 回転要素

E 4 : 第 4 回転要素

E 5 : 第 5 回転要素

E 6 : 第 6 回転要素

E 7 : 第 7 回転要素

E 8 : 第 8 回転要素

F 1 : 第 1 特定回転要素

F 2 : 第 2 特定回転要素

G 1 : 第 1 ギヤ機構

G 2 : 第 2 ギヤ機構

R 1 : 第 1 リングギヤ

R 2 : 第 2 リングギヤ

R 3 : 第 3 リングギヤ

R 4 : 第 4 リングギヤ

S 1 : 第 1 サンギヤ

S 2 : 第 2 サンギヤ

S 3 : 第 3 サンギヤ

S 4 : 第 4 サンギヤ

請求の範囲

- [請求項1] 内燃機関に駆動連結される入力部材と、車輪に駆動連結される出力部材と、前記入力部材の回転を変速して前記出力部材に伝達する自動変速機と、を備えた車両用駆動伝達装置であって、
- 前記自動変速機は、第1クラッチを介して前記入力部材に駆動連結される第1変速機構と、第2クラッチを介して前記入力部材に駆動連結される第2変速機構と、を備え、
- 前記第1変速機構及び前記第2変速機構は、それぞれ遊星歯車機構を備え、
- 前記第1変速機構の遊星歯車機構の連結関係と、前記第2変速機構の遊星歯車機構の連結関係とが、互いに異なる車両用駆動伝達装置。
- [請求項2] 内燃機関に駆動連結される入力部材と、車輪に駆動連結される出力部材と、前記入力部材の回転を変速して前記出力部材に伝達する自動変速機と、を備えた車両用駆動伝達装置であって、
- 前記自動変速機は、第1クラッチを介して前記入力部材に駆動連結される第1変速機構と、第2クラッチを介して前記入力部材に駆動連結される第2変速機構と、を備え、
- 前記第1変速機構及び前記第2変速機構は、それぞれ遊星歯車機構を備え、
- 前記第1変速機構は、前記自動変速機が形成し得る複数の変速段のうちの奇数段を形成し、
- 前記第2変速機構は、前記複数の変速段のうちの偶数段を形成し、
- 隣接する変速段の間での変速比の比が、高速段側に向かうに従って小さくなる車両用駆動伝達装置。
- [請求項3] 前記第1変速機構は、ダブルピニオン型の遊星歯車機構を含み、
- 前記第2変速機構は、ダブルピニオン型の遊星歯車機構を含まない
- 請求項1又は2に記載の車両用駆動伝達装置。
- [請求項4] 前記第1変速機構は、第1サンギヤ、第1キャリア、及び第1リン

グギヤを備えたダブルピニオン型の第1遊星歯車機構と、第3サンギヤ、第3キャリア、及び第3リングギヤを備えたシングルピニオン型の第3遊星歯車機構とを用いて構成される変速機構であって、前記第1サンギヤである第1回転要素、一体的に回転する前記第1リングギヤと前記第3リングギヤである第2回転要素、前記第3キャリアである第3回転要素、及び、一体的に回転する前記第1キャリアと前記第3サンギヤである第4回転要素を備えると共に、前記第1回転要素、前記第2回転要素、前記第3回転要素、及び前記第4回転要素のうちの2つの回転要素を選択的に連結する第3クラッチを備え、

前記第2変速機構は、第2サンギヤ、第2キャリア、及び第2リングギヤを備えたシングルピニオン型の第2遊星歯車機構と、第4サンギヤ、第4キャリア、及び第4リングギヤを備えたシングルピニオン型の第4遊星歯車機構とを用いて構成される変速機構であって、前記第2サンギヤである第5回転要素、一体的に回転する前記第2キャリアと前記第4リングギヤである第6回転要素、一体的に回転する前記第2リングギヤと前記第4キャリアである第7回転要素、及び、前記第4サンギヤである第8回転要素を備えると共に、前記第5回転要素、前記第6回転要素、前記第7回転要素、及び前記第8回転要素のうちの2つの回転要素を選択的に連結する第4クラッチを備え、

前記第1回転要素は、前記第1クラッチに駆動連結され、前記第2回転要素は、前記出力部材に駆動連結され、前記第3回転要素は、第1ブレーキにより非回転部材に選択的に固定され、前記第4回転要素は、第3ブレーキにより非回転部材に選択的に固定され、

前記第5回転要素は、前記第2クラッチに駆動連結され、前記第6回転要素は、前記出力部材に駆動連結され、前記第7回転要素は、第2ブレーキにより非回転部材に選択的に固定され、前記第8回転要素は、第4ブレーキにより非回転部材に選択的に固定され、

前記第1クラッチ及び前記第3クラッチの直結状態での前記入力部

材から前記出力部材までの変速比である第1変速比と、前記第2クラッチ及び前記第4クラッチの直結状態での前記入力部材から前記出力部材までの変速比である第2変速比とが互いに異なる請求項3に記載の車両用駆動伝達装置。

[請求項5] 前記第1変速比は、前記第2変速比よりも大きい減速比である請求項4に記載の車両用駆動伝達装置。

[請求項6] 前記出力部材の回転速度に対する前記第1変速機構における前記出力部材に駆動連結される回転要素の回転速度の比と、前記出力部材の回転速度に対する前記第2変速機構における前記出力部材に駆動連結される回転要素の回転速度の比とが同じである請求項1から5のいずれか一項に記載の車両用駆動伝達装置。

[請求項7] 前記第1変速機構は、回転速度の順に、第1回転要素、第2回転要素、第3回転要素、及び第4回転要素を備えると共に、前記第1回転要素、前記第2回転要素、前記第3回転要素、及び前記第4回転要素のうちの2つの回転要素を選択的に連結する第3クラッチを備え、

前記第1回転要素は、前記第1クラッチに駆動連結され、前記第2回転要素は、前記出力部材に駆動連結され、前記第3回転要素は、第1ブレーキにより非回転部材に選択的に固定され、前記第4回転要素は、第3ブレーキにより非回転部材に選択的に固定され、

前記第1クラッチを介さずに前記入力部材と前記第1変速機構とを駆動連結する第1ギヤ機構と、前記第1変速機構のいずれか1つの回転要素である第1特定回転要素と前記第1ギヤ機構とを選択的に駆動連結する第5クラッチと、を備え、

前記第1特定回転要素が前記第4回転要素である請求項1から6のいずれか一項に記載の車両用駆動伝達装置。

[請求項8] 前記第2変速機構は、回転速度の順に、第5回転要素、第6回転要素、第7回転要素、及び第8回転要素を備えると共に、前記第5回転要素、前記第6回転要素、前記第7回転要素、及び前記第8回転要素

のうちの2つの回転要素を選択的に連結する第4クラッチを備え、

前記第5回転要素は、前記第2クラッチに駆動連結され、前記第6回転要素は、前記出力部材に駆動連結され、前記第7回転要素は、第2ブレーキにより非回転部材に選択的に固定され、前記第8回転要素は、第4ブレーキにより非回転部材に選択的に固定され、

前記第2クラッチを介さずに前記入力部材と前記第2変速機構とを駆動連結する第2ギヤ機構と、前記第2変速機構のいずれか1つの回転要素である第2特定回転要素と前記第2ギヤ機構とを選択的に駆動連結する第6クラッチと、を備え、

前記第4クラッチ及び前記第6クラッチの直結状態での前記入力部材から前記出力部材までの変速比が、前記第2クラッチ及び前記第4クラッチの直結状態での前記入力部材から前記出力部材までの変速比である第2変速比よりも小さい減速比である請求項1から7のいずれか一項に記載の車両用駆動伝達装置。

[請求項9] 前記第1変速機構及び前記第2変速機構とは別軸に配置されて、前記入力部材に駆動連結される回転電機を備え、

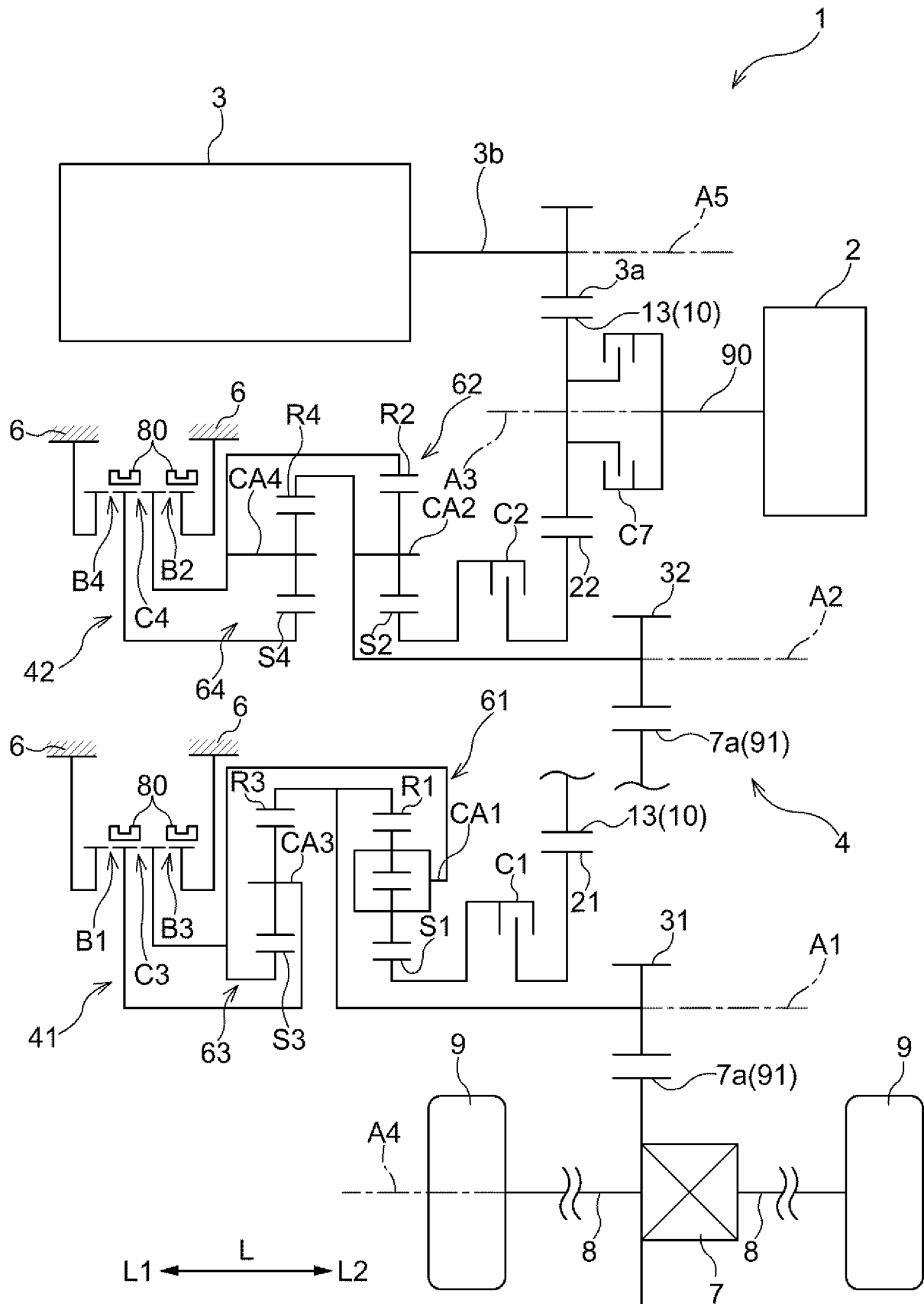
前記第1ギヤ機構を構成する一部のギヤが、前記回転電機と同軸上に配置されている請求項7に記載の車両用駆動伝達装置。

[請求項10] 前記第1変速機構及び前記第2変速機構とは別軸に配置されて、前記入力部材に駆動連結される回転電機を備え、

前記第2ギヤ機構を構成する一部のギヤが、前記回転電機と同軸上に配置されている請求項8に記載の車両用駆動伝達装置。

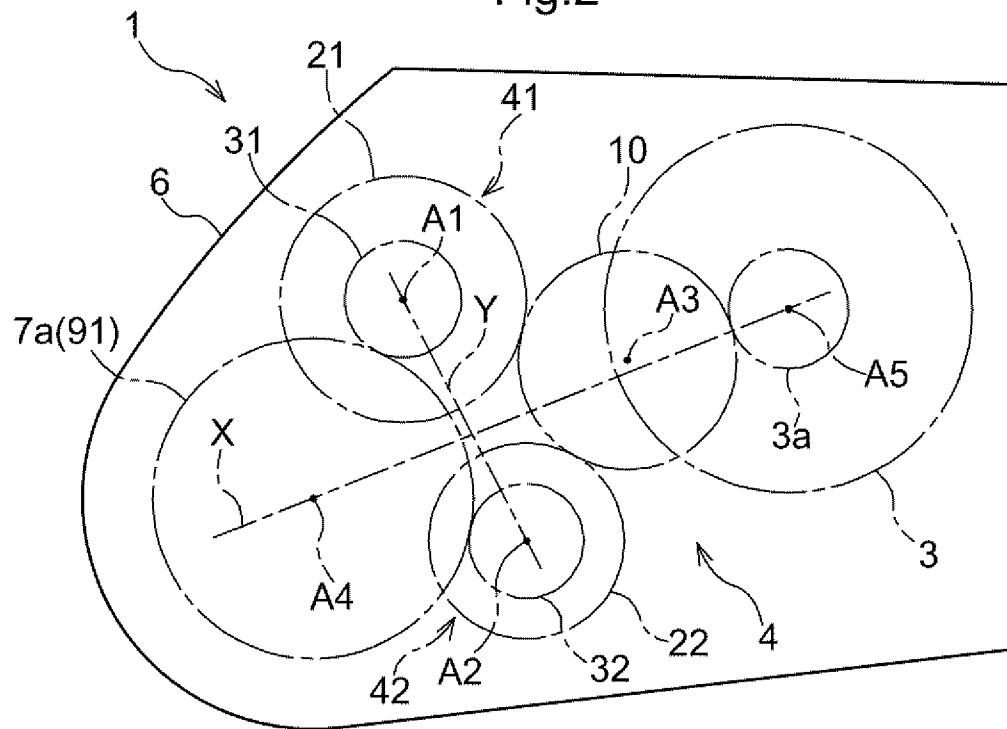
[図1]

Fig.1



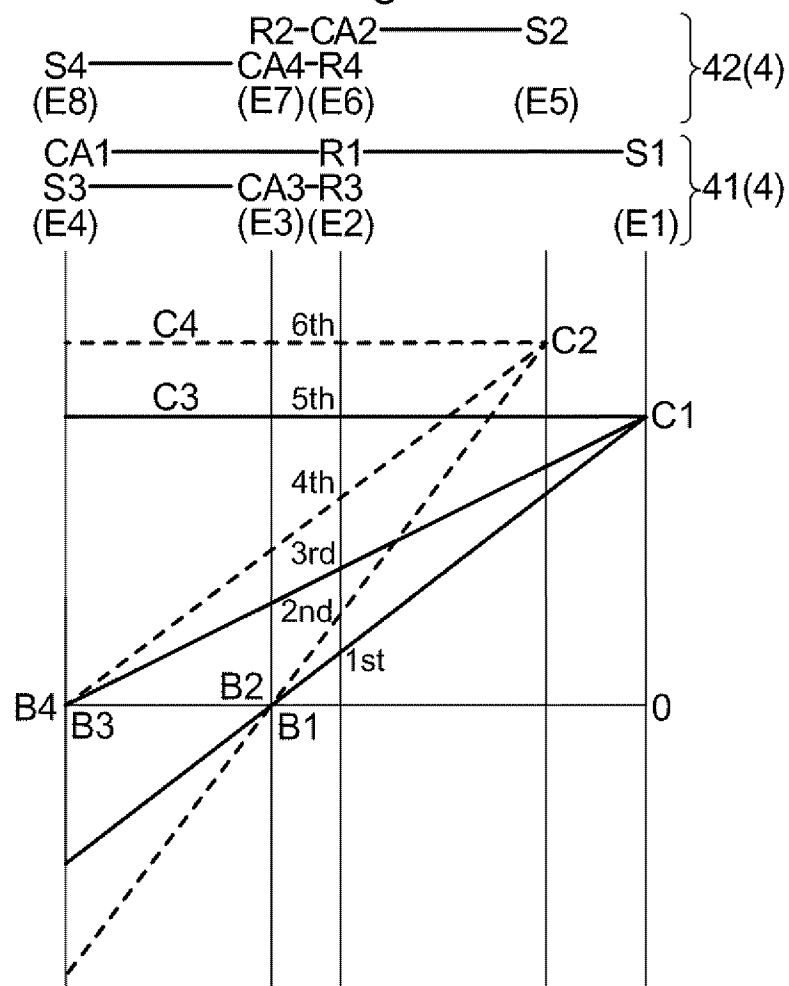
[図2]

Fig.2



[図3]

Fig.3



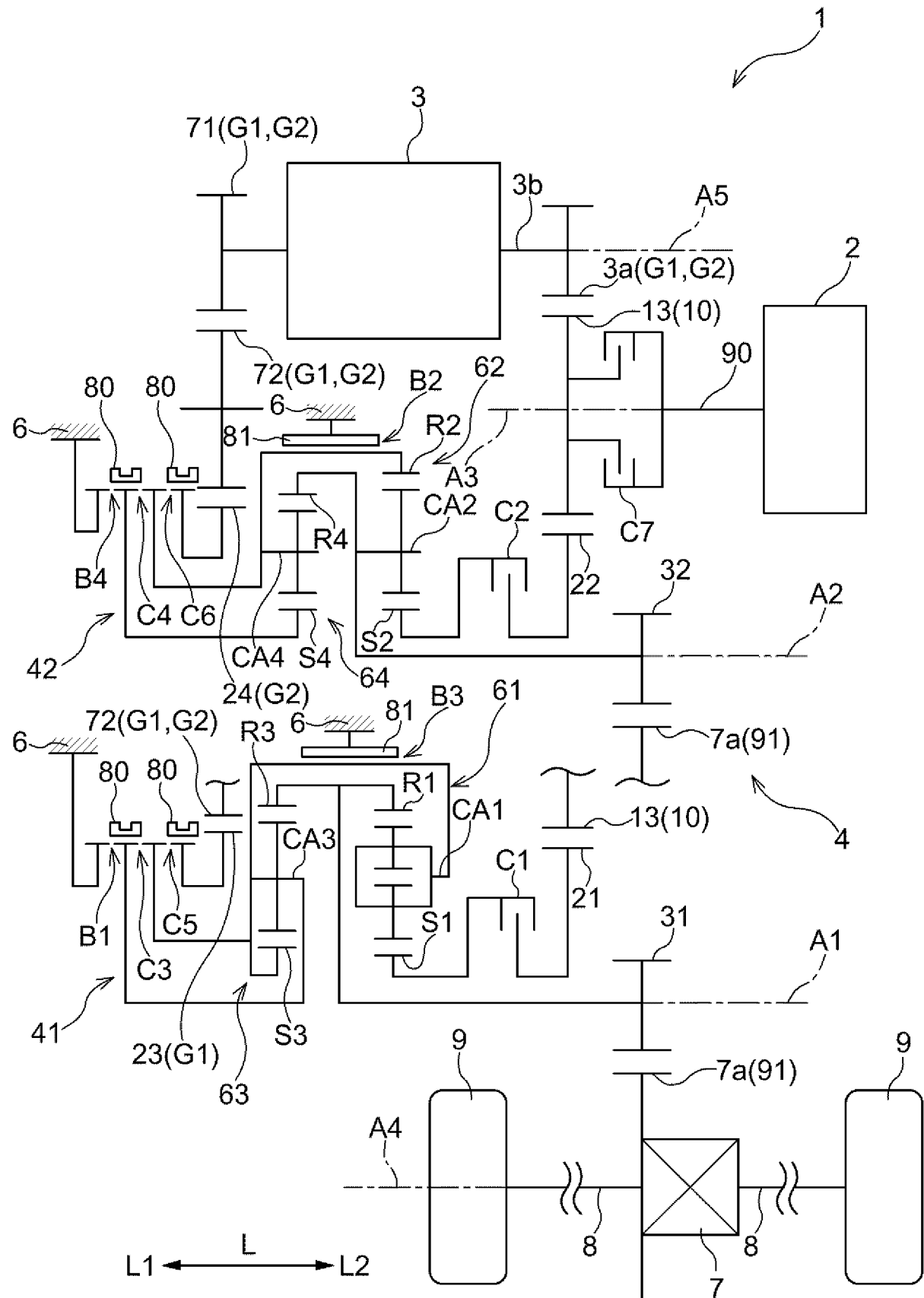
[図4]

Fig.4

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	B3	B4	Step
1st	○				○				1.7
2nd		○				○			
3rd	○						○		1.6
4th		○						○	1.5
5th	○		○						1.4
6th		○		○					1.3

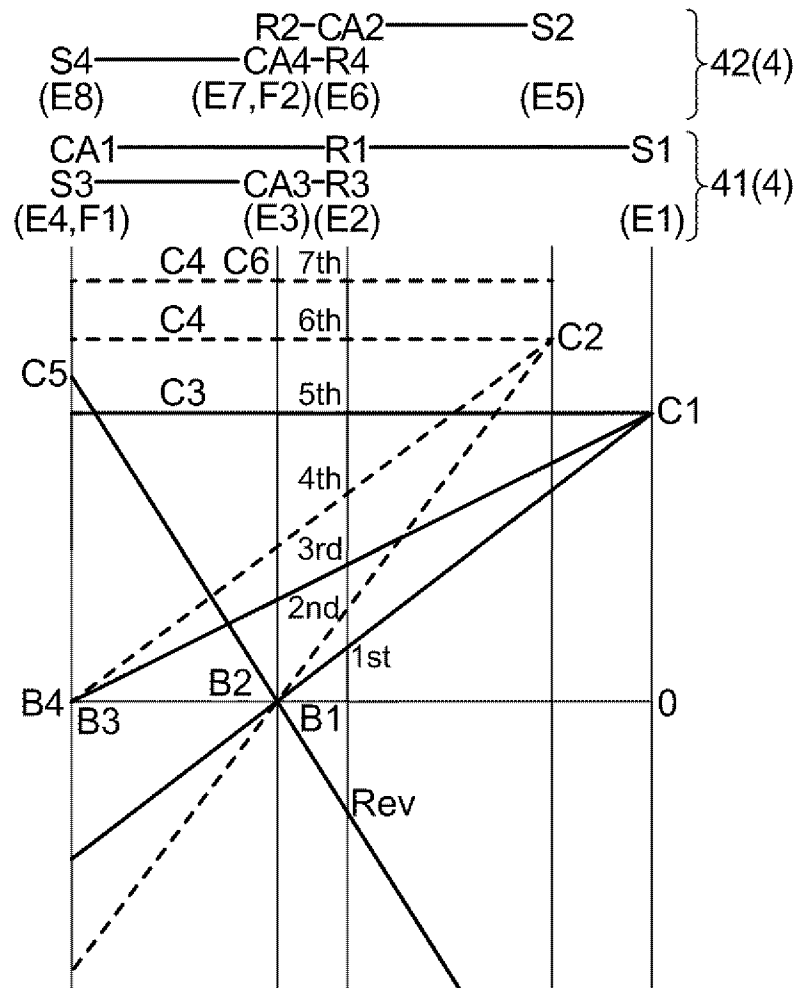
[図5]

Fig.5



[図6]

Fig.6



[図7]

Fig.7

	C1	C2	C3	C4	C5	C6	B1	B2	B3	B4
1st	○						○			
2nd		○						○		
3rd	○								○	
4th		○								○
5th	○		○							
6th		○		○						
7th				○		○				
Rev					○		○			

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/039371

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl. F16H3/093 (2006.01) i, B60K6/40 (2007.10) i, B60K6/48 (2007.10) i,
B60K6/547 (2007.10) i, F16H3/72 (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)

Int.Cl. F16H3/093, B60K6/40, B60K6/48, B60K6/547, F16H3/72

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

Published examined utility model applications of Japan	1922-1996
Published unexamined utility model applications of Japan	1971-2018
Registered utility model specifications of Japan	1996-2018
Published registered utility model applications of Japan	1994-2018

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 8-338484 A (TOYOTA MOTOR CORP.) 24 December 1996, paragraphs [0001], [0013]-[0057], fig. 1-4 (Family: none)	1-3, 6 4-5, 7-10
Y	JP 2013-203260 A (TOYOTA MOTOR CORP.) 07 October 2013, paragraphs [0017], [0031], fig. 1 (Family: none)	1-3, 6
Y	WO 01/10665 A1 (HITACHI, LTD.) 15 February 2001, page 4, lines 5-7, fig. 1, 7 (Family: none)	1-3, 6
Y	JP 2005-180665 A (KYOWA METAL WORKS CO., LTD.) 07 July 2005, paragraphs [0006], [0010], [0012], [0046]-[0049], [0066], [0078]-[0079], fig. 1, 5, 8 (Family: none)	1-3, 6



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

"I" 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
24 January 2018 (24.01.2018)

Date of mailing of the international search report
06 February 2018 (06.02.2018)

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/JP2017/039371

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 5-280602 A (AISIN AW CO., LTD.) 26 October 1993, paragraphs [0013], [0040] (Family: none)	2-3, 6
Y	JP 2009-54167 4 A (ZF FRIEDRICHSHAFEN AG) 26 November 2009, fig. 1 & US 2009/0280942 A1, fig. 1 & WO 2007/147800 A1 & DE 102006028798 A1 & CN 101473147 A	6

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F16H3/093(2006.01)i, B60K6/40(2007.10)i, B60K6/48(2007.10)i, B60K6/547(2007.10)i, F16H3/72(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 (IPC))

Int.Cl. F16H3/093, B60K6/40, B60K6/48, B60K6/547, F16H3/72

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	1971-2018年
日本国実用新案登録公報	1996-2018年
日本国登録実用新案公報	1994-2018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 8-338484 A (トヨタ自動車株式会社) 1996. 12. 24, 段落0001, 0013-0057, 図1-4 (ファミリーなし)	1-3, 6 4-5, 7-10
Y	JP 2013-203260 A (トヨタ自動車株式会社) 2013. 10. 07, 段落0017, 0031, 図1 (ファミリーなし)	1-3, 6

☒ 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

24.01.2018

国際調査報告の発送日

06.02.2018

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/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)

瀬川 裕

3 J

3523

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
Y	WO 01/10665 A1 (株式会社 日立製作所) 2001.02.15, 第4ページ第5-7行, 第1, 7図 (ファミリーなし)	1-3, 6
Y	JP 2005-180665 A (協和合金株式会社) 2005.07.07, 段落0006, 0010, 0012, 0046-0049, 0066, 0078-0079, 図1, 5, 8 (ファミリーなし)	1-3, 6
Y	JP 5-280602 A (アイシン・エイ・ダブリュ株式会社) 1993.10.26, 段落0013, 0040 (ファミリーなし)	2-3, 6
Y	JP 2009-541674 A (ツェットエフ フリードリヒスハーフェン アクチエンゲゼルシャフト) 2009.11.26, 図1 & US 2009/0280942 A1, 図1 & WO 2007/147800 A1 & DE 102006028798 A1 & CN 101473147 A	6