

(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
2016年11月3日(03.11.2016)

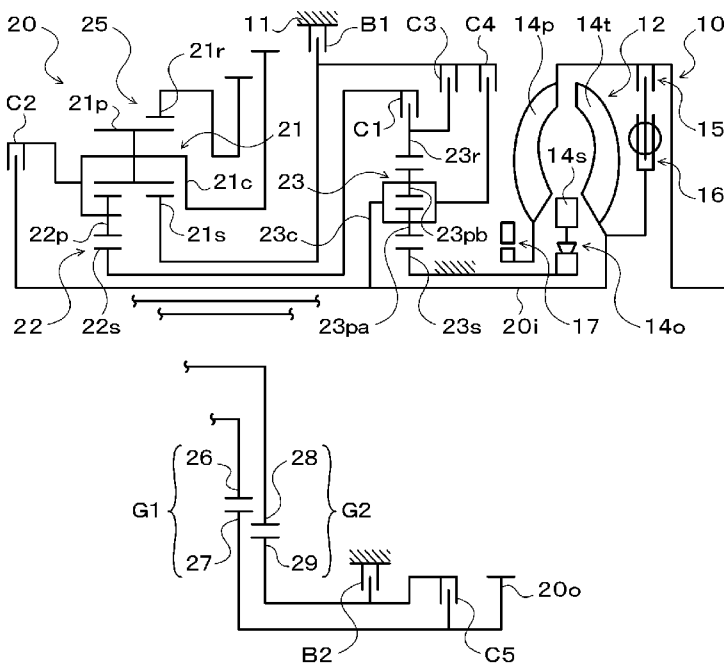


(10) 国際公開番号
WO 2016/175287 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 3/62 (2006.01) F16H 3/66 (2006.01)
 - (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/063372
 - (22) 国際出願日: 2016年4月28日(28.04.2016)
 - (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 2015-092939 2015年4月30日(30.04.2015) 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: 加藤 貴義(KATO, Takayoshi); 〒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). 青木 敏彦(AOKI, Toshihiko); 〒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, 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, 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))

(54) Title: TRANSMISSION DEVICE

(54) 発明の名称: 変速装置



(57) Abstract: In the present invention an automatic transmission 20 includes: a first gear train G1, which includes a first drive gear 26 constantly connected to a first ring gear 21r of a Ravigneaux planetary gear mechanism 25, and a first driven gear 27 constantly connected to an output gear 20o and to which power is transmitted from the first drive gear 26; a second gear train G2, which has a different gear ratio than the first gear train G1, and includes a second drive gear 28 constantly connected to a first carrier 21c of the Ravigneaux planetary gear mechanism 25, and a second driven gear 29 which rotates in the same direction as the first driven gear 27 by power from the second drive gear 28; and a clutch C5 for connecting the second driven gear 29 and the output gear 20o to each other and disengaging these gears from each other.

(57) 要約: 自動変速機 20 は、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 リングギヤ 21 r に常時連結された第 1 ドライブギヤ 26 と、出力ギヤ 20 o に常時連結されると共に第 1 ドライブギヤ 26 から動力が伝達される第 1 ドライブギヤ 27 とを含む第 1 ギヤ列 G1 と、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 キャリヤ 21 c に常時

連結された第 2 ドライブギヤ 28 と、当該第 2 ドライブギヤ 28 からの動力により第 1 ドライブギヤ 27 と同方向に回転する第 2 ドライブギヤ 29 とを含み、第 1 ギヤ列 G1 とは異なるギヤ比を有する第 2 ギヤ列 G2 と、第 2 ドライブギヤ 29 と出力ギヤ 20 o 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 C5 とを含む。

WO 2016/175287 A1

明 細 書

発明の名称： 変速装置

技術分野

[0001] 本開示の発明は、入力部材に伝達された動力を複数段に変速して出力部材に伝達する変速装置に関する。

背景技術

[0002] 従来、車両に搭載される変速装置として、ダブルピニオン式の第1遊星歯車機構と、ラビニヨ式の第2遊星歯車機構と、入力側から出力側までの動力伝達経路を変更するための4つのクラッチC1、C2、C3およびC4、2つのブレーキB1およびB2、並びにワンウェイクラッチF1とを含むものが知られている（例えば、特許文献1参照）。この変速装置では、クラッチC1～C4、ブレーキB1およびB2の何れか2つを選択的に係合させることで、第1速段から第8速段までの前進段と後進第1速段および第2速段とを形成することができる。また、従来、シングルピニオン式の第1遊星歯車機構と、ラビニヨ式の第2遊星歯車機構と、入力側から出力側までの動力伝達経路を変更するための3つのクラッチC1、C2およびC3、2つのブレーキB1およびB2、並びにワンウェイクラッチF1とを含むものも知られている（例えば、特許文献2参照）。この変速装置では、クラッチC1～C3、ブレーキB1およびB2の何れか2つを選択的に係合させることで、第1速段から第6速段までの前進段と後進段とを形成することができる。更に、従来、軽量かつコンパクトな変速装置として、ラビニヨ式遊星歯車機構と、入力側から出力側までの動力伝達経路を変更するための3つのクラッチC1、C2およびC3、2つのブレーキB1およびB3、並びにワンウェイクラッチF1とを含むものも知られている（例えば、特許文献3参照）。この変速装置では、クラッチC1～C3、ブレーキB1およびB3の何れか2つを選択的に係合させることで、第1速段から第4速段までの前進段と後進段とを形成することができる。

先行技術文献

特許文献

- [0003] 特許文献1：特開2013-204754号公報
特許文献2：特開2010-038168号公報
特許文献3：特開2010-216568号公報

発明の概要

- [0004] 上記特許文献1に記載された変速装置は、第1速段から第8速段までの前進段を提供可能なものであるが、車両の燃費やドライバビリティをより向上させるためには、変速段の一層の多段化が求められる。また、特許文献2および3に記載されたような変速装置においても、変速段の多段化により車両の燃費やドライバビリティの向上を図ることが可能となる。
- [0005] そこで、本開示の発明は、車両の燃費やドライバビリティを向上させることができる変速装置の提供を主目的とする。
- [0006] 本開示の変速装置は、入力部材と、出力部材と、出力要素を含む少なくとも4つの回転要素を有する複合遊星歯車機構と、それぞれ前記複合遊星歯車機構の前記回転要素の何れかと前記入力部材を含む他の回転要素または静止部材とを接続すると共に両者の接続を解除する少なくとも5つの係合要素とを含み、前記入力部材に伝達された動力を変速して前記出力部材に伝達する変速装置において、前記複合遊星歯車機構の前記出力要素に常時連結された第1ドライブギヤと、前記出力部材に常時連結されると共に前記第1ドライブギヤから動力が伝達される第1ドリブンギヤとを含む第1ギヤ列と、前記複合遊星歯車機構の前記出力要素以外の何れかの前記回転要素に常時連結された第2ドライブギヤと、該第2ドライブギヤからの動力により前記第1ドリブンギヤと同方向に回転する第2ドリブンギヤとを含み、前記第1ギヤ列とは異なるギヤ比を有する第2ギヤ列と、前記第2ドリブンギヤと前記出力部材とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除する出力側係合要素とを備えるものである。
- [0007] かかる変速装置では、出力側係合要素を係合させた状態で出力部材が回転

すると、当該出力部材と一体に回転する第2ドリブンギヤに第2ドライブギヤを介して連結された上記何れかの回転要素が出力部材に対して第2ギヤ列のギヤ比に応じた回転速度で回転する。また、出力側係合要素を係合させた状態で出力部材が回転すると、複合遊星歯車機構の出力要素は、出力部材に対して第1ギヤ列のギヤ比に応じた回転速度で回転する。従って、少なくとも5つの係合要素のうちの何れかと出力側係合要素とを係合させることで、複合遊星歯車機構の出力要素と上記何れかの回転要素との間に、第1および第2ギヤ列のギヤ比に応じた回転速度差を生じさせることができる。これにより、本開示の変速装置では、少なくとも5つの係合要素の少なくとも何れか2つを選択的に係合させることにより得られるもの以外の変速段を形成することが可能となる。例えば、複合遊星歯車機構の出力要素以外の回転要素に入力部材側からの動力が選択的に伝達される場合には、第1および第2ギヤ列と出力側係合要素とが追加されていない変速装置に対して少なくとも3つの変速段を追加することができる。この結果、本開示の変速装置では、変速段の多段化により、車両の燃費やドライバビリティをより向上させることが可能となる。

図面の簡単な説明

[0008] [図1]本開示の第1実施形態に係る変速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図2]図1の変速装置の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の変速装置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示す作動表である。

[図4]第1実施形態に係る変速装置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示す他の作動表である。

[図5]第1実施形態に係る変速装置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示す更に他の作動表である。

[図6]第1実施形態に係る変速装置の各変速段とクラッチおよびブレーキの作

動状態との関係を示す他の作動表である。

[図7]第1実施形態における変形態様の変速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図8]第1実施形態における他の変形態様の変速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図9]第1実施形態における更に他の変形態様の変速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図10]図9の変速装置の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11]第1実施形態における他の変形態様の変速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図12]第1実施形態における更に他の変形態様の変速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図13]本開示の第2実施形態に係る変速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図14]図13の変速装置の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15]図13の変速装置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示す作動表である。

[図16]第2実施形態における変形態様の変速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図17]第2実施形態における他の変形態様の変速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図18]第2実施形態における更に他の変形態様の変速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図19]図18の変速装置の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20]図18の変速装置の各変速段とクラッチおよびブレーキの作動状態と

の関係を示す作動表である。

[図21]第2実施形態における他の変形態様の変速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図22]第2実施形態における更に他の変形態様の変速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図23]第2実施形態における他の変形態様の変速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図24]図23の変速装置の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25]図23の変速装置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示す作動表である。

[図26]第2実施形態における更に他の変形態様の変速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図27]第2実施形態における他の変形態様の変速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図28]図27の変速装置の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29]第2実施形態における更に他の変形態様の変速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図30]第2実施形態における他の変形態様の変速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図31]本開示の第3実施形態に係る変速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図32]図31の変速装置の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33]図31の変速装置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示す作動表である。

[図34]第3実施形態における変形態様の変速装置を含む動力伝達装置の概略

構成図である。

[図35]第3実施形態における他の変形態様の变速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図36]第3実施形態における更に他の変形態様の变速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図37]第3実施形態における他の変形態様の变速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図38]第1実施形態における変形態様の变速装置を含む動力伝達装置の概略構成図である。

発明を実施するための形態

[0009] 次に、図面を参照しながら、本開示の発明を実施するための形態について説明する。

[0010] 図1は、本開示の第1実施形態に係る变速装置である自動変速機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、前輪駆動車両の前部に横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前輪（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（入力部材）20iに伝達された動力を变速して車両の前輪に伝達する自動変速機20に加えて、トランスミッションケース（静止部材）11や、発進装置（流体伝動装置）12、オイルポンプ17等を含む。

[0011] 発進装置12は、上述のような駆動源に連結されるポンプインペラ14pや、自動変速機20の入力軸20iに連結されるタービンランナ14t、ポンプインペラ14pおよびタービンランナ14tの内側に配置されてタービンランナ14tからポンプインペラ14pへの作動油の流れを整流するステータ14s、図示しないステータシャフトより支持されると共にステータ14sの回転方向を一方向に制限するワンウェイクラッチ14o等を有するト

ルクコンバータを含む。更に、発進装置 12 は、エンジンのクランクシャフト等に連結されたフロントカバーと自動変速機 20 の入力軸 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。

[0012] オイルポンプ 17 は、ポンプボディとポンプカバーとを含むポンプアセンブリ、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）を吸引して図示しない油圧制御装置へと圧送する。なお、オイルポンプ 17 の外歯ギヤは、チェーンまたはギヤ列を介してポンプインペラ 14 p に連結されてもよい。

[0013] 自動変速機 20 は、11 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、当該入力軸（第 1 軸）20 i と平行に延在する別軸（第 2 軸）上に配置される出力ギヤ（出力部材）20 o や、シングルピニオン式の第 1 遊星歯車 21 とダブルピニオン式の第 2 遊星歯車 22 とを組み合わせて構成される複合遊星歯車機構としてのラビニヨ式遊星歯車機構 25 と、ダブルピニオン式の第 3 遊星歯車 23 とを含む。本実施形態において、出力ギヤ 20 o は、外歯歯車であり、当該出力ギヤ 20 o に噛合するドライブピニオンギヤ、当該ドライブピニオンギヤに噛合するデフリングギヤを含むデファレンシャルギヤおよびドライブシャフト（何れも図示省略）を介して左右の前輪に連結される。また、本実施形態において、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 を構成する第 1 および第 2 遊星歯車 21, 22 と、第 3 遊星歯車 23 とは、発進装置 12 すなわちエンジン側（図 1 における右側）から、第 3 遊星歯車 23、第 1 遊星歯車 21、第 2 遊星歯車 22 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。

- [0014] ラビニヨ式遊星歯車機構 25 は、外歯歯車である第 1 サンギヤ 21s および第 2 サンギヤ 22s 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、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（ロングピニオンギヤ）21p と、第 2 サンギヤ 22s および複数の第 1 ピニオンギヤ 21p に噛合する複数の第 2 ピニオンギヤ（ショートピニオンギヤ）22p と、複数の第 1 ピニオンギヤ 21p および複数の第 2 ピニオンギヤ 22p を自転自在（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。
- [0015] このようなラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 サンギヤ 21s、第 1 キャリヤ 21c、第 1 ピニオンギヤ 21p、および第 1 リングギヤ 21r は、シングルピニオン式の第 1 遊星歯車 21 を構成する。また、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 2 サンギヤ 22s、第 1 キャリヤ 21c、第 1 および第 2 ピニオンギヤ 21p、22p、並びに第 1 リングギヤ 21r は、ダブルピニオン式の第 2 遊星歯車 22 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、シングルピニオン式の第 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）が、例えば、 $\lambda_1 = 0.458$ となり、かつダブルピニオン式の第 2 遊星歯車 22 のギヤ比 λ_2 （第 2 サンギヤ 22s の歯数 / 第 1 リングギヤ 21r の歯数）が、例えば、 $\lambda_2 = 0.375$ となるように構成される。
- [0016] 更に、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 リングギヤ 21r には、外歯歯車である第 1 ドライブギヤ 26 が同軸に常時連結されており、第 1 リングギヤ 21r と第 1 ドライブギヤ 26 とは、常時一体に回転または停止する。更に、自動変速機 20 の出力ギヤ 20o には、外歯歯車である第 1 ドリブンギヤ 27 が同軸に常時連結されている。第 1 ドリブンギヤ 27 は、第 1 ドライブギヤ 26 に噛合すると共に、出力ギヤ 20o と常時一体に回転または停止する。第 1 ドライブギヤ 26 と、当該第 1 ドライブギヤ 26 から動力が伝達される第 1 ドリブンギヤ 27 とは、第 1 ギヤ列 G1 を構成し、第 1 リングギヤ 21r は、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 の出力要素として機能する。

- [0017] 加えて、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 キャリヤ 21c には、外歯歯車である第 2 ドライブギヤ 28 が同軸に常時連結されており、第 1 キャリヤ 21c と第 2 ドライブギヤ 28 とは、常時一体に回転または停止する。第 2 ドライブギヤ 28 は、当該第 2 ドライブギヤ 28 に噛合する第 2 ドリブンギヤ（外歯歯車） 29 と共に、第 2 ギヤ列 G2 を構成する。第 2 ギヤ列 G2 は、そのギヤ比 $g r 2$ （第 2 ドリブンギヤ 29 の歯数 / 第 2 ドライブギヤ 28 の歯数）が第 1 ギヤ列 G1 のギヤ比 $g r 1$ （第 1 ドリブンギヤ 27 の歯数 / 第 1 ドライブギヤ 26 の歯数）とは異なるように構成される。本実施形態において、第 1 ギヤ列 G1 のギヤ比 $g r 1$ は、 $g r 1 = 1.00$ である。また、第 2 ギヤ列 G2 のギヤ比 $g r 2$ は、第 1 ギヤ列 G1 のギヤ比 $g r 1$ よりも小さく定められ、本実施形態では、 $g r 2 = 0.870$ である。
- [0018] 第 3 遊星歯車 23 は、外歯歯車である第 3 サンギヤ（固定要素） 23s と、第 3 サンギヤ 23s と同心円上に配置される内歯歯車である第 3 リングギヤ（出力要素） 23r と、互いに噛合すると共に一方が第 3 サンギヤ 23s に、他方が第 3 リングギヤ 23r に噛合する 2 つのピニオンギヤ 23pa, 23pb の組を自転自在（回転自在）かつ公転自在に複数保持する第 3 キャリヤ 23c（入力要素）とを有する。図示するように、第 3 遊星歯車 23 の第 3 サンギヤ 23s は、図示しない支持部材（フロントサポート）を介してトランスミッションケース 11 に対して回転不能に接続（固定）される。また、第 3 遊星歯車 23 の第 3 キャリヤ 23c は、入力軸 20i に常時連結されており、当該入力軸 20i と常時一体に回転または停止する。これにより、第 3 遊星歯車 23 は、いわゆる減速ギヤとして機能し、入力要素である第 3 キャリヤ 23c に伝達された動力を減速して出力要素である第 3 リングギヤ 23r から出力する。本実施形態において、第 3 遊星歯車 23 のギヤ比 $\lambda 3$ （第 3 サンギヤ 23s の歯数 / 第 3 リングギヤ 23r の歯数）は、例えば、 $\lambda 3 = 0.487$ である。
- [0019] 更に、自動変速機 20 は、入力軸 20i から出力ギヤ 20o までの動力伝達経路を変更するためのクラッチ C1（第 3 係合要素）、クラッチ C2（第

4係合要素)、クラッチC3(第5係合要素)、クラッチC4(第6係合要素)、ブレーキB1(第1係合要素)、ブレーキB2(第2係合要素)、およびクラッチC5(出力側係合要素)を含む。

[0020] クラッチC1は、第3遊星歯車23の第3リングギヤ23rとラビニヨ式遊星歯車機構25の第2サンギヤ22s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、入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21c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3遊星歯車23の第3リングギヤ23rとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21s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3遊星歯車23の第3キャリア23cすなわち入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21s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。

[0021] ブレーキB1は、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21s(第1固定可能要素)をトランスミッションケース11に回転不能に固定(接続)すると共に第1サンギヤ21sのトランスミッションケース11に対する固定を解除するものである。ブレーキB2は、第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29をトランスミッションケース11に回転不能に固定(接続)すると共に第2ドリブンギヤ29のトランスミッションケース11に対する固定を解除するものである。第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29がトランスミッションケース11に回転不能に固定されることにより、第2ドライブギヤ28を介して第2ドリブンギヤ29に連結されるラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21c(第2固定可能要素)は、トランスミッションケース11に対して回転不能に接続されることになる。クラッチC5は、第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29と出力ギヤ20o(第1ドリブンギヤ27)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。

[0022] 本実施形態では、クラッチC1、C2、C3、C4およびC5として、ピストン、複数の摩擦係合プレート(摩擦プレートおよびセパレータプレート

）、それぞれ作動油が供給される係合油室および遠心油圧キャンセル室等により構成される油圧サーボを有する多板摩擦式油圧クラッチ（摩擦係合要素）が採用される。また、ブレーキB 1およびB 2として、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（摩擦係合要素）が採用される。そして、クラッチC 1～C 5、ブレーキB 1およびB 2は、油圧制御装置による作動油の給排を受けて動作する。

[0023] 図2は、自動変速機20における入力軸20iの回転速度（入力回転速度）に対する各回転要素の回転速度の比を示す速度線図である（ただし、入力軸20iすなわち第3キャリア23cの回転速度を値1とする）。また、図3は、自動変速機20の各変速段とクラッチC 1～C 5、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。

[0024] 図2に示すように、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、第1固定可能要素としての第1サンギヤ21s、第2固定可能要素としての第1キャリア21c、出力要素としての第1リングギヤ21r、および第2サンギヤ22sは、この順番で図中左側からシングルピニオン式の第1遊星歯車21のギヤ比 $\lambda 1$ およびダブルピニオン式の第2遊星歯車22のギヤ比 $\lambda 2$ に応じた間隔に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、ここでは、第1サンギヤ21sを自動変速機20の第1回転要素とし、第1キャリア21cを自動変速機20の第2回転要素とし、第1リングギヤ21rを自動変速機20の第3回転要素とし、第2サンギヤ22sを自動変速機20の第4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 $\lambda 1$ 、 $\lambda 2$ に応じた間隔において順番に並ぶ自動変速機20の第1回転要素、第2回転要素、第3回転要素および第4回転要素を有する。

[0025] また、ダブルピニオン式の第3遊星歯車23を構成する3つの回転要素、

すなわち、第3サンギヤ（固定要素）23s、第3リングギヤ（出力要素）23rおよび第3キャリア23c（入力要素）は、当該第3遊星歯車23の速度線図（図2における左側の速度線図）上でギヤ比 λ_3 に応じた間隔をおいて図中左側から第3サンギヤ23s、第3リングギヤ23r、第3キャリア23c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、ここでは、第3サンギヤ23sを自動変速機20の第5回転要素とし、第3リングギヤ23rを自動変速機20の第6回転要素とし、第3キャリア23cを自動変速機20の第7回転要素とする。従って、第3遊星歯車23は、速度線図上でギヤ比 λ_3 に応じた間隔をおいて順番に並ぶ自動変速機20の第5回転要素、第6回転要素および第7回転要素を有する。

[0026] そして、自動変速機20では、クラッチC1～C5、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7回転要素の接続関係を変更することで、入力軸20iから出力ギヤ20oまでの間に前進回転方向に11通りおよび後進回転方向に2通りの動力伝達経路、すなわち第1速段から第11速段の前進段、後進第1速段および後進第2速段を設定することができる。

[0027] 具体的には、前進第1速段は、クラッチC1およびブレーキB2を係合させると共に、残余のクラッチC2～C5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3遊星歯車23の第3リングギヤ23r（第6回転要素）とラビニヨ式遊星歯車機構25の第2サンギヤ22s（第4回転要素）とが互いに接続される。更に、ブレーキB2により第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29、すなわち第2ドライブギヤ28を介して第2ドリブンギヤ29に連結される第1キャリア21c（第2回転要素）がトランスミッションケース11に対して回転不能に固定される。本実施形態（第1～第3遊星歯車のギヤ比が $\lambda_1=0.458$ 、 $\lambda_2=0.375$ 、 $\lambda_3=0.487$ であり、かつ第1および第2ギヤ列G1、G2のギヤ比 g_{r1} 、 g_{r2} が $g_{r1}=1.00$ 、 $g_{r2}=0.870$ である場合、以下同様）において、前進第1速段

におけるギヤ比（入力軸20iの回転速度／出力ギヤ20oの回転速度） γ_1 は、 $\gamma_1 = 5.200$ である。

[0028] 前進第2速段は、クラッチC1およびブレーキB1を係合させると共に、残余のクラッチC2～C5およびブレーキB2を解放させることにより形成される。すなわち、前進第2速段の形成に際しては、クラッチC1により第3遊星歯車23の第3リングギヤ23rとラビニヨ式遊星歯車機構25の第2サンギヤ22sとが互いに接続される。更に、ブレーキB1によりラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21s（第1回転要素）がトランスミッションケース11に回転不能に固定される。本実施形態において、前進第2速段におけるギヤ比 γ_2 は、 $\gamma_2 = 2.971$ である。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、 $\gamma_1 / \gamma_2 = 1.750$ である。

[0029] 前進第3速段は、クラッチC1およびC5を係合させると共に、残余のクラッチC2～C4、ブレーキB1およびB2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C1により第3遊星歯車23の第3リングギヤ23rとラビニヨ式遊星歯車機構25の第2サンギヤ22sとが互いに接続される。更に、クラッチC5により第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29と出力ギヤ20o（第1ドリブンギヤ27）とが互いに接続される。本実施形態において、前進第3速段におけるギヤ比 γ_3 は、 $\gamma_3 = 2.374$ である。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、 $\gamma_2 / \gamma_3 = 1.252$ である。

[0030] 前進第4速段は、クラッチC1およびC3を係合させると共に、残余のクラッチC2、C4、C5、ブレーキB1およびB2を解放させることにより形成される。すなわち、前進第4速段の形成に際しては、クラッチC1により第3遊星歯車23の第3リングギヤ23rとラビニヨ式遊星歯車機構25の第2サンギヤ22sとが互いに接続される。更に、クラッチC3により第3遊星歯車23の第3リングギヤ23r（第6回転要素）とラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21s（第1回転要素）とが互いに接続される。本実施形態において、前進第4速段におけるギヤ比 γ_4 は、 $\gamma_4 = 1.9$

50である。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、 $\gamma_3 / \gamma_4 = 1.217$ である。

[0031] 前進第5速段は、クラッチC1およびC4を係合させると共に、残余のクラッチC2、C3、C5、ブレーキB1およびB2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C1により第3遊星歯車23の第3リングギヤ23rとラビニヨ式遊星歯車機構25の第2サンギヤ22sとが互いに接続される。更に、クラッチC4により入力軸20i（第3遊星歯車23の第3キャリア23c）とラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21s（第1回転要素）とが互いに接続される。本実施形態において、前進第5速段におけるギヤ比 γ_5 は、 $\gamma_5 = 1.470$ である。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、 $\gamma_4 / \gamma_5 = 1.327$ である。

[0032] 前進第6速段は、クラッチC1およびC2を係合させると共に、残余のクラッチC3、C4、C5、ブレーキB1およびB2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C1により第3遊星歯車23の第3リングギヤ23rとラビニヨ式遊星歯車機構25の第2サンギヤ22sとが互いに接続される。更に、クラッチC2により入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21c（第2回転要素）とが互いに接続される。本実施形態において、前進第6速段におけるギヤ比 γ_6 は、 $\gamma_6 = 1.224$ である。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、 $\gamma_5 / \gamma_6 = 1.201$ である。

[0033] 前進第7速段は、クラッチC2およびC4を係合させると共に、残余のクラッチC1、C3、C5、ブレーキB1およびB2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C2により入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21cとが互いに接続される。更に、クラッチC4により入力軸20i（第3遊星歯車23の第3キャリア23c）とラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21s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、 $\gamma 7 = 1.000$ である。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、 $\gamma 6 / \gamma 7 = 1.224$ である。

[0034] 前進第8速段は、クラッチC2およびC5を係合させると共に、残余のクラッチC1、C3、C4、ブレーキB1およびB2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C2により入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21cとが互いに接続される。更に、クラッチC5により第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29と出力ギヤ20o（第1ドリブンギヤ27）とが互いに接続される。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、 $\gamma 8 = 0.870$ である。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、 $\gamma 7 / \gamma 8 = 1.150$ である。

[0035] 前進第9速段は、クラッチC2およびC3を係合させると共に、残余のクラッチC1、C4、C5、ブレーキB1およびB2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C2により入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21cとが互いに接続される。更に、クラッチC3により第3遊星歯車23の第3リングギヤ23rとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21sとが互いに接続される。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、 $\gamma 9 = 0.817$ である。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、 $\gamma 8 / \gamma 9 = 1.064$ である。

[0036] 前進第10速段は、クラッチC2およびブレーキB1を係合させると共に、残余のクラッチC1、C3、C4、C5およびブレーキB2を解放させることにより形成される。すなわち、前進第10速段の形成に際しては、クラッチC2により入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21cとが互いに接続される。更に、ブレーキB1によりラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21sがミッションケース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 $\gamma 10$ は、 $\gamma 10 = 0.686$ である。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、 $\gamma_9 / \gamma_{10} = 1.192$ である。

[0037] 前進第11速段は、クラッチC4およびC5を係合させると共に、残余のクラッチC1、C2、C3、ブレーキB1およびB2を解放させることにより形成される。すなわち、前進第11速段の形成に際しては、クラッチC4により入力軸20i（第3遊星歯車23の第3キャリア23c）とラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21sとが互いに接続される。更に、クラッチC5により第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29と出力ギヤ20o（第1ドリブンギヤ27）とが互いに接続される。本実施形態において、前進第11速段におけるギヤ比 γ_{11} は、 $\gamma = 0.585$ である。また、前進第10速段と前進第11速段との間のステップ比は、 $\gamma_{10} / \gamma_{11} = 1.172$ である。更に、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11速段のギヤ比 γ_{10} ）は、 $\gamma_1 / \gamma_{11} = 8.889$ である。

[0038] 後進第1速段は、クラッチC3およびブレーキB2を係合させると共に、残余のクラッチC1、C2、C4、C5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、後進第1速段の形成に際しては、クラッチC3により第3遊星歯車23の第3リングギヤ23rとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21sとが互いに接続される。更に、ブレーキB2により第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29、すなわち第2ドライブギヤ28を介して第2ドリブンギヤ29に連結される第1キャリア21c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。後進第1速段におけるギヤ比 γ_{rev1} は、 $\gamma_{rev1} = 4.255$ である。また、前進第1速段と後進第1速段との間のステップ比は、 $|\gamma_{rev1} / \gamma_1| = 0.818$ である。

[0039] 後進第2速段は、クラッチC4およびブレーキB2を係合させると共に、残余のクラッチC1、C2、C3、C5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、後進第1速段の形成に際しては、クラッチC4により入力軸20i（第3遊星歯車23の第3キャリア23c）とラビ

ニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21sとが互いに接続される。更に、ブレーキB2により第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29、すなわち第2ドライブギヤ28を介して第2ドリブンギヤ29に連結される第1キャリア21c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。後進第2速段におけるギヤ比 γ_{rev2} は、 $\gamma_{rev2} = -2.182$ である。また、前進第1速段と後進第2速段との間のステップ比は、 $|\gamma_{rev2} / \gamma_1| = 0.420$ である。

[0040] 上述のように、自動変速機20では、クラッチC1~C5、ブレーキB1およびB2の係脱により第1速段から第11速段までの前進段、後進第1速段および後進第2速段を形成することができる。そして、自動変速機20では、前進第3速段、第8速段および第11速段が形成される際に、クラッチC1、C2およびC4の何れかとクラッチC5とが係合させられる。このようにクラッチC5を係合させた状態で出力ギヤ20oが回転すると、当該出力ギヤ20oおよび第1ドリブンギヤ27と一体かつ同方向に回転する第2ドリブンギヤ29に第2ドライブギヤ28を介して連結された第1キャリア21c（何れかの回転要素）が出力ギヤ20oに対して第2ギヤ列G2のギヤ比 g_{r2} に応じた回転速度で回転する。また、クラッチC5を係合させた状態で出力ギヤ20oが回転すると、ラビニヨ式遊星歯車機構25の出力要素である第1リングギヤ21rは、出力ギヤ20oに対して第1ギヤ列G1のギヤ比 g_{r1} に応じた回転速度で回転する。従って、クラッチC1、C2およびC4の何れかとクラッチC5とを係合させることで、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21rと第1キャリア21cとの間に、第1および第2ギヤ列G1、G2のギヤ比 g_{r1} 、 g_{r2} に応じた回転速度差を生じさせることができる。これにより、自動変速機20では、クラッチC1~C4、ブレーキB1およびB2の何れか2つを選択的に係合させることにより得られるもの以外の変速段を形成することが可能となる。

[0041] すなわち、クラッチC1の係合により第3遊星歯車23の第3リングギヤ23rを介してラビニヨ式遊星歯車機構25の第2サンギヤ22s（第4回

転要素)に入力軸20iからのトルクが伝達される状態でクラッチC5を係合させると、第2ドリブンギヤ29が出力ギヤ20oおよび第1ドリブンギヤ27と一体かつ同方向に回転することで、図2に示すように、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21cを前進第2速段の形成時よりも増速させると共に、第1リングギヤ21rを前進第4速段の形成時よりも減速させることができる。これにより、前進第2速段におけるギヤ比 γ_2 よりも小さく、かつ前進第4速段におけるギヤ比 γ_4 よりも大きいギヤ比 γ_3 の前進第3速段を形成することが可能となる。

[0042] また、クラッチC2の係合により入力軸20iからラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21c(第2回転要素)にトルクが直接伝達される状態でクラッチC5を係合させると、第2ドリブンギヤ29が出力ギヤ20oおよび第1ドリブンギヤ27と一体かつ同方向に回転することで、図2に示すように、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21rを前進第7速段の形成時よりも増速させると共に、前進第9速段の形成時よりも減速させることができる。これにより、前進第7速段におけるギヤ比 γ_7 よりも小さく、かつ前進第9速段におけるギヤ比 γ_9 よりも大きいギヤ比 γ_8 の前進第8速段を形成することが可能となる。

[0043] 更に、クラッチC4の係合により第3遊星歯車23の第3リングギヤ23rを介してラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21s(第1回転要素)に入力軸20iからのトルクが伝達される状態でクラッチC5を係合させると、第2ドリブンギヤ29が出力ギヤ20oおよび第1ドリブンギヤ27と一体かつ同方向に回転することで、図2に示すように、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21rを前進第10速段の形成時よりも増速させることができる。これにより、前進第10速段におけるギヤ比 γ_{10} よりも小さいギヤ比 γ_{11} の前進第11速段を形成することが可能となる。

[0044] 上述のように、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21r(出力要素)以外の第2サンギヤ22s、第1キャリア21cおよび第1サンギヤ21sに入力軸20i側からのトルクが選択的に(順番に)伝達される自

動変速機 20 では、第 1 および第 2 ギヤ列 G 1, G 2 およびクラッチ C 5 が追加されていない変速装置（特開 2013-204754 号公報参照）に対して 3 つの変速段（前進第 3 速段、第 8 速段および第 11 速段）を追加することができる。この結果、自動変速機 20 では、最高速段である前進第 11 速段の追加によりスプレッドをより大きくして（本実施形態では、8.889）、特に高車速時の車両の燃費を向上させることが可能となる。更に、中間段（前進第 3 速段および第 8 速段）の追加により、ステップ比を適正化（より大きくなるのを抑制）して変速フィーリングを向上させることができる。従って、自動変速機 20 によれば、車両の燃費とドライバビリティとの双方を良好に向上させることが可能となる。

[0045] また、自動変速機 20 のように、4 要素式の複合遊星歯車機構であるラビニヨ式遊星歯車機構 25 と第 1 および第 2 ギヤ列 G 1, G 2 とクラッチ C 5 とを組み合わせることで、装置全体の大型化や部品点数の増加を抑制しつつ、変速段の多段化を図ることができる。更に、自動変速機 20 では、図 1 に示すように、ブレーキ B 2 を出力ギヤ 200 の軸心（第 2 軸）の周りに配置することができるので、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 の周囲（エンジンとは反対側の端部側）における体格の増加を抑制することが可能となる。

[0046] なお、自動変速機 20 において、第 2 ギヤ列 G 2 のギヤ比 g_{r2} を $g_{r2} = 1.00$ とし、第 1 ギヤ列 G 1 のギヤ比 g_{r1} をギヤ比 g_{r2} よりも小さくしてもよい（例えば、 $g_{r1} = 1.15$ ）。この場合、前進第 1 速段から第 11 速段のギヤ比 $\gamma_1 \sim \gamma_{11}$ 、後進第 1 速段および後進第 2 速段のギヤ γ_{rev1} , γ_{rev2} として次のような値をとることが可能となる。 $\gamma_1 = 5.980$ 、 $\gamma_2 = 3.417$ 、 $\gamma_3 = 2.730$ 、 $\gamma_4 = 2.243$ 、 $\gamma_5 = 1.690$ 、 $\gamma_6 = 1.407$ 、 $\gamma_7 = 1.150$ 、 $\gamma_8 = 1.000$ 、 $\gamma_9 = 0.940$ 、 $\gamma_{10} = 0.789$ 、 $\gamma_{11} = 0.673$ 、 $\gamma_{rev1} = -4.893$ 、 $\gamma_{rev2} = -2.509$ 。

[0047] また、自動変速機 20 では、クラッチ C 3 およびクラッチ C 5 を係合させると共に、残余のクラッチ C 1, C 2, C 4、ブレーキ B 1 および B 2 を解

放させることにより、図2において点線で示すように、上記前進第6速段におけるギヤ比 γ_6 よりも小さく、かつ上記前進第7速段におけるギヤ比 γ_7 よりも小さいギヤ比の変速段を形成することが可能である。従って、自動変速機20では、図4に示すように、クラッチC3およびクラッチC5の係合により形成される変速段を前進第7速段とすると共に、図2および図3における前進第7速段から第11速段をそれぞれ前進第8速段から第12速段とすることができる。これにより、変速段の更なる多段化によって、車両の燃費とドライバビリティとの双方を極めて良好に向上させることが可能となる。

[0048] 更に、自動変速機20では、図2および図3における前進第3速段の形成を省略すると共に、図2および図3における前進第4速段から第11速段をそれぞれ前進第3速段から第10速段としてもよい（図5参照）。また、自動変速機20では、図2および図3における前進第3速段および第8速段の形成を省略し、図2および図3における前進第4速段から第7速段をそれぞれ前進第3速段から第6速段とすると共に、図2および図3における前進第9速段から第11速段をそれぞれ前進第7速段から第9速段としてもよい（図6参照）。これらの場合も、最高速段である前進第10速段あるいは第9速段の追加によりスプレッドをより大きくして、特に高車速時の車両の燃費を向上させることができる。

[0049] 図7は、本開示の第1実施形態における変形態様の自動変速機20Bを含む動力伝達装置10Bの概略構成図である。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（第1実施形態に関して、以下同様）。

[0050] 図7に示す自動変速機20Bでは、当該自動変速機20Bの第1回転要素であるラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21sに第2ギヤ列G2を構成する第2ドライブギヤ28が同軸に常時連結されている。また、自動変速機20Bにおいて、ブレーキB1は、第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29をトランスミッションケース11に接続することによりラビニヨ式遊

星歯車機構 25 の第 1 サンギヤ 21 s (第 1 固定可能要素) をトランスミッションケース 11 に対して回転不能に固定する。更に、自動変速機 20 B において、ブレーキ B 2 は、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 キャリヤ 21 c (第 2 固定可能要素) をトランスミッションケース 11 に接続するように構成されており、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 の周囲に配置される。このように構成される自動変速機 20 B においても、上述の自動変速機 20 と同様の作用効果を得ることが可能となる。

[0051] 図 8 は、本開示の第 1 実施形態における他の変形態様の自動変速機 20 C を含む動力伝達装置 10 C の概略構成図である。同図に示す自動変速機 20 C において、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 を構成する第 1 および第 2 遊星歯車 21, 22 と、第 3 遊星歯車 23 とは、発進装置 12 すなわちエンジン側 (図 8 における右側) から、第 3 遊星歯車 23、第 2 遊星歯車 22、第 1 遊星歯車 21 という順番で並ぶようにトランスミッションケース 11 内に配置される。また、第 3 遊星歯車 23 の第 3 キャリヤ 23 c は、支持部材 (フロントサポート) を介してトランスミッションケース 11 に対して回転不能に接続 (固定) されている。更に、第 3 遊星歯車 23 の第 3 サンギヤ 23 s は、入力軸 20 i に常時連結されており、当該入力軸 20 i と常時一体に回転または停止する。

[0052] また、自動変速機 20 C では、当該自動変速機 20 C の第 4 回転要素であるラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 2 サンギヤ 22 s に第 2 ギヤ列 G 2 を構成する第 2 ドライブギヤ 28 が同軸に常時連結されている。図 8 に示す例において、第 2 ギヤ列 G 2 のギヤ比 $g_r 2$ は、第 1 ギヤ列 G 1 のギヤ比 $g_r 1$ よりも大きく定められている。更に、自動変速機 20 C において、ブレーキ B 1 は、第 3 遊星歯車 23 の第 3 キャリヤ 23 c とラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 サンギヤ 21 s (第 1 固定可能要素) とを互いに接続することにより当該第 1 サンギヤ 21 s をトランスミッションケース 11 に対して回転不能に固定する。また、ブレーキ B 2 は、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 キャリヤ 21 c (第 2 固定可能要素) をトランスミッションケース 11 に

接続するように構成されており、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 の周囲に配置される。更に、クラッチ C4 は、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 サンギヤ 21 s (第 1 回転要素) と入力軸 20 i とを互いに接続すると共に両者の接続を解除するように構成され、クラッチ C2 と同様に自動変速機 20 C のエンジンとは反対側の端部側に配置される。このように構成される自動変速機 20 C においても、上述の自動変速機 20 と同様の作用効果を得ることが可能となる。

[0053] 図 9 は、本開示の第 1 実施形態における更に他の変形態様の自動変速機 20 D を含む動力伝達装置 10 D の概略構成図である。同図に示す自動変速機 20 D は、上記自動変速機 20 においてラビニヨ式遊星歯車機構 25 をシングルピニオン式の第 1 および第 2 遊星歯車 21, 22 を組み合わせて構成される複合遊星歯車機構 25 W で置き換えたものに相当する。複合遊星歯車機構 25 W の第 1 遊星歯車 21 は、第 1 サンギヤ 21 s と、第 1 リングギヤ 21 r と、それぞれ第 1 サンギヤ 21 s および第 1 リングギヤ 21 r に噛合する複数の第 1 ピニオンギヤ 21 p を自転自在かつ公転自在に保持する第 1 キャリヤ 21 c とを有する。また、第 2 遊星歯車 22 は、第 2 サンギヤ 22 s と、第 2 リングギヤ 22 r と、それぞれ第 2 サンギヤ 22 s および第 2 リングギヤ 22 r に噛合する複数の第 2 ピニオンギヤ 22 p を自転自在かつ公転自在に保持する第 2 キャリヤ 22 c とを有する。

[0054] 図示するように、複合遊星歯車機構 25 W では、第 1 遊星歯車 21 の第 1 リングギヤ 21 r と第 2 遊星歯車 22 の第 2 サンギヤ 22 s とが常時連結されており、図 9 に示す例において、第 2 サンギヤ 22 s は、第 1 リングギヤ 21 r の内歯を包囲するように当該第 1 リングギヤ 21 r と一体に成形 (一体化) されている。また、第 1 遊星歯車 21 の第 1 キャリヤ 21 c と第 2 遊星歯車 22 の第 2 キャリヤ 22 c とは常時連結されている。更に、複合遊星歯車機構 25 W は、第 2 遊星歯車 22 が第 1 遊星歯車 21 を包囲すると共に、第 1 遊星歯車 21 の第 1 ピニオンギヤ 21 p と第 2 遊星歯車 22 の第 2 ピニオンギヤ 22 p とが径方向からみて軸方向に少なくとも部分的に重なり合

うように配置される。

[0055] また、自動変速機20DのクラッチC1は、第3遊星歯車23の第3リングギヤ23r（第6回転要素）と、常時連結（一体化）された複合遊星歯車機構25Wの第1リングギヤ21rおよび第2サンギヤ22s（第4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る。クラッチC2は、入力軸20iと複合遊星歯車機構25Wの第2リングギヤ22r（第2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る。クラッチC3は、第3遊星歯車23の第3リングギヤ23r（第6回転要素）と複合遊星歯車機構25Wの第1サンギヤ21s（第1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る。クラッチC4は、第3遊星歯車23の第3キャリア23cすなわち入力軸20iと複合遊星歯車機構25Wの第1サンギヤ21s（第1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る。

[0056] ブレーキB1は、複合遊星歯車機構25Wの第1サンギヤ21s（第1固定可能要素）をトランスミッションケース11に回転不能に固定（接続）すると共に第1サンギヤ21sのトランスミッションケース11に対する固定を解除するものである。ブレーキB2は、第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29をトランスミッションケース11に接続することにより複合遊星歯車機構25Wの第2リングギヤ22rをトランスミッションケース11に対して回転不能に固定するものである。クラッチC5は、第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29と出力ギヤ20o（第1ドリブンギヤ27）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。

[0057] 更に、複合遊星歯車機構25Wの第1および第2キャリア21c, 22cには、第1ギヤ列G1の第1ドライブギヤ（外歯歯車）26が同軸に常時連結され、第1および第2キャリア21c, 22cは、複合遊星歯車機構25Wの出力要素として機能する。また、複合遊星歯車機構25Wの第2リングギヤ22r（第2回転要素）には、第2ギヤ列G2の第2ドライブギヤ（外歯歯車）28が同軸に常時連結されている。図9に示す例において、第2ギ

ヤ列G2のギヤ比 g_r2 は、第1ギヤ列G1のギヤ比 g_r1 よりも小さく定められている。

[0058] 図10は、自動変速機20Dにおける入力軸20iの回転速度（入力回転速度）に対する各回転要素の回転速度の比を示す速度線図である（ただし、入力軸20iすなわち第3キャリア23cの回転速度を値1とする）。同図に示すように、複合遊星歯車機構25Wを構成する4つの回転要素、すなわち、第1固定可能要素としての第1サンギヤ21s、第2固定可能要素としての第2リングギヤ22r、出力要素としての常時連結された第1および第2キャリア21c、22c、並びに常時連結された第1リングギヤ21rおよび第2サンギヤ22sは、この順番で図中左側から第1遊星歯車21のギヤ比 λ_1 および第2遊星歯車22のギヤ比 λ_2 に応じた間隔において当該複合遊星歯車機構25Wの速度線図（図10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、ここでは、第1サンギヤ21sを自動変速機20Dの第1回転要素とし、第2リングギヤ22rを自動変速機20Dの第2回転要素とし、第1および第2キャリア21c、22cを自動変速機20Dの第3回転要素とし、第1リングギヤ21rおよび第2サンギヤ22sを自動変速機20Dの第4回転要素とする。従って、複合遊星歯車機構25Wは、速度線図上でギヤ比 λ_1 、 λ_2 に応じた間隔において順番に並ぶ自動変速機20Dの第1回転要素、第2回転要素、第3回転要素および第4回転要素を有する。

[0059] 上述のように構成される自動変速機20Dにおいても、上記自動変速機20と同様の作用効果を得ることが可能となる。また、シングルピニオン式の第1および第2遊星歯車21、22を組み合わせる複合遊星歯車機構25Wを採用しても、部品点数を削減して自動変速機20Dの重量増を抑制しつつ組立性をより向上させることが可能となる。更に、図9に示すような複合遊星歯車機構25Wによれば、第1遊星歯車21を包囲するように第2遊星歯車22を配置することができるので、自動変速機20Dの軸長をより短縮化することが可能となる。

[0060] 図11は、本開示の第1実施形態における他の変形態様の自動変速機20Eを含む動力伝達装置10Eの概略構成図である。同図に示す自動変速機20Eは、上記自動変速機20Bにおいてラビニヨ式遊星歯車機構25を複合遊星歯車機構25Wで置き換えたものに相当する。すなわち、自動変速機20Eでは、当該自動変速機20Eの第1回転要素である複合遊星歯車機構25Wの第1サンギヤ21sに第2ギヤ列G2を構成する第2ドライブギヤ28が同軸に常時連結されている。図11に示す例において、第2ギヤ列G2のギヤ比 g_r2 は、第1ギヤ列G1のギヤ比 g_r1 よりも小さく定められている。また、自動変速機20Eにおいて、ブレーキB1は、第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29をトランスミッションケース11に接続することにより複合遊星歯車機構25Wの第1サンギヤ21s（第1固定可能要素）をトランスミッションケース11に対して回転不能に固定する。更に、ブレーキB2は、複合遊星歯車機構25Wの第2リングギヤ22r（第2固定可能要素）をトランスミッションケース11に接続するように構成されており、複合遊星歯車機構25Wの周囲に配置される。このように構成される自動変速機20Eにおいても、上述の自動変速機20等と同様の作用効果を得ることが可能となる。

[0061] 図12は、本開示の第1実施形態における他の変形態様の自動変速機20Fを含む動力伝達装置10Fの概略構成図である。同図に示す自動変速機20Fは、上記自動変速機20Cにおいてラビニヨ式遊星歯車機構25を複合遊星歯車機構25Wで置き換えたものに相当する。すなわち、自動変速機20Fでは、当該自動変速機20Fの第4回転要素である複合遊星歯車機構25Wの第1リングギヤ21rおよび第2サンギヤ22sに第2ギヤ列G2を構成する第2ドライブギヤ28が同軸に常時連結されている。図12に示す例において、第2ギヤ列G2のギヤ比 g_r2 は、第1ギヤ列G1のギヤ比 g_r1 よりも大きく定められている。このように構成される自動変速機20Fにおいても、上述の自動変速機20等と同様の作用効果を得ることが可能となる。

[0062] 図13は、本開示の第2実施形態における自動変速機20Gを含む動力伝達装置10Gの概略構成図である。なお、自動変速機20Gの構成要素のうち、上述の自動変速機20等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。

[0063] 図13に示す自動変速機20Gは、上述の自動変速機20においてダブルピニオン式の第3遊星歯車23をシングルピニオン式の第3遊星歯車230で置き換えると共にクラッチC4を省略したものに相当する。第3遊星歯車230は、第3サンギヤ23sと、第3リングギヤ23rと、それぞれ第3サンギヤ23sおよび第3リングギヤ23rに噛合する複数の第3ピニオンギヤ23pを自転自在かつ公転自在に保持する第3キャリア23cとを有するものである。図示するように、第3遊星歯車230の第3サンギヤ23sは、図示しない支持部材（フロントサポート）を介してミッションケース11に対して回転不能に接続（固定）される。また、第3遊星歯車23の第3リングギヤ23rは、入力軸20iに常時連結されており、当該入力軸20iと常時一体に回転または停止する。これにより、第3遊星歯車230は、いわゆる減速ギヤとして機能し、入力要素である第3リングギヤ23rに伝達された動力を減速して出力要素である第3キャリア23cから出力する。

[0064] また、自動変速機20GのクラッチC1は、第3遊星歯車23の第3キャリア23cとラビニヨ式遊星歯車機構25の第2サンギヤ22s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、入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21c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3遊星歯車23の第3キャリア23cとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21s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。

[0065] ブレーキB1は、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21s（第1固定可能要素）をミッションケース11に回転不能に固定（接続）すると共に第1サンギヤ21sのミッションケース11に対する

固定を解除するものである。ブレーキB 2は、第2ギヤ列G 2の第2ドリブンギヤ2 9をトランスミッションケース1 1に回転不能に固定（接続）することによりラビニヨ式遊星歯車機構2 5の第1キャリア2 1 c（第2固定可能要素）をトランスミッションケース1 1に対して回転不能に固定するものである。クラッチC 5は、第2ギヤ列G 2の第2ドリブンギヤ2 9と出力ギヤ2 0 o（第1ドリブンギヤ2 7）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。

[0066] 図1 4は、自動変速機2 0 G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3リングギヤ2 3 rの回転速度を値1とする）。また、図3は、自動変速機2 0 Gの各変速段とクラッチC 1～C 3、C 5、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。

[0067] 自動変速機2 0 Gでは、図1 4に示す速度線図での並び順に従い、ラビニヨ式遊星歯車機構2 5の第1サンギヤ2 1 sが当該自動変速機2 0 Gの第1回転要素とされ、第1キャリア2 1 cが自動変速機2 0 Gの第2回転要素とされ、第1リングギヤ2 1 rが自動変速機2 0 Gの第3回転要素とされ、第2サンギヤ2 2 sが自動変速機2 0 Gの第4回転要素とされる。また、シングルピニオン式の第3遊星歯車2 3 0を構成する3つの回転要素、すなわち、第3サンギヤ（固定要素）2 3 s、第3リングギヤ2 3 r（出力要素）および第3キャリア2 3 c（入力要素）は、当該第3遊星歯車2 3 0の速度線図（図1 4における左側の速度線図）上でギヤ比に応じた間隔をおいて図中左側から第3サンギヤ2 3 s、第3キャリア2 3 c、第3リングギヤ2 3 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、ここでは、第3サンギヤ2 3 sを自動変速機2 0の第5回転要素とし、第3キャリア2 3 cを自動変速機2 0の第6回転要素とし、第3リングギヤ2 3 rを自動変速機2 0の第7回転要素とする。

[0068] そして、自動変速機2 0 Gでは、クラッチC 1～C 3、C 5、ブレーキB 1およびB 2を図1 5に示すように係合または解放させて上述の第1～第7

回転要素の接続関係を変更することで、入力軸 20 i から出力ギヤ 20 o までの間に前進回転方向に 9 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 9 速段の前進段および後進段を設定することができる。

[0069] 具体的には、自動変速機 20 G の前進第 1 速段は、クラッチ C 1 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 2, C 3, C 5 およびブレーキ B 1 を解放させることにより形成される。すなわち、前進第 1 速段の形成に際しては、クラッチ C 1 により第 3 遊星歯車 230 の第 3 キャリヤ 23 c (第 6 回転要素) とラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 2 サンギヤ 22 s (第 4 回転要素) とが互いに接続される。更に、ブレーキ B 2 によりラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 キャリヤ 21 c (第 2 回転要素) がミッションケース 11 に対して回転不能に固定される。前進第 2 速段は、クラッチ C 1 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, C 5 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 2 速段の形成に際しては、クラッチ C 1 により第 3 遊星歯車 230 の第 3 キャリヤ 23 c とラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 2 サンギヤ 22 s 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 1 サンギヤ 21 s (第 1 回転要素) がミッションケース 11 に回転不能に固定される。

[0070] 前進第 3 速段は、クラッチ C 1 および C 5 を係合させると共に、残余のクラッチ C 2, C 3、ブレーキ B 1 および B 2 を解放させることにより形成される。すなわち、前進第 3 速段の形成に際しては、クラッチ C 1 により第 3 遊星歯車 230 の第 3 キャリヤ 23 c とラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 2 サンギヤ 22 s とが互いに接続される。更に、クラッチ C 5 により第 2 ギヤ列 G 2 の第 2 ドリブンギヤ 29 と出力ギヤ 20 o (第 1 ドリブンギヤ 27) とが互いに接続される。前進第 4 速段は、クラッチ C 1 および C 3 を係合させると共に、残余のクラッチ C 2, C 5、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 4 速段の形成に際しては、ク

ラッチC 1により第3遊星歯車230の第3キャリア23cとラビニヨ式遊星歯車機構25の第2サンギヤ22sとが互いに接続される。更に、クラッチC 3により第3遊星歯車230の第3キャリア23c（第6回転要素）とラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21s（第1回転要素）とが互いに接続される。

[0071] 前進第5速段は、クラッチC 3およびC 5を係合させると共に、残余のクラッチC 1, 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5速段の形成に際しては、クラッチC 3により第3遊星歯車230の第3キャリア23cとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21sとが互いに接続される。更に、クラッチC 5により第2ギヤ列G 2の第2ドリブンギヤ29と出力ギヤ20o（第1ドリブンギヤ27）とが互いに接続される。前進第6速段は、クラッチC 1およびC 2を係合させると共に、残余のクラッチC 3, C 5、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6速段の形成に際しては、クラッチC 1により第3遊星歯車230の第3キャリア23cとラビニヨ式遊星歯車機構25の第2サンギヤ22sとが互いに接続される。更に、クラッチC 2により入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21c（第2回転要素）とが互いに接続される。

[0072] 前進第7速段は、クラッチC 2およびC 5を係合させると共に、残余のクラッチC 1, C 3, ブレーキB 1およびB 2を解放させることにより形成される。すなわち、前進第7速段の形成に際しては、クラッチC 2により入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21cとが互いに接続される。更に、クラッチC 5により第2ギヤ列G 2の第2ドリブンギヤ29と出力ギヤ20o（第1ドリブンギヤ27）とが互いに接続される。前進第8速段は、クラッチC 2およびC 3を係合させると共に、残余のクラッチC 1, C 5、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8速段の形成に際しては、クラッチC 2により入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21cとが互いに接続され

る。更に、クラッチC3により第3遊星歯車230の第3キャリア23cとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21sとが互いに接続される。

[0073] 前進第9速段は、クラッチC2およびブレーキB1を係合させると共に、残余のクラッチC1, C3, C5およびブレーキB2を解放させることにより形成される。すなわち、前進第9速段の形成に際しては、クラッチC2により入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21cとが互いに接続される。更に、ブレーキB1によりラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21sがトランスミッションケース11に回転不能に固定される。後進段は、クラッチC3およびブレーキB2を係合させると共に、残余のクラッチC1, C2, C5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、後進段の形成に際しては、クラッチC3により第3遊星歯車230の第3キャリア23cとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21sとが互いに接続される。更に、ブレーキB2により第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29、すなわち第2ドライブギヤ28を介して第2ドリブンギヤ29に連結される第1キャリア21c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。

[0074] 上述のように、自動変速機20Gでは、クラッチC1~C3, C5、ブレーキB1およびB2の係脱により第1速段から第9速段までの前進段および後進段を形成することができる。そして、自動変速機20Gでは、前進第3速段、第5速段および第7速段が形成される際に、クラッチC1~C3の何れかとクラッチC5とが係合させられる。このようにクラッチC5を係合させた状態で出力ギヤ20oが回転すると、当該出力ギヤ20oおよび第1ドリブンギヤ27と一体かつ同方向に回転する第2ドリブンギヤ29に第2ドライブギヤ28を介して連結された第1キャリア21c（何れかの回転要素）が出力ギヤ20oに対して第2ギヤ列G2のギヤ比 g_r2 に応じた回転速度で出力ギヤ20oや第1ドライブギヤ26と同方向に回転する。また、クラッチC5を係合させた状態で出力ギヤ20oが回転すると、ラビニヨ式遊星歯車機構25の出力要素である第1リングギヤ21rは、出力ギヤ20o

に対して第1ギヤ列G1のギヤ比 g_{r1} に応じた回転速度で回転する。従って、クラッチC1~C3の何れかとクラッチC5とを係合させることで、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21rと第1キャリア21cとの間に、第1および第2ギヤ列G1, G2のギヤ比 g_{r1} , g_{r2} に応じた回転速度差を生じさせることができる。これにより、自動変速機20Gでは、クラッチC1~C3、ブレーキB1およびB2の何れか2つを選択的に係合させることにより得られるもの以外の変速段を形成することが可能となる。

[0075] すなわち、クラッチC1の係合により第3遊星歯車230の第3キャリア23cを介してラビニヨ式遊星歯車機構25の第2サンギヤ22s（第4回転要素）に入力軸20iからのトルクが伝達される状態でクラッチC5を係合させると、第2ドリブンギヤ29が出力ギヤ20oおよび第1ドリブンギヤ27と一体かつ同方向に回転することで、図14に示すように、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21cを前進第2速段の形成時よりも増速させると共に、第1リングギヤ21rを前進4速段の形成時よりも減速させることができる。これにより、前進第2速段におけるギヤ比 γ_2 よりも小さく、かつ前進第4速段におけるギヤ比 γ_4 よりも大きいギヤ比 γ_3 の前進第3速段を形成することが可能となる。

[0076] また、クラッチC3の係合により第3遊星歯車230の第3キャリア23cを介してラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21s（第1回転要素）に入力軸20iからのトルクが伝達される状態でクラッチC5を係合させると、第2ドリブンギヤ29が出力ギヤ20oおよび第1ドリブンギヤ27と一体かつ同方向に回転することで、図14に示すように、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21rを前進第4速段の形成時よりも増速させることができる。これにより、前進第4速段におけるギヤ比 γ_4 よりも小さく、かつ前進第6速段におけるギヤ比 γ_6 よりも大きいギヤ比 γ_5 の前進第5速段を形成することが可能となる。

[0077] 更に、クラッチC2の係合により入力軸20iからラビニヨ式遊星歯車機

構25の第1キャリア21c（第2回転要素）にトルクが直接伝達される状態でクラッチC5を係合させると、第2ドリブンギヤ29が出力ギヤ20oおよび第1ドリブンギヤ27と一体かつ同方向に回転することで、図14に示すように、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21rを前進第8速段の形成時よりも減速させることができる。これにより、前進第6速段におけるギヤ比 γ_6 よりも小さく、かつ前進第8速段におけるギヤ比 γ_8 よりも大きいギヤ比 γ_7 の前進第7速段を形成することが可能となる。

[0078] 上述のように、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21r（出力要素）以外の第2サンギヤ22s、第1サンギヤ21sおよび第1キャリア21cに入力軸20i側からのトルクが選択的に（順番に）伝達される自動変速機20Gでは、第1および第2ギヤ列G1、G2およびクラッチC5が追加されていない変速装置（特開2010-038168号公報参照）に対して3つの変速段（前進第3速段、第5速段および第7速段）を追加することができる。この結果、自動変速機20Gでは、中間段（前進第3速段、第5速段および第7速段）の追加により、ステップ比を適正化（より大きくなるのを抑制）することが可能となり、各変速段での加速性能や変速フィーリングを向上させることができる。従って、自動変速機20Gでは、変速段の多段化により車両の燃費を向上させると共にドライバビリティを良好に向上させることが可能となる。

[0079] また、自動変速機20Gにおいても、4要素式の複合遊星歯車機構であるラビニヨ式遊星歯車機構25と第1および第2ギヤ列G1、G2とクラッチC5とを組み合わせることで、装置全体の大型化や部品点数の増加を抑制しつつ、変速段の多段化を図ることが可能となる。更に、自動変速機20Gにおいても、図13に示すように、ブレーキB2を出力ギヤ20oの軸心（第2軸）の周りに配置することができるので、ラビニヨ式遊星歯車機構25の周囲（エンジンとは反対側の端部側）における体格の増加を抑制することが可能となる。

[0080] 図16は、本開示の第2実施形態における変形態様の自動変速機20Hを

含む動力伝達装置 10H の概略構成図である。同図に示す自動変速機 20H は、上述の自動変速機 20G においてラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 キャリヤ 21c (第 2 回転要素) の代わりに第 1 サンギヤ 21s (第 1 回転要素) に第 2 ギヤ列 G2 を構成する第 2 ドライブギヤ 28 を同軸に常時連結したものに相当する。また、自動変速機 20H において、ブレーキ B1 は、第 2 ギヤ列 G2 の第 2 ドリブンギヤ 29 をミッションケース 11 に接続することによりラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 サンギヤ 21s (第 1 固定可能要素) をミッションケース 11 に対して回転不能に固定する。更に、自動変速機 20H において、ブレーキ B2 は、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 キャリヤ 21c (第 2 固定可能要素) をミッションケース 11 に接続するように構成されており、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 の周囲に配置される。このように構成される自動変速機 20H においても、上述の自動変速機 20G と同様の作用効果を得ることが可能となる。

[0081] 図 17 は、本開示の第 2 実施形態における他の変形態様の自動変速機 20I を含む動力伝達装置 10I の概略構成図である。同図に示す自動変速機 20I は、上述の自動変速機 20C (図 8 参照) からクラッチ C4 を省略したものに相当する。このように構成される自動変速機 20I においても、上述の自動変速機 20G と同様の作用効果を得ることが可能となる。

[0082] 図 18 は、本開示の第 2 実施形態における更に他の変形態様の自動変速機 20J を含む動力伝達装置 10J の概略構成図である。同図に示す自動変速機 20J は、上記自動変速機 20G においてラビニヨ式遊星歯車機構 25 をシングルピニオン式の第 1 および第 2 遊星歯車 21, 22 を組み合わせて構成される、いわゆる CR-CR 式の複合遊星歯車機構 250 で置き換えたものに相当する。複合遊星歯車機構 250 では、図示するように、第 1 遊星歯車 21 の第 1 キャリヤ 21c と第 2 遊星歯車 22 の第 2 リングギヤ 22r とが常時連結されると共に、第 1 遊星歯車 21 の第 1 リングギヤ 21r と第 2 遊星歯車 22 の第 2 キャリヤ 22c とが常時連結されている。

[0083] 更に、複合遊星歯車機構 250 の第 1 キャリヤ 21c および第 2 リングギ

ヤ22rには、第1ギヤ列G1の第1ドライブギヤ（外歯歯車）26が同軸に常時連結され、第1キャリア21cおよび第2リングギヤ22rは、複合遊星歯車機構250の出力要素として機能する。また、複合遊星歯車機構250の第1リングギヤ21rおよび第2キャリア22c（第2回転要素）には、第2ギヤ列G2の第2ドライブギヤ（外歯歯車）28が同軸に常時連結されている。図18に示す例において、第2ギヤ列G2のギヤ比 g_{r2} は、第1ギヤ列G1のギヤ比 g_{r1} よりも小さく定められている。

[0084] また、自動変速機20JのクラッチC1は、第3遊星歯車230の第3キャリア23cと、複合遊星歯車機構250の第1サンギヤ21s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、第3遊星歯車230の第3リングギヤ23rすなわち入力軸20iと複合遊星歯車機構250の第1リングギヤ21rおよび第2キャリア22c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3遊星歯車230の第3リングギヤ23rすなわち入力軸20iと複合遊星歯車機構250の第2サンギヤ22s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。ブレーキB1は、複合遊星歯車機構250の第2サンギヤ22s（第1固定可能要素）をトランスミッションケース11に回転不能に固定（接続）すると共に第2サンギヤ22sのトランスミッションケース11に対する固定を解除するものである。ブレーキB2は、第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29をトランスミッションケース11に接続することにより複合遊星歯車機構250の第1リングギヤ21rおよび第2キャリア22c（第2固定可能要素）をトランスミッションケース11に対して回転不能に固定するものである。クラッチC5は、第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29と出力ギヤ20o（第1ドリブンギヤ27）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。

[0085] 図19は、自動変速機20Jにおける入力軸20iの回転速度（入力回転速度）に対する各回転要素の回転速度の比を示す速度線図である（ただし、入力軸20iすなわち第3リングギヤ23rの回転速度を値1とする）。同

図に示すように、複合遊星歯車機構 250 を構成する 4 つの回転要素、すなわち、第 1 固定可能要素として第 2 サンギヤ 22s、第 2 固定可能要素としての常時連結された第 1 リングギヤ 21r および第 2 キャリヤ 22c、出力要素としての常時連結された第 1 キャリヤ 21c および第 2 リングギヤ 22r、並びに第 1 サンギヤ 21s は、この順番で図中左側から第 1 遊星歯車 21 のギヤ比 λ_1 および第 2 遊星歯車 22 のギヤ比 λ_2 に応じた間隔において当該複合遊星歯車機構 250 の速度線図（図 10 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、ここでは、第 2 サンギヤ 22s を自動変速機 20J の第 1 回転要素とし、第 1 リングギヤ 21r および第 2 キャリヤ 22c を自動変速機 20J の第 2 回転要素とし、第 1 キャリヤ 21c および第 2 リングギヤ 22r を自動変速機 20J の第 3 回転要素とし、第 1 サンギヤ 21s を自動変速機 20J の第 4 回転要素とする。従って、複合遊星歯車機構 250 は、速度線図上でギヤ比 λ_1 、 λ_2 に応じた間隔において順番に並ぶ自動変速機 20J の第 1 回転要素、第 2 回転要素、第 3 回転要素および第 4 回転要素を有する。

[0086] そして、自動変速機 20J では、クラッチ C1～C3、C5、ブレーキ B1 および B2 を図 20 に示すように係合または解放させて上述の第 1～第 7 回転要素の接続関係を変更することで、入力軸 20i から出力ギヤ 20o までの間に前進回転方向に 9 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 9 速段の前進段および後進段を設定することができる。

[0087] 具体的には、自動変速機 20J の前進第 1 速段は、クラッチ C1 およびブレーキ B2 を係合させると共に、残余のクラッチ C2、C3、C5 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 3 遊星歯車 230 の第 3 キャリヤ 23c（第 6 回転要素）と複合遊星歯車機構 250 の第 1 サンギヤ 21s（第 4 回転要素）とが互いに接続される。更に、ブレーキ B2 により複合遊星歯車機構 250 の第 1 リングギヤ 21r および第 2 キャリヤ 22c（第 2 回転

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。前進第 2 速段は、クラッチ C 1 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, C 5 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 2 速段の形成に際しては、クラッチ C 1 により第 3 遊星歯車 230 の第 3 キャリヤ 23c と複合遊星歯車機構 250 の第 1 サンギヤ 21s とが互いに接続される。更に、ブレーキ B 1 により複合遊星歯車機構 250 の第 2 サンギヤ 22s (第 1 回転要素) がトランスミッションケース 11 に回転不能に固定される。

[0088] 前進第 3 速段は、クラッチ C 1 および C 5 を係合させると共に、残余のクラッチ C 2, C 3、ブレーキ B 1 および B 2 を解放させることにより形成される。すなわち、前進第 3 速段の形成に際しては、クラッチ C 1 により第 3 遊星歯車 230 の第 3 キャリヤ 23c と複合遊星歯車機構 250 の第 1 サンギヤ 21s とが互いに接続される。更に、クラッチ C 5 により第 2 ギヤ列 G 2 の第 2 ドリブンギヤ 29 と出力ギヤ 20o (第 1 ドリブンギヤ 27) とが互いに接続される。前進第 4 速段は、クラッチ C 1 および C 3 を係合させると共に、残余のクラッチ C 2, C 5、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 4 速段の形成に際しては、クラッチ C 1 により第 3 遊星歯車 230 の第 3 キャリヤ 23c と複合遊星歯車機構 250 の第 1 サンギヤ 21s とが互いに接続される。更に、クラッチ C 3 により入力軸 20i (第 3 遊星歯車 230 の第 3 リングギヤ 23r) と複合遊星歯車機構 250 の第 2 サンギヤ 22s (第 1 回転要素) とが互いに接続される。

[0089] 前進第 5 速段は、クラッチ C 1 および C 2 を係合させると共に、残余のクラッチ C 3, C 5、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 5 速段の形成に際しては、クラッチ C 1 により第 3 遊星歯車 230 の第 3 キャリヤ 23c と複合遊星歯車機構 250 の第 1 サンギヤ 21s とが互いに接続される。更に、クラッチ C 2 により入力軸 20i (第 3 リングギヤ 23r) と複合遊星歯車機構 250 の第 1 リングギヤ 21

r および第2キャリア22c（第2回転要素）とが互いに接続される。前進第6速段は、クラッチC2およびC3を係合させると共に、残余のクラッチC1、C5、ブレーキB1およびB2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C2により入力軸20i（第3リングギヤ23r）と複合遊星歯車機構250の第1リングギヤ21rおよび第2キャリア22cとが互いに接続される。更に、クラッチC3により入力軸20i（第3リングギヤ23r）と複合遊星歯車機構250の第2サンギヤ22s（第1回転要素）とが互いに接続される。

[0090] 前進第7速段は、クラッチC2およびC5を係合させると共に、残余のクラッチC1、C3、ブレーキB1およびB2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C2により入力軸20i（第3リングギヤ23r）と複合遊星歯車機構250の第1リングギヤ21rおよび第2キャリア22cとが互いに接続される。更に、クラッチC5により第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29と出力ギヤ20o（第1ドリブンギヤ27）とが互いに接続される。前進第8速段は、クラッチC2およびブレーキB1を係合させると共に、残余のクラッチC1、C3、C5およびブレーキB2を解放させることにより形成される。すなわち、前進第8速段の形成に際しては、クラッチC2により入力軸20i（第3リングギヤ23r）と複合遊星歯車機構250の第1リングギヤ21rおよび第2キャリア22cとが互いに接続される。更に、ブレーキB1により複合遊星歯車機構250の第2サンギヤ22sがミッションケース11に回転不能に固定される。

[0091] 前進第9速段は、クラッチC3およびC5を係合させると共に、残余のクラッチC1、C2、ブレーキB1およびB2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C3により入力軸20i（第3リングギヤ23r）と複合遊星歯車機構250の第2サンギヤ22sとが互いに接続される。更に、クラッチC5により第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29と出力ギヤ20o（第1ドリブンギヤ27）とが互

いに接続される。後進段は、クラッチC3およびブレーキB2を係合させると共に、残余のクラッチC1, C2, C5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、後進段の形成に際しては、クラッチC3により入力軸20i（第3リングギヤ23r）と複合遊星歯車機構250の第2サンギヤ22sとが互いに接続される。更に、ブレーキB2により複合遊星歯車機構250の第1リングギヤ21rおよび第2キャリア22c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。

[0092] 上述のように、自動変速機20Jにおいても、クラッチC1~C3, C5、ブレーキB1およびB2の係脱により第1速段から第9速段までの前進段および後進段を形成することができる。すなわち、自動変速機20Jにおいても、第1および第2ギヤ列G1, G2およびクラッチC5が追加されていない変速装置（特開2010-038168号公報参照）に対して3つの変速段（前進第3速段、第7速段および第9速段）を追加することが可能となる。この結果、自動変速機20Jでは、最高速段である前進第9速段の追加によりスプレッドをより大きくして、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可能となる。更に、中間段（前進第3速段および第7速段）の追加により、ステップ比を適正化（より大きくなるのを抑制）して変速フィーリングを向上させることができる。従って、自動変速機20Jによっても、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可能となる。また、シングルピニオン式の第1および第2遊星歯車21, 22を組み合わせて構成されるCR-CR式の複合遊星歯車機構250を採用すれば、当該複合遊星歯車機構250の回転要素間の噛み合い損失を低減させて自動変速機20Jにおける動力の伝達効率をより向上させると共に、部品点数を削減して装置全体の重量増を抑制しつつ組立性を向上させることが可能となる。

[0093] 図21は、本開示の第2実施形態における他の変形態様の自動変速機20Kを含む動力伝達装置10Kの概略構成図である。同図に示す自動変速機20Kでは、当該自動変速機20Kの第4回転要素である複合遊星歯車機構2

50の第1サンギヤ21sに第2ギヤ列G2を構成する第2ドライブギヤ28が同軸に常時連結されている。図21に示す例において、第2ギヤ列G2のギヤ比 g_r2 は、第1ギヤ列G1のギヤ比 g_r1 よりも大きく定められている。また、自動変速機20Kにおいて、ブレーキB2は、複合遊星歯車機構250の第1リングギヤ21rおよび第2キャリア22c（第2固定可能要素）をトランスミッションケース11に接続するように構成されており、複合遊星歯車機構250の周囲に配置される。このように構成される自動変速機20Kにおいても、上述の自動変速機20Jと同様の作用効果を得ることが可能となる。

[0094] 図22は、本開示の第2実施形態における更に他の変形態様の自動変速機20Lを含む動力伝達装置10Lの概略構成図である。同図に示す自動変速機20Lでは、当該自動変速機20Lの第1回転要素である複合遊星歯車機構250の第2サンギヤ22sに第2ギヤ列G2を構成する第2ドライブギヤ28が同軸に常時連結されている。図22に示す例において、第2ギヤ列G2のギヤ比 g_r2 は、第1ギヤ列G1のギヤ比 g_r1 よりも小さく定められている。また、自動変速機20Lにおいて、ブレーキB1は、第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29をトランスミッションケース11に接続することにより複合遊星歯車機構250の第2サンギヤ22s（第1固定可能要素）をトランスミッションケース11に対して回転不能に固定する。更に、ブレーキB2は、複合遊星歯車機構250の第1リングギヤ21rおよび第2キャリア22c（第2固定可能要素）をトランスミッションケース11に接続するように構成されており、複合遊星歯車機構250の周囲に配置される。このように構成される自動変速機20Lにおいても、上述の自動変速機20Jと同様の作用効果を得ることが可能となる。

[0095] 図23は、本開示の第2実施形態における他の変形態様の自動変速機20Mを含む動力伝達装置10Mの概略構成図である。同図に示す自動変速機20Mは、シングルピニオン式の第1遊星歯車21とダブルピニオン式の第2遊星歯車22とを組み合わせ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、シングルピニオン式の第 3 遊星歯車 230 とを含む。図 23 に示す例において、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 を構成する第 1 および第 2 遊星歯車 21, 22 と、第 3 遊星歯車 23 とは、発進装置 12 すなわちエンジン側（図 1 における右側）から、第 3 遊星歯車 23、第 2 遊星歯車 22、第 1 遊星歯車 21 という順番で並ぶようにトランスミッションケース 11 内に配置される。

[0096] 図示するように、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 キャリヤ 21c には、第 1 ギヤ列 G1 の第 1 ドライブギヤ（外歯歯車）26 が同軸に常時連結され、第 1 キャリヤ 21c は、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 の出力要素として機能する。更に、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 リングギヤ 21r（第 2 回転要素）には、第 2 ギヤ列 G2 の第 2 ドライブギヤ（外歯歯車）28 が同軸に常時連結されている。図 23 に示す例において、第 2 ギヤ列 G2 のギヤ比 g_{r2} は、第 1 ギヤ列 G1 のギヤ比 g_{r1} よりも小さく定められている。また、第 3 遊星歯車 230 の第 3 サンギヤ 23s は、入力軸 20i に常時連結されており、当該入力軸 20i と常時一体に回転または停止する。

[0097] 更に、自動変速機 20M は、入力軸 20i から出力ギヤ 20o までの動力伝達経路を変更するためのクラッチ C1（第 3 係合要素）、クラッチ C2（第 4 係合要素）、ブレーキ B1（第 1 係合要素）、ブレーキ B2（第 2 係合要素）、ブレーキ B3（第 5 係合要素）、およびクラッチ C5（出力側係合要素）を含む。

[0098] クラッチ C1 は、入力軸 20i（第 3 サンギヤ 23s）とラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 サンギヤ 21s 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、入力軸 20i（第 3 サンギヤ 23s）とラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 リングギヤ 21r 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。ブレーキ B1 は、第 3 遊星歯車 230 の第 3 キャリヤ 23c およびラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 2 サンギヤ 22s（第 1 固定可能要素）をトランスミッションケース 11 に回転不能に固定（接続）すると共に第 3 キャリヤ 23c および第 2 サンギヤ 22s

のトランスミッションケース 11 に対する固定を解除するものである。ブレーキ B 2 は、第 2 ギヤ列 G 2 の第 2 ドリブンギヤ 29 をトランスミッションケース 11 に接続することによりラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 リングギヤ 21 r (第 2 固定可能要素) をトランスミッションケース 11 に対して固定するものである。ブレーキ B 3 は、第 3 遊星歯車 230 の第 3 リングギヤ 23 r をトランスミッションケース 11 に回転不能に固定 (接続) すると共に第 3 リングギヤ 23 r のトランスミッションケース 11 に対する固定を解除するものである。クラッチ C 5 は、第 2 ギヤ列 G 2 の第 2 ドリブンギヤ 29 と出力ギヤ 20 o (第 1 ドリブンギヤ 27) 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。

[0099] 自動変速機 20 M では、図 24 に示す速度線図での並び順に従い、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 2 サンギヤ 22 s が当該自動変速機 20 M の第 1 回転要素とされ、第 1 リングギヤ 21 r が自動変速機 20 M の第 2 回転要素とされ、第 1 キャリヤ 21 c が自動変速機 20 M の第 3 回転要素とされ、第 1 サンギヤ 21 s が自動変速機 20 M の第 4 回転要素とされる。また、第 3 サンギヤ 23 s が自動変速機 20 M の第 5 回転要素とされ、第 3 キャリヤ 23 c を自動変速機 20 M の第 6 回転要素とされ、第 3 リングギヤ 23 r が自動変速機 20 M の第 7 回転要素とされる。

[0100] そして、自動変速機 20 M では、クラッチ C 1, C 2, C 5、ブレーキ B 1, B 2 および B 3 を図 25 に示すように係合または解放させて上述の第 1 ~ 第 7 回転要素の接続関係を変更することで、入力軸 20 i から出力ギヤ 20 o までの間に前進回転方向に 9 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 9 速段の前進段および後進段を設定することができる。

[0101] 具体的には、自動変速機 20 M の前進第 1 速段は、クラッチ C 1 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 2, C 3, C 5 およびブレーキ B 1 を解放させることにより形成される。すなわち、前進第 1 速段の形成に際しては、クラッチ C 1 により入力軸 20 i (第 3 サンギヤ 23 s)

とラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 サンギヤ 21 s (第 4 回転要素) とが互いに接続される。更に、ブレーキ B 2 によりラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 リングギヤ 21 r (第 2 回転要素) がミッションケース 11 に対して回転不能に固定される。前進第 2 速段は、クラッチ C 1 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, C 5 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 2 速段の形成に際しては、クラッチ C 1 により入力軸 20 i (第 3 サンギヤ 23 s) とラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 サンギヤ 21 s とが互いに接続される。更に、ブレーキ B 1 により第 3 遊星歯車 230 の第 3 キャリヤ 23 c およびラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 2 サンギヤ 22 s (第 1 および第 6 回転要素) がミッションケース 11 に回転不能に固定される。

[0102] 前進第 3 速段は、クラッチ C 5 およびブレーキ B 3 を係合させると共に、残余のクラッチ C 1, 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 3 速段の形成に際しては、クラッチ C 5 により第 2 ギヤ列 G 2 の第 2 ドリブンギヤ 29 と出力ギヤ 20 o (第 1 ドリブンギヤ 27) とが互いに接続される。更に、ブレーキ B 3 により第 3 遊星歯車 230 の第 3 リングギヤ 23 r (第 7 回転要素) がミッションケース 11 に回転不能に固定される。前進第 4 速段は、クラッチ C 1 およびブレーキ B 3 を係合させると共に、残余のクラッチ C 2, C 5、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 4 速段の形成に際しては、クラッチ C 1 により入力軸 20 i (第 3 サンギヤ 23 s) とラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 サンギヤ 21 s とが互いに接続される。更に、ブレーキ B 3 により第 3 遊星歯車 230 の第 3 リングギヤ 23 r がミッションケース 11 に回転不能に固定される。

[0103] 前進第 5 速段は、クラッチ C 1 および C 5 を係合させると共に、残余のクラッチ C 2、ブレーキ B 1, B 2 および B 3 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 1 により入力軸 20 i (第 3 サンギヤ 23 s) とラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 サン

ギヤ21sとが互いに接続される。更に、クラッチC5により第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29と出力ギヤ20o（第1ドリブンギヤ27）とが互いに接続される。前進第6速段は、クラッチC1およびC2を係合させると共に、残余のブレーキB1、B2およびB3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C1により入力軸20i（第3サンギヤ23s）とラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21sとが互いに接続される。更に、クラッチC2により入力軸20i（第3サンギヤ23s）とラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21r（第2回転要素）とが互いに接続される。

[0104] 前進第7速段は、クラッチC2およびC5を係合させると共に、残余のクラッチC1、ブレーキB1、B2およびB3を解放させることにより形成される。クラッチC2により入力軸20i（第3サンギヤ23s）とラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21rとが互いに接続される。更に、クラッチC5により第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29と出力ギヤ20o（第1ドリブンギヤ27）とが互いに接続される。前進第8速段は、クラッチC2およびブレーキB3を係合させると共に、残余のクラッチC1、C5、ブレーキB1およびB2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C2により入力軸20i（第3サンギヤ23s）とラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21rとが互いに接続される。更に、ブレーキB3により第3遊星歯車230の第3リングギヤ23rがトランスミッションケース11に回転不能に固定される。

[0105] 前進第9速段は、クラッチC2およびブレーキB1を係合させると共に、残余のクラッチC1、C5、ブレーキB1およびB2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C2により入力軸20i（第3サンギヤ23s）とラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21rとが互いに接続される。更に、ブレーキB1により第3遊星歯車230の第3キャリア23cおよびラビニヨ式遊星歯車機構25

の第2サンギヤ22sがトランスミッションケース11に回転不能に固定される。後進段は、ブレーキB2およびB3を係合させると共に、残余のクラッチC1, C2, C5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、後進段の形成に際しては、ブレーキB2によりラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21r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。更に、ブレーキB3により第3遊星歯車230の第3リングギヤ23rがトランスミッションケース11に回転不能に固定される。

[0106] 上述のように、自動変速機20Mでは、クラッチC1, C2, C5、ブレーキB1, B2およびB3の係脱により第1速段から第9速段までの前進段および後進段を形成することができる。そして、自動変速機20Mでは、前進第3速段、第5速段および第7速段が形成される際に、クラッチC1, C2およびブレーキB3の何れかとクラッチC5とが係合させられる。このようにクラッチC5を係合させた状態で出力ギヤ20oが回転すると、当該出力ギヤ20oおよび第1ドリブンギヤ27と一体かつ同方向に回転する第2ドリブンギヤ29に第2ドライブギヤ28を介して連結された第1リングギヤ21r（何れかの回転要素）が出力ギヤ20oに対して第2ギヤ列G2のギヤ比 g_{r2} に応じた回転速度で回転する。また、クラッチC5を係合させた状態で出力ギヤ20oが回転すると、ラビニヨ式遊星歯車機構25の出力要素である第1キャリア21cは、出力ギヤ20oに対して第1ギヤ列G1のギヤ比 g_{r1} に応じた回転速度で回転する。従って、クラッチC1, C2およびブレーキB3の何れかとクラッチC5とを係合させることで、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21rと第1キャリア21cとの間に、第1および第2ギヤ列G1, G2のギヤ比 g_{r1} , g_{r2} に応じた回転速度差を生じさせることができる。これにより、自動変速機20Mにおいても、クラッチC1, C2、ブレーキB1, B2およびB3の何れか2つを選択的に係合させることにより得られるもの以外の変速段を形成することが可能となる。

- [0107] すなわち、ブレーキB3の係合により第3遊星歯車230の第3キャリア23c(第6回転要素)を介してラビニヨ式遊星歯車機構25の第2サンギヤ22s(第1回転要素)に入力軸20iからのトルクが伝達される状態でクラッチC5を係合させると、第2ドリブンギヤ29が出力ギヤ20oおよび第1ドリブンギヤ27と一体かつ同方向に回転することで、図24に示すように、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21cを前進第4速段の形成時よりも減速させることができる。これにより、前進第2速段におけるギヤ比 γ_2 よりも小さく、かつ前進第4速段におけるギヤ比 γ_4 よりも大きいギヤ比 γ_3 の前進第3速段を形成することが可能となる。
- [0108] また、クラッチC1の係合により入力軸20iからラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21s(第4回転要素)に入力軸20iからのトルクが直接伝達される状態でクラッチC5を係合させると、第2ドリブンギヤ29が出力ギヤ20oおよび第1ドリブンギヤ27と一体かつ同方向に回転することで、図24に示すように、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21rを前進第4速段の形成時よりも増速させると共に、第1キャリア21cを前進6速段の形成時よりも減速させることができる。これにより、前進第4速段におけるギヤ比 γ_4 よりも小さく、かつ前進第6速段におけるギヤ比 γ_6 よりも大きいギヤ比 γ_5 の前進第5速段を形成することが可能となる。
- [0109] 更に、クラッチC2の係合により入力軸20iからラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21r(第2回転要素)にトルクが直接伝達される状態でクラッチC5を係合させると、第2ドリブンギヤ29が出力ギヤ20oおよび第1ドリブンギヤ27と一体かつ同方向に回転することで、図24に示すように、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21cを前進第8速段の形成時よりも減速させることができる。これにより、前進第6速段におけるギヤ比 γ_6 よりも小さく、かつ前進第8速段におけるギヤ比 γ_8 よりも大きいギヤ比 γ_7 の前進第7速段を形成することが可能となる。
- [0110] 上述のように、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21c(出力

要素) 以外の第2サンギヤ22s、第1サンギヤ21sおよび第1リングギヤ21rに入力軸20i側からのトルクが選択的に(順番に)伝達される自動変速機20Mでは、第1および第2ギヤ列G1、G2およびクラッチC5が追加されていない変速装置に対して3つの変速段(前進第3速段、第5速段および第7速段)を追加することができる。この結果、自動変速機20Mでは、中間段(前進第3速段、第5速段および第7速段)の追加により、ステップ比を適正化(より大きくなるのを抑制)することが可能となり、各変速段での加速性能や変速フィーリングを向上させることができる。従って、自動変速機20Mにおいても、変速段の多段化により車両の燃費を向上させると共にドライバビリティを良好に向上させることが可能となる。

[0111] また、自動変速機20Mにおいても、4要素式の複合遊星歯車機構であるラビニヨ式遊星歯車機構25と第1および第2ギヤ列G1、G2とクラッチC5とを組み合わせることで、装置全体の大型化や部品点数の増加を抑制しつつ、変速段の多段化を図ることが可能となる。更に、自動変速機20Mにおいても、図23に示すように、ブレーキB2を出力ギヤ20oの軸心(第2軸)の周りに配置することができるので、ラビニヨ式遊星歯車機構25の周囲(エンジンとは反対側の端部側)における体格の増加を抑制することが可能となる。

[0112] 図26は、本開示の第2実施形態における更に他の変形態様の自動変速機20Nを含む動力伝達装置10Nの概略構成図である。同図に示す自動変速機20Nは、上述の自動変速機20Mにおいてラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21r(第2回転要素)の代わりに第2サンギヤ22s(第1回転要素)に第2ギヤ列G2を構成する第2ドライブギヤ28を同軸に常時連結したものに相当する。また、自動変速機20Nにおいて、ブレーキB1は、第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29をミッションケース11に接続することによりラビニヨ式遊星歯車機構25の第2サンギヤ22s(第1固定可能要素)をミッションケース11に対して回転不能に固定する。更に、ブレーキB2は、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1

リングギヤ21r（第2固定可能要素）をトランスミッションケース11に接続するように構成されており、ラビニヨ式遊星歯車機構25の周囲に配置される。このように構成される自動変速機20Nにおいても、上述の自動変速機20Mと同様の作用効果を得ることが可能となる。

[0113] 図27は、本開示の第2実施形態における他の変形態様の自動変速機20Pを含む動力伝達装置10Pの概略構成図である。同図に示す自動変速機20Pは、上記自動変速機20Mにおいてラビニヨ式遊星歯車機構25をシングルピニオン式の第1および第2遊星歯車21, 22を組み合わせて構成されるCR-CR式の複合遊星歯車機構250で置き換えたものに相当する。図示するように、複合遊星歯車機構250の第1リングギヤ21rおよび第2キャリア22cには、第1ギヤ列G1の第1ドライブギヤ（外歯歯車）26が同軸に常時連結され、第1リングギヤ21rおよび第2キャリア22cは、複合遊星歯車機構250の出力要素として機能する。また、複合遊星歯車機構250の第1キャリア21cおよび第2リングギヤ22r（第2回転要素）には、第2ギヤ列G2の第2ドライブギヤ（外歯歯車）28が同軸に常時連結されている。図27に示す例において、第2ギヤ列G2のギヤ比 g_{r2} は、第1ギヤ列G1のギヤ比 g_{r1} よりも小さく定められている。

[0114] また、自動変速機20PのクラッチC1は、入力軸20i（第3サンギヤ23s）と複合遊星歯車機構250の第2サンギヤ22s（第4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る。クラッチC2は、入力軸20i（第3サンギヤ23s）と複合遊星歯車機構250の第1キャリア21cおよび第2リングギヤ22r（第2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る。ブレーキB1は、第3遊星歯車230の第3キャリア23cおよび複合遊星歯車機構250の第1サンギヤ21s（第1固定可能要素）をトランスミッションケース11に回転不能に固定（接続）すると共に第3キャリア23cおよび第1サンギヤ21sのトランスミッションケース11に対する固定を解除するものである。ブレーキB2は、第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29をトランスミッション

ケース 11 に接続することにより複合遊星歯車機構 250 の第 1 キャリヤ 21c および第 2 リングギヤ 22r (第 2 固定可能要素) をミッションケース 11 に対して固定するものである。ブレーキ B3 は、第 3 遊星歯車 230 の第 3 リングギヤ 23r をミッションケース 11 に回転不能に固定 (接続) すると共に第 3 リングギヤ 23r のミッションケース 11 に対する固定を解除するものである。クラッチ C5 は、第 2 ギヤ列 G2 の第 2 ドリブンギヤ 29 と出力ギヤ 20o (第 1 ドリブンギヤ 27) 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。

[0115] 自動変速機 20P では、図 28 に示す速度線図での並び順に従い、複合遊星歯車機構 250 の第 1 サンギヤ 21s が当該自動変速機 20P の第 1 回転要素とされ、第 1 キャリヤ 21c および第 2 リングギヤ 22r が自動変速機 20P の第 2 回転要素とされ、第 1 リングギヤ 21r および第 2 キャリヤ 22c が自動変速機 20M の第 3 回転要素とされ、第 2 サンギヤ 22s が自動変速機 20M の第 4 回転要素とされる。また、第 3 サンギヤ 23s が自動変速機 20P の第 5 回転要素とされ、第 3 キャリヤ 23c を自動変速機 20P の第 6 回転要素とされ、第 3 リングギヤ 23r が自動変速機 20P の第 7 回転要素とされる。

[0116] 上述のように構成される自動変速機 20P においても、クラッチ C1, C2, C5、ブレーキ B1, B2 および B3 の係脱により第 1 速段から第 9 速段までの前進段および後進段を形成することができる。すなわち、自動変速機 20P においても、第 1 および第 2 ギヤ列 G1, G2 およびクラッチ C5 が追加されていない変速装置に対して 3 つの変速段 (前進第 3 速段、第 5 速段および第 7 速段) を追加することが可能となる。この結果、自動変速機 20P では、中間段 (前進第 3 速段、第 5 速段および第 7 速段) の追加により、ステップ比を適正化 (より大きくなるのを抑制) することができるので、各変速段での加速性能や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 20P においても、変速段の多段化により車両の燃費を向上させると共にドライバビリティを良好に向上させることができる。

[0117] また、シングルピニオン式の第1および第2遊星歯車21, 22を組み合わせて構成されるCR-CR式の複合遊星歯車機構250を採用すれば、当該複合遊星歯車機構250の回転要素間の噛み合い損失を低減させて自動変速機20Pにおける動力の伝達効率をより向上させると共に、部品点数を削減して装置全体の重量増を抑制しつつ組立性を向上させることが可能となる。更に、自動変速機20Pにおいても、図27に示すように、ブレーキB2を出力ギヤ20oの軸心(第2軸)の周りに配置することができるので、複合遊星歯車機構250の周囲(エンジンとは反対側の端部側)における体格の増加を抑制することが可能となる。

[0118] 図29は、本開示の第2実施形態における更に他の変形態様の自動変速機20Qを含む動力伝達装置10Qの概略構成図である。同図に示す自動変速機20Qでは、当該自動変速機20Qの第1回転要素である複合遊星歯車機構250の第1サンギヤ21sに第2ギヤ列G2を構成する第2ドライブギヤ28が同軸に常時連結されている。図29に示す例において、第2ギヤ列G2のギヤ比 g_{r2} は、第1ギヤ列G1のギヤ比 g_{r1} よりも小さく定められている。また、自動変速機20Qにおいて、ブレーキB1は、第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29をミッションケース11に接続することにより複合遊星歯車機構250の第1サンギヤ21s(第1固定可能要素)をミッションケース11に対して回転不能に固定する。更に、ブレーキB2は、複合遊星歯車機構250の第1キャリア21cおよび第2リングギヤ22r(第2固定可能要素)をミッションケース11に接続するように構成されている。このように構成される自動変速機20Qにおいても、上述の自動変速機20Pと同様の作用効果を得ることが可能となる。

[0119] 図30は、本開示の第2実施形態における他の変形態様の自動変速機20Rを含む動力伝達装置10Rの概略構成図である。同図に示す自動変速機20Rでは、当該自動変速機20Rの第4回転要素である複合遊星歯車機構250の第2サンギヤ22sに第2ギヤ列G2を構成する第2ドライブギヤ2

8が同軸に常時連結されている。図30に示す例において、第2ギヤ列G2のギヤ比 g_r2 は、第1ギヤ列G1のギヤ比 g_r1 よりも大きく定められている。このように構成される自動変速機20Rにおいても、上述の自動変速機20Pと同様の作用効果を得ることが可能となる。

[0120] 図31は、本開示の第3実施形態における自動変速機20Sを含む動力伝達装置10Sの概略構成図である。なお、自動変速機20Sの構成要素のうち、上述の自動変速機20等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。

[0121] 図31に示す自動変速機20Sは、上述の自動変速機20において第3遊星歯車23とクラッチC4とを省略したものに相当する。自動変速機20Sにおいて、ラビニヨ式遊星歯車機構25は、図示するように、発進装置12すなわちエンジン側（図31における右側）から、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ミッションケース11内に配置される。また、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21rには、第1ギヤ列G1の第1ドライブギヤ（外歯歯車）26が同軸に常時連結され、第1リングギヤ21rは、ラビニヨ式遊星歯車機構25の出力要素として機能する。更に、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21c（第2回転要素）には、第2ギヤ列G2の第2ドライブギヤ（外歯歯車）28が同軸に常時連結されている。図31に示す例において、第2ギヤ列G2のギヤ比 g_r2 は、第1ギヤ列G1のギヤ比 g_r1 よりも小さく定められている。

[0122] また、自動変速機20SのクラッチC1は、入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第2サンギヤ22s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、入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21c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、入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21s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。ブレーキB1は、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギ

ヤ21s（第1固定可能要素）をトランスミッションケース11に回転不能に固定（接続）すると共に第1サンギヤ21sのトランスミッションケース11に対する固定を解除するものである。ブレーキB2は、第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29をトランスミッションケース11に回転不能に固定（接続）することによりラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21c（第2固定可能要素）をトランスミッションケース11に対して回転不能に固定するものである。クラッチC5は、第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29と出力ギヤ20o（第1ドリブンギヤ27）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。

[0123] 図32は、自動変速機20Sにおける入力軸20iの回転速度（入力回転速度）に対する各回転要素の回転速度の比を示す速度線図である（ただし、入力軸20iの回転速度を値1とする）。また、図33は、自動変速機20Sの各変速段とクラッチC1～C3、C5、ブレーキB1およびB2の作動状態との関係を示す作動表である。

[0124] 自動変速機20Sでは、図32に示す速度線図での並び順に従い、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21sが当該自動変速機20Sの第1回転要素とされ、第1キャリア21cが自動変速機20Sの第2回転要素とされ、第1リングギヤ21rが自動変速機20Sの第3回転要素とされ、第2サンギヤ22sが自動変速機20Sの第4回転要素とされる。そして、自動変速機20Sでは、クラッチC1～C3、C5、ブレーキB1およびB2を図33に示すように係合または解放させて上述の第1～第4回転要素の接続関係を変更することで、入力軸20iから出力ギヤ20oまでの間に前進回転方向に7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7速段の前進段および後進段を設定することができる。

[0125] 具体的には、自動変速機20Sの前進第1速段は、クラッチC1およびブレーキB2を係合させると共に、残余のクラッチC2、C3、C5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により入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機

構25の第2サンギヤ22s（第4回転要素）とが互いに接続される。更に、ブレーキB2によりラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21c（第2回転要素）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。前進第2速段は、クラッチC1およびブレーキB1を係合させると共に、残余のクラッチC2、C3、C5およびブレーキB2を解放させることにより形成される。すなわち、前進第2速段の形成に際しては、クラッチC1により入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第2サンギヤ22sとが互いに接続される。更に、ブレーキB1によりラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21s（第1回転要素）がトランスミッションケース11に回転不能に固定される。

[0126] 前進第3速段は、クラッチC1およびC5を係合させると共に、残余のクラッチC2、C3、ブレーキB1およびB2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C1により入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第2サンギヤ22sとが互いに接続される。更に、クラッチC5により第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29と出力ギヤ20o（第1ドリブンギヤ27）とが互いに接続される。前進第4速段は、クラッチC1およびC2を係合させると共に、残余のクラッチC3、C5、ブレーキB1およびB2を解放させることにより形成される。すなわち、前進第4速段の形成に際しては、クラッチC1により入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第2サンギヤ22sとが互いに接続される。更に、クラッチC2により入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21c（第2回転要素）とが互いに接続される。

[0127] 前進第5速段は、クラッチC2およびC5を係合させると共に、残余のクラッチC1、C3、ブレーキB1およびB2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C2により入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21cとが互いに接続される。更に、クラッチC5により第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29と出力ギヤ20o（第1ドリブンギヤ27）とが互いに接続される。前進

第6速段は、クラッチC2およびブレーキB1を係合させると共に、残余のクラッチC1, C3, C5およびブレーキB2を解放させることにより形成される。すなわち、前進第6速段の形成に際しては、クラッチC2により入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21cとが互いに接続される。更に、ブレーキB1によりラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21sがトランスミッションケース11に回転不能に固定される。

[0128] 前進第7速段は、クラッチC3およびC5を係合させると共に、残余のクラッチC1, C2, ブレーキB1およびB2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C3により入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21s（第1回転要素）とが互いに接続される。更に、クラッチC5により第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29と出力ギヤ20o（第1ドリブンギヤ27）とが互いに接続される。後進段は、クラッチC3およびブレーキB2を係合させると共に、残余のクラッチC1, C2, C5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、後進段の形成に際しては、クラッチC3により入力軸20iとラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21sとが互いに接続される。更に、ブレーキB2により第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29、すなわち第2ドライブギヤ28を介して第2ドリブンギヤ29に連結される第1キャリア21c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。

[0129] 上述のように、自動変速機20Sでは、クラッチC1~C3, C5、ブレーキB1およびB2の係脱により第1速段から第7速段までの前進段および後進段を形成することができる。そして、自動変速機20Sでは、前進第3速段、第5速段および第7速段が形成される際に、クラッチC1~C3の何れかとクラッチC5とが係合させられる。このようにクラッチC5を係合させた状態で出力ギヤ20oが回転すると、当該出力ギヤ20oおよび第1ドリブンギヤ27と一体かつ同方向に回転する第2ドリブンギヤ29に第2ドライブギヤ28を介して連結された第1キャリア21c（何れかの回転要素

) が出力ギヤ200に対して第2ギヤ列G2のギヤ比 g_{r2} に応じた回転速度で回転する。また、クラッチC5を係合させた状態で出力ギヤ200が回転すると、ラビニヨ式遊星歯車機構25の出力要素である第1リングギヤ21rは、出力ギヤ200に対して第1ギヤ列G1のギヤ比 g_{r1} に応じた回転速度で回転する。従って、クラッチC1~C3の何れかとクラッチC5とを係合させることで、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21rと第1キャリア21cとの間に、第1および第2ギヤ列G1, G2のギヤ比 g_{r1} , g_{r2} に応じた回転速度差を生じさせることができる。これにより、自動変速機20Sにおいても、クラッチC1~C3、ブレーキB1およびB2の何れか2つを選択的に係合させることにより得られるもの以外の変速段を形成することが可能となる。

[0130] すなわち、クラッチC1の係合により入力軸20iからラビニヨ式遊星歯車機構25の第2サンギヤ22s（第4回転要素）にトルクが直接伝達される状態でクラッチC5を係合させると、第2ドリブンギヤ29が出力ギヤ200および第1ドリブンギヤ27と一体かつ同方向に回転することで、図32に示すように、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21cを前進第2速段の形成時よりも増速させると共に、第1リングギヤ21rを前進4速段の形成時よりも減速させることができる。これにより、前進第2速段におけるギヤ比 γ_2 よりも小さく、かつ前進第4速段におけるギヤ比 γ_4 よりも大きいギヤ比 γ_3 の前進第3速段を形成することが可能となる。

[0131] また、クラッチC2の係合により入力軸20iからラビニヨ式遊星歯車機構25の第1キャリア21c（第2回転要素）にトルクが直接伝達される状態でクラッチC5を係合させると、第2ドリブンギヤ29が出力ギヤ200および第1ドリブンギヤ27と一体かつ同方向に回転することで、図32に示すように、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21rを前進第4速段の形成時よりも増速させることができる。これにより、前進第4速段におけるギヤ比 γ_4 よりも小さく、かつ前進第6速段におけるギヤ比 γ_6 よりも大きいギヤ比 γ_5 の前進第5速段を形成することが可能となる。

[0132] 更に、クラッチC3の係合により入力軸20iからラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21s（第1回転要素）にトルクが直接伝達される状態でクラッチC5を係合させると、第2ドリブンギヤ29が出力ギヤ20oおよび第1ドリブンギヤ27と一体かつ同方向に回転することで、図32に示すように、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21rを前進第6速段の形成時よりも増速させることができる。これにより、前進第6速段におけるギヤ比 γ_6 よりも小さいギヤ比 γ_7 の前進第7速段を形成することが可能となる。

[0133] 上述のように、ラビニヨ式遊星歯車機構25の第1リングギヤ21r（出力要素）以外の第2サンギヤ22s、第1キャリア21cおよび第1サンギヤ21sに入力軸20iからのトルクが選択的に（順番に）伝達される自動変速機20Sでは、第1および第2ギヤ列G1、G2およびクラッチC5が追加されていない変速装置（特開2010-216568号公報参照）に対して3つの変速段（前進第3速段、第5速段および第7速段）を追加することができる。この結果、自動変速機20Sでは、最高速段である前進第7速段の追加によりスプレッドをより大きくして、特に高車速時の車両の燃費を向上させることが可能となる。更に、中間段（前進第3速段および第5速段）の追加により、ステップ比を適正化（より大きくなるのを抑制）して変速フィーリングを向上させることができる。従って、自動変速機20Sによっても、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可能となる。また、自動変速機20Sにおいても、4要素式の複合遊星歯車機構であるラビニヨ式遊星歯車機構25と第1および第2ギヤ列G1、G2とクラッチC5とを組み合わせることで、装置全体の大型化や部品点数の増加を抑制しつつ、変速段の多段化を図ることが可能となる。更に、自動変速機20Sにおいても、図13に示すように、ブレーキB2を出力ギヤ20oの軸心（第2軸）の周りに配置することができるので、ラビニヨ式遊星歯車機構25の周囲における体格の増加を抑制することが可能となる。

[0134] 図34は、本開示の第3実施形態における変形態様の自動変速機20Tを

含む動力伝達装置 10T の概略構成図である。同図に示す自動変速機 20T において、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 31 における右側）から、第 1 遊星歯車 21、第 2 遊星歯車 22 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。また、自動変速機 20T では、ラビニヨ式遊星歯車機構 25 の第 1 キャリヤ 21c（第 2 回転要素）の代わりに第 1 サンギヤ 21s（第 1 回転要素）に第 2 ギヤ列 G2 を構成する第 2 ドライブギヤ 28 が常時連結される。図 34 に示す例において、第 2 ギヤ列 G2 のギヤ比 $g_r 2$ は、第 1 ギヤ列 G1 のギヤ比 $g_r 1$ よりも小さく定められている。このように構成される自動変速機 20T においても、上述の自動変速機 20S と同様の作用効果を得ることが可能となる。

[0135] 図 35 は、本開示の第 3 実施形態における他の変形態様の自動変速機 20U を含む動力伝達装置 10U の概略構成図である。同図に示す自動変速機 20U は、上述の自動変速機 20J において第 3 遊星歯車 23 を省略したものに相当する。図示するように、自動変速機 20U のクラッチ C1 は、入力軸 20i と複合遊星歯車機構 250 の第 1 サンギヤ 21s（第 4 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。このように構成される自動変速機 20U においても、上述の自動変速機 20S と同様の作用効果を得ることが可能となる。また、シングルピニオン式の第 1 および第 2 遊星歯車 21、22 を組み合わせて構成される CR-CR 式の複合遊星歯車機構 250 を採用すれば、当該複合遊星歯車機構 250 の回転要素間の噛み合い損失を低減させて自動変速機 20U における動力の伝達効率をより向上させると共に、部品点数を削減して装置全体の重量増を抑制しつつ組立性を向上させることが可能となる。

[0136] 図 36 は、本開示の第 3 実施形態における更に他の変形態様の自動変速機 20V を含む動力伝達装置 10V の概略構成図である。同図に示す自動変速機 20V では、当該自動変速機 20V の第 4 回転要素である複合遊星歯車機構 250 の第 1 サンギヤ 21s に第 2 ギヤ列 G2 を構成する第 2 ドライブギ

ヤ28が同軸に常時連結されている。図36に示す例において、第2ギヤ列G2のギヤ比 g_{r2} は、第1ギヤ列G1のギヤ比 g_{r1} よりも大きく定められている。また、自動変速機20Vにおいて、ブレーキB2は、複合遊星歯車機構250の第1リングギヤ21rおよび第2キャリア22c（第2固定可能要素）をトランスミッションケース11に接続するように構成されており、複合遊星歯車機構250の周囲に配置される。このように構成される自動変速機20Vにおいても、上述の自動変速機20Uと同様の作用効果を得ることが可能となる。

[0137] 図37は、本開示の第3実施形態における他の変形態様の自動変速機20Xを含む動力伝達装置10Xの概略構成図である。同図に示す自動変速機20Xでは、当該自動変速機20Xの第1回転要素である複合遊星歯車機構250の第2サンギヤ22sに第2ギヤ列G2を構成する第2ドライブギヤ28が常時連結されている。図37に示す例において、第2ギヤ列G2のギヤ比 g_{r2} は、第1ギヤ列G1のギヤ比 g_{r1} よりも小さく定められている。また、自動変速機20Xにおいて、ブレーキB1は、第2ギヤ列G2の第2ドリブンギヤ29をトランスミッションケース11に接続することにより複合遊星歯車機構250の第2サンギヤ22s（第1固定可能要素）をトランスミッションケース11に対して回転不能に固定する。更に、ブレーキB2は、複合遊星歯車機構250の第1リングギヤ21rおよび第2キャリア22c（第2固定可能要素）をトランスミッションケース11に接続するように構成されており、複合遊星歯車機構250の周囲に配置される。このように構成される自動変速機20Xにおいても、上述の自動変速機20Uと同様の作用効果を得ることが可能となる。

[0138] なお、上述の自動変速機20～20Xにおいて、クラッチC1～C5、ブレーキB1～B3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。また、自動変速機20～20Xにおいて、第1～第3遊星歯車21, 22, 23, 230におけるギヤ比 $\lambda_1 \sim \lambda_3$ は、上記説明において例示されたものには限られない。更に、第

1 および第2ギヤ列G 1, G 2の代わりに、互いに異なる速度比を有する2つの巻き掛け伝動機構が用いられてもよい。また、図7に示す自動変速機20Bにおいて、ブレーキB 1は、第2ギヤ列G 2の第2ドリブンギヤ29をトランスミッションケース11に接続することによりラビニヨ式遊星歯車機構25の第1サンギヤ21sをトランスミッションケース11に対して回転不能に固定するが、これに限られるものではない。すなわち、図38に示す自動変速機20B'のように、ブレーキB 1は、入力軸20i(第1軸)の周りに配置されてもよい。これにより、ブレーキB 1の摩擦板の外径(摩擦材の面積)を大きくして、摩擦板(摩擦材)の枚数の増加を抑制しつつ、当該ブレーキB 1のトルク容量や熱容量を良好に確保することが可能となる。

[0139] 以上説明したように、本開示の変速装置は、入力部材(20i)と、出力部材(20o)と、出力要素(21r, 21c, 21cおよび22c, 21cおよび22r, 21rおよび22c)を含む少なくとも4つの回転要素を有する複合遊星歯車機構(25, 25W, 250)と、それぞれ前記複合遊星歯車機構(25)の前記回転要素の何れかと前記入力部材(20i)を含む他の回転要素または静止部材(11)とを接続すると共に両者の接続を解除する少なくとも5つの係合要素(B 1, B 2, C 1, C 2, C 3)とを含み、前記入力部材(20i)に伝達された動力を変速して前記出力部材(20o)に伝達する変速装置(20~20X)において、前記複合遊星歯車機構(25, 25W, 250)の前記出力要素に常時連結された第1ドライブギヤ(26)と、前記出力部材(20o)に常時連結されると共に前記第1ドライブギヤ(26)から動力が伝達される第1ドリブンギヤ(27)とを含む第1ギヤ列(G 1)と、前記複合遊星歯車機構(25)の前記出力要素以外の何れかの前記回転要素に常時連結された第2ドライブギヤ(28)と、該第2ドライブギヤ(28)からの動力により前記第1ドリブンギヤ(27)と同方向に回転する第2ドリブンギヤ(29)とを含み、前記第1ギヤ列とは異なるギヤ比を有する第2ギヤ列(G 2)と、前記第2ドリブンギヤ(29)と前記出力部材(20o)とを互いに接続すると共に、両者の接続

を解除する出力側係合要素（C5）とを備えるものである。

[0140] すなわち、本開示の変速装置は、少なくとも5つの係合要素の少なくとも何れか2つを選択的に係合させることで複数の変速段を形成可能な変速機に対して、第1および第2ギヤ列と、出力側係合要素とを追加したものに相当する。第1ギヤ列は、複合遊星歯車機構の出力要素に常時連結された第1ドライブギヤと、出力部材に常時連結されると共に第1ドライブギヤから動力が伝達される第1ドリブンギヤとを含むものである。また、第2ギヤ列は、複合遊星歯車機構の出力要素以外の何れかの回転要素に常時連結された第2ドライブギヤと、当該第2ドライブギヤからの動力により第1ドリブンギヤと同方向に回転する第2ドリブンギヤとを含み、第1ギヤ列とは異なるギヤ比を有するものである。更に、出力側係合要素は、第2ドリブンギヤと出力部材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。

[0141] かかる変速装置では、出力側係合要素を係合させた状態で出力部材が回転すると、当該出力部材と一体に回転する第2ドリブンギヤに第2ドライブギヤを介して連結された上記何れかの回転要素が出力部材に対して第2ギヤ列のギヤ比に応じた回転速度で回転する。また、出力側係合要素を係合させた状態で出力部材が回転すると、複合遊星歯車機構の出力要素は、出力部材に対して第1ギヤ列のギヤ比に応じた回転速度で回転する。従って、少なくとも5つの係合要素のうちの何れかと出力側係合要素とを係合させることで、複合遊星歯車機構の出力要素と上記何れかの回転要素との間に、第1および第2ギヤ列のギヤ比に応じた回転速度差を生じさせることができる。これにより、本開示の変速装置では、少なくとも5つの係合要素の少なくとも何れか2つを選択的に係合させることにより得られるもの以外の変速段を形成することが可能となる。例えば、複合遊星歯車機構の出力要素以外の回転要素に入力部材側からの動力が選択的に伝達される場合には、第1および第2ギヤ列と出力側係合要素とが追加されていない変速装置に対して少なくとも3つの変速段を追加することができる。この結果、本開示の変速装置では、変速段の多段化により、車両の燃費やドライバビリティをより向上させるこ

とが可能となる。

[0142] また、前記複合遊星歯車機構（25, 25W, 250）は、ギヤ比に対応して順番に並ぶ第1回転要素（21s, 22s, 21s, 22s, 21s）、第2回転要素（21c, 21r, 22r, 21rおよび22c, 21cおよび22r）、第3回転要素（21r, 21c, 21cおよび22c, 21cおよび22r, 21rおよび22c）、および第4回転要素（22s, 21s, 21rおよび22s, 21s, 22s）を有してもよく、前記出力要素は、前記第3回転要素であってもよく、前記何れかの回転要素は、前記第1、第2または第4回転要素であってもよい。このような4要素式の複合遊星歯車機構と第1および第2ギヤ列と出力側係合要素とを組み合わせることで、装置全体の大型化や部品点数の増加を抑制しつつ、変速段の多段化を図ることが可能となる。

[0143] 更に、前記5つの係合要素は、前記第1回転要素を前記静止部材（11）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第1係合要素（B1）と、前記第2回転要素を前記静止部材（11）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第2係合要素（B2）と、前記第4回転要素に前記入力部材側からの動力を伝達すると共に該動力の伝達を解除する第3係合要素（C1）と、前記第2回転要素に前記入力部材側からの動力を伝達すると共に該動力の伝達を解除する第4係合要素（C2）と、前記第1回転要素に前記入力部材側からの動力を伝達すると共に該動力の伝達を解除する第5係合要素（C3, B3）とを含んでもよい。これにより、第3、第4および第5係合要素を選択的に係合させることで、第1、第2および第4回転要素に対して選択的に入力部材側からの動力を伝達することが可能となる。

[0144] また、前記変速装置（20, 20B, 20C, 20D, 20E, 20F）は、ギヤ比に対応して順番に並ぶ第5回転要素（23s）、第6回転要素（23r）、および第7回転要素（23c）を有する遊星歯車（23）と、第6係合要素とを更に備えてもよく、前記第5および第7回転要素（23s,

23c)の一方は前記静止部材(11)に常時接続され、他方は前記入力部材(20i)に常時連結されてもよく、前記第3係合要素(C1)は、前記第4回転要素と前記第6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てもよく、前記第4係合要素(C2)は、前記第2回転要素と前記入力部材とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除してもよく、前記第5係合要素(C3)は、前記第1回転要素と前記第6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てもよく、前記第6係合要素(C4)は、前記第1回転要素と前記入力部材とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除してもよい。かかる変速装置は、第1から第6係合要素の何れか2つを選択的に係合させることで第1速段から第8速段までの前進段を形成可能な変速装置に、上記第1および第2ギヤ列と出力側係合要素とを追加したものに相当する。従って、この変速装置では、第1速段から第12速段、第1速段から第11速段、第1速段から第10速段、あるいは第1速段から第9速段までの前進段を形成することができる。これにより、変速段の多段化により、車両の燃費とドライバビリティとの双方を極めて良好に向上させることが可能となる。

[0145] 具体的には、次のように第1から第6係合要素並びに出力側係合要素を係合させることにより、第1速段から第12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2および第3係合要素(B2, C1)を係合させることにより形成される。前進第2速段は、第1および第3係合要素(B1, C1)を係合させることにより形成される。前進第3速段は、第3係合要素(C1)および出力側係合要素(C5)を係合させることにより形成される。前進第4速段は、第3および第5係合要素(C1, C3)を係合させることにより形成される。前進第5速段は、第3および第6係合要素(C1, C4)を係合させることにより形成される。前進第6速段は、第3および第4係合要素(C1, C2)を係合させることにより形成される。前進第7速段は、第5係合要素(C3)および出力側係合要素(C5)を係合させることにより形成される。前進第8速段は、第4およ

び第6係合要素（C 2， C 4）を係合させることにより形成される。前進第9速段は、第4係合要素（C 2）および出力側係合要素（C 5）を係合させることにより形成される。前進第10速段は、第4および第5係合要素（C 2， C 3）を係合させることにより形成される。前進第11速段は、第1および第4係合要素（B 1， C 2）を係合させることにより形成される。前進第12速段は、第6係合要素（C 4）および出力側係合要素（C 5）を係合させることにより形成される。後進段は、第2および第5係合要素（B 2， C 3）を係合させることにより形成される。

[0146] また、次のように第1から第6係合要素並びに出力側係合要素を係合させることにより、第1速段から第11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2および第3係合要素（B 2， C 1）を係合させることにより形成される。前進第2速段は、第1および第3係合要素（B 1， C 1）を係合させることにより形成される。前進第3速段は、第3係合要素（C 1）および出力側係合要素（C 5）を係合させることにより形成される。前進第4速段は、第3および第5係合要素（C 1， C 3）を係合させることにより形成される。前進第5速段は、第3および第6係合要素（C 1， C 4）を係合させることにより形成される。前進第6速段は、第3および第4係合要素（C 1， C 2）を係合させることにより形成される。前進第7速段は、第4および第6係合要素（C 2， C 4）を係合させることにより形成される。前進第8速段は、第4係合要素（C 2）および出力側係合要素（C 5）を係合させることにより形成される。前進第9速段は、第4および第5係合要素（C 2， C 3）を係合させることにより形成される。前進第10速段は、第1および第4係合要素（B 1， C 2）を係合させることにより形成される。前進第11速段は、第6係合要素（C 4）および出力側係合要素（C 5）を係合させることにより形成される。後進第1段は、第2および第5係合要素（B 2， C 3）を係合させることにより形成される。後進第2段は、第2および第6係合要素（B 2， C 4）を係合させることにより形成される。

[0147] 更に、次のように第1から第6係合要素並びに出力側係合要素を係合させることにより、第1速段から第10速段までの前進段と後進段とを形成することができる。すなわち、前進第1速段は、第2および第3係合要素（B2，C1）を係合させることにより形成される。前進第2速段は、第1および第3係合要素を係合させることにより形成される。前進第3速段は、第3および第5係合要素（C1，C3）を係合させることにより形成される。前進第4速段は、第3および第6係合要素（C1，C4）を係合させることにより形成される。前進第5速段は、第3および第4係合要素（C1，C2）を係合させることにより形成される。前進第6速段は、第4および第6係合要素（C2，C4）を係合させることにより形成される。前進第7速段は、第4係合要素（C2）および出力側係合要素（C5）を係合させることにより形成される。前進第8速段は、第4および第5係合要素（C2，C3）を係合させることにより形成される。前進第9速段は、第1および第4係合要素（B1，C2）を係合させることにより形成される。前進第10速段は、第6係合要素（C4）および出力側係合要素（C5）を係合させることにより形成される。後進段は、第2および第5係合要素（B2，C3）を係合させることにより形成される。

[0148] また、次のように第1から第6係合要素並びに出力側係合要素を係合させることにより、第1速段から第9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2および第3係合要素（B2，C1）を係合させることにより形成される。前進第2速段は、第1および第3係合要素（B1，C1）を係合させることにより形成される。前進第3速段は、第3および第5係合要素（C1，C3）を係合させることにより形成される。前進第4速段は、第3および第6係合要素（C1，C4）を係合させることにより形成される。前進第5速段は、第3および第4係合要素（C1，C2）を係合させることにより形成される。前進第6速段は、第4および第6係合要素（C2，C4）を係合させることにより形成される。前進第7速段は、第4係合要素（C2）および第5係合要素（C3）を係合させる

ことにより形成される。前進第8速段は、第1および第4係合要素（B1，C2）を係合させることにより形成される。前進第9速段は、第6係合要素（C4）および出力側係合要素（C5）を係合させることにより形成される。後進段は、第2および第5係合要素（B2，C3）を係合させることにより形成される。

[0149] 更に、前記遊星歯車は、第3サンギヤ（23s）と、第3リングギヤ（23r）と、互いに噛合すると共に一方が前記第3サンギヤ（23s）に他方が前記第3リングギヤ（23r）に噛合する2つのピニオンギヤ（23pa，23pb）の組を自転自在かつ公転自在に複数保持する第3キャリア（23c）とを有するダブルピニオン式遊星歯車であってもよく、前記第5回転要素は、前記第3サンギヤ（23s）であってもよく、前記第6回転要素は、前記第3リングギヤ（23r）であってもよく、前記第7回転要素は、前記第3キャリア（23c）であってもよい。

[0150] また、前記変速装置（20G，20H，20I，20J，20K，20L）は、ギヤ比に対応して順番に並ぶ第5回転要素（23s）、第6回転要素（23c，23r）、および第7回転要素（23r，23c）を有する遊星歯車（230，23）を更に備えてもよく、前記第5および第7回転要素の一方は前記静止部材（11）に常時接続され、他方は前記入力部材（20i）に常時連結されてもよく、前記第3係合要素（C1）は、前記第4回転要素と前記第6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てもよく、第4係合要素（C2）は、前記第2回転要素と前記入力部材とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除してもよく、前記第5係合要素（C3）は、前記第1回転要素と前記第6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てもよい。かかる変速装置は、第1から第5係合要素の何れか2つを選択的に係合させることで第1速段から第6速段までの前進段を形成可能な変速装置に、上記第1および第2ギヤ列と出力側係合要素とを追加したものに相当する。従って、この変速装置では、第1速段から第9速段までの前進段を形成することができる。これにより、変速段の多段化により

、車両の燃費とドライバビリティとの双方を向上させることが可能となる。

[0151] そして、この変速装置では、次のように第1から第5係合要素並びに出力側係合要素を係合させることにより、第1速段から第9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2および第3係合要素（B2，C1）を係合させることにより形成される。前記第2速段は、第1および第3係合要素（B1，C1）を係合させることにより形成される。前進第3速段は、第3係合要素（C1）および出力側係合要素（C5）を係合させることにより形成される。前進第4速段は、第3および第5係合要素（C1，C3）を係合させることにより形成される。前進第5速段は、第5係合要素（C3）および出力側係合要素（C5）を係合させることにより形成される。前進第6速段は、第3および第4係合要素（C1，C2）を係合させることにより形成される。前進第7速段は、第4係合要素（C2）および出力側係合要素（C5）を係合させることにより形成される。前進第8速段は、第4および第5係合要素（C2，C3）を係合させることにより形成される。前進第9速段は、第1および第4係合要素（B1，C2）を係合させることにより形成される。後進段は、第2および第5係合要素（B2，C3）を係合させることにより形成される。

[0152] 更に、次のように第1から第5係合要素並びに出力側係合要素を係合させても、第1速段から第9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2および第3係合要素（B2，C1）を係合させることにより形成される。前記第2速段は、第1および第3係合要素（B1，C1）を係合させることにより形成される。前進第3速段は、第3係合要素（C1）および出力側係合要素（C5）を係合させることにより形成される。前進第4速段は、第3および第5係合要素（C1，C3）を係合させることにより形成される。前進第5速段は、第3および第4係合要素（C1，C2）を係合させることにより形成される。前進第6速段は、第4および第5係合要素（C2，C3）を係合させることにより形成される。前

進第7速段は、第4係合要素（C2）および出力側係合要素（C5）を係合させることにより形成される。前進第8速段は、第1および第4係合要素（B1, C2）を係合させることにより形成される。前進第9速段は、第5係合要素（C3）および出力側係合要素（C5）を係合させることにより形成される。後進段は、第2および第5係合要素（B2, C3）を係合させることにより形成される。

[0153] また、前記変速装置（20M, 20N, 20P, 20Q, 20R）は、ギヤ比に対応して順番に並ぶ第5回転要素（23s）、第6回転要素（23c）、および第7回転要素（23r）を有する遊星歯車（23）を更に備えてもよく、前記第5回転要素（23s）は、前記入力部材（20i）に常時連結されてもよく、前記第3係合要素（C1）は、前記第4回転要素と前記入力部材（20i）とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除してもよく、第4係合要素（C2）は、前記第2回転要素と前記入力部材（20i）とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除してもよく、前記第5係合要素（B3）は、前記第7回転要素（23r）を前記静止部材（11）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てもよい。かかる変速装置も、第1から第5係合要素の何れか2つを選択的に係合させることで第1速段から第6速段までの前進段を形成可能な変速装置に、上記第1および第2ギヤ列と出力側係合要素とを追加したものに相当する。従って、この変速装置では、第1速段から第9速段までの前進段を形成することができる。これにより、変速段の多段化により、車両の燃費とドライバビリティとの双方を向上させることが可能となる。

[0154] そして、この変速装置では、次のように第1から第5係合要素並びに出力側係合要素を係合させることにより、第1速段から第9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2および第3係合要素（B2, C1）を係合させることにより形成される。前進第2速段は、第1および第3係合要素（B1, C1）を係合させることにより形成される。前進第3速段は、第5係合要素（B3）および出力側係合要素（

C 5) を係合させることにより形成される。前進第 4 速段は、第 3 および第 5 係合要素 (C 1, B 3) を係合させることにより形成される。前進第 5 速段は、第 3 係合要素 (C 1) および出力側係合要素 (C 5) を係合させることにより形成される。前進第 6 速段は、第 3 および第 4 係合要素 (C 1, C 2) を係合させることにより形成される。前進第 7 速段は、第 4 係合要素 (C 2) および出力側係合要素 (C 5) を係合させることにより形成される。前進第 8 速段は、第 4 および第 5 係合要素 (C 2, B 3) を係合させることにより形成される。前進第 9 速段は、第 1 および第 4 係合要素 (B 1, C 2) を係合させることにより形成される。後進段は、第 2 および第 5 係合要素 (B 2, B 3) を係合させることにより形成される。

[0155] 更に、前記遊星歯車は、第 3 サンギヤ (23 s) と、第 3 リングギヤ (23 r) と、それぞれ前記第 3 サンギヤ (23 s) および前記第 3 リングギヤ (23 r) に噛合する複数の第 3 ピニオンギヤ (23 p) を自転自在かつ公転自在に保持する第 3 キャリヤ (23 c) とを有するシングルピニオン式遊星歯車であってもよく、前記第 5 回転要素は、前記静止部材 (11) に常時接続される前記第 3 サンギヤ (23 s) であってもよく、前記 6 回転要素は、前記第 3 キャリヤ (23 c) であってもよく、前記第 7 回転要素は、前記第 3 リングギヤ (23 r) であってもよい。

[0156] また、前記遊星歯車は、第 3 サンギヤ (23 s) と、第 3 リングギヤ (23 r) と、互いに噛合すると共に一方が前記第 3 サンギヤ (23 s) に他方が前記第 3 リングギヤ (23 r) に噛合する 2 つのピニオンギヤ (23 p a, 23 p b) の組を自転自在かつ公転自在に複数保持する第 3 キャリヤ (23 c) とを有するダブルピニオン式遊星歯車であってもよく、前記第 5 回転要素は、前記第 3 サンギヤ (23 s) であってもよく、前記 6 回転要素は、前記第 3 リングギヤ (23 r) であってもよく、前記第 7 回転要素は、前記静止部材 (11) に常時接続される前記第 3 キャリヤ (23 c) であってもよい。

[0157] 更に、前記第 3 係合要素 (C 1) は、前記第 4 回転要素と前記入力部材 (

20i)とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除してもよく、前記第4係合要素(C2)は、前記第2回転要素と前記入力部材(20i)とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除してもよく、前記第5係合要素(C3)は、前記第1回転要素と前記入力部材(20i)とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除してもよい。かかる変速装置(20S, 20T, 20U, 20V, 20X)は、第1から第5係合要素の何れか2つを選択的に係合させることで第1速段から第4速段までの前進段を形成可能な変速装置に、上記第1および第2ギヤ列と出力側係合要素とを追加したものに相当する。従って、この変速装置では、第1速段から第7速段までの前進段を形成することができる。これにより、低コスト化された変速装置において、変速段の多段化により、車両の燃費やドライバビリティを向上させることが可能となる。

[0158] そして、この変速装置では、次のように第1から第5係合要素並びに出力側係合要素を係合させることにより、第1速段から第7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2および第3係合要素(B2, C1)を係合させることにより形成される。前進第2速段は、第1および第3係合要素(B1, C1)を係合させることにより形成される。前進第3速段は、第3係合要素(C1)および出力側係合要素(C5)を係合させることにより形成される。前進第4速段は、第3および第4係合要素(C1, C2)を係合させることにより形成される。前進第5速段は、第4係合要素(C2)および出力側係合要素(C5)を係合させることにより形成される。前進第6速段は、第1および第4係合要素(B1, C2)を係合させることにより形成される。前進第7速段は、第5係合要素(C3)および出力側係合要素(C5)を係合させることにより形成される。後進段は、第2および第5係合要素(B2, C3)を係合させることにより形成される。

[0159] また、前記複合遊星歯車機構(25)は、第1サンギヤ(21s)と、第2サンギヤ(22s)と、前記第1サンギヤ(21s)に噛合する第1ピニ

オンギヤ（21p）と、前記第2サンギヤ（22s）に噛合すると共に前記第1ピニオンギヤ（21p）に噛合する第2ピニオンギヤ（22p）と、前記第1および第2ピニオンギヤ（21p, 22p）を自転自在かつ公転自在に保持する第1キャリア（21c）と、前記第2ピニオンギヤ（22p）に噛合する第1リングギヤ（21r）とを有するラビニヨ式遊星歯車機構であってもよく、前記第1回転要素は、前記第1サンギヤ（21s）であってもよく、前記第2回転要素は、前記第1キャリア（21c）であってもよく、前記第3回転要素は、前記第1リングギヤ（21r）であってもよく、前記第4回転要素は、前記第2サンギヤ（22s）であってもよい。このように、複合遊星歯車機構として、ラビニヨ式遊星歯車機構を採用すれば、部品点数を削減して変速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。

[0160] 更に、前記複合遊星歯車機構（25）は、第1サンギヤ（21s）と、第2サンギヤ（22s）と、前記第1サンギヤ（21s）に噛合する第1ピニオンギヤ（21p）と、前記第2サンギヤ（22s）に噛合すると共に前記第1ピニオンギヤ（21p）に噛合する第2ピニオンギヤ（22p）と、前記第1および第2ピニオンギヤ（21p, 22p）を自転自在かつ公転自在に保持する第1キャリア（21c）と、前記第2ピニオンギヤ（22p）に噛合する第1リングギヤ（21r）とを有するラビニヨ式遊星歯車機構であってもよく、前記第1回転要素は、前記第2サンギヤ（22s）であってもよく、前記第2回転要素は、前記第1リングギヤ（21r）であってもよく、前記第3回転要素は、前記第1キャリア（21c）であってもよく、前記第4回転要素は、前記第1サンギヤ（21s）であってもよい。

[0161] また、前記複合遊星歯車機構（25W）は、第1サンギヤ（21s）と、第1リングギヤ（21r）と、それぞれ前記第1サンギヤ（21s）および前記第1リングギヤ（21r）に噛合する複数の第1ピニオンギヤ（21p）を自転自在かつ公転自在に保持する第1キャリア（21c）とを有するシングルピニオン式の第1遊星歯車（21）と、第2サンギヤ（22s）と、

第2リングギヤ(22r)と、それぞれ前記第2サンギヤ(22s)および前記第2リングギヤ(22r)に噛合する複数の第2ピニオンギヤ(22p)を自転自在かつ公転自在に保持する第2キャリア(22c)とを有するシングルピニオン式の第2遊星歯車(22)とを含んでもよく、前記第1回転要素は、前記第1サンギヤ(21s)であり、前記第2回転要素は、前記第2リングギヤ(22r)であってもよく、前記第3回転要素は、常時連結された前記第1および第2キャリア(21c, 22c)であってもよく、前記第4回転要素は、常時連結された前記第1リングギヤ(21r)および前記第2サンギヤ(22s)であってもよい。このようなシングルピニオン式の第1および第2遊星歯車を組み合わせて構成される複合遊星歯車機構を採用しても、部品点数を削減して変速装置の重量増を抑制しつつ組立性をより向上させることが可能となる。加えて、このような複合遊星歯車機構によれば、第1遊星歯車を包囲するように第2遊星歯車を配置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。

[0162] この場合、前記第1リングギヤ(21r)および前記第2サンギヤ(22s)は、一体化されてもよく、前記複合遊星歯車機構(25W)は、前記第1ピニオンギヤ(21p)と前記第2ピニオンギヤ(22p)とが径方向からみて軸方向に少なくとも部分的に重なり合うように配置されてもよい。

[0163] 更に、前記複合遊星歯車機構(250)は、第1サンギヤ(21s)と、第1リングギヤ(21r)と、それぞれ前記第1サンギヤ(21s)および前記第1リングギヤ(21r)に噛合する複数の第1ピニオンギヤ(21p)を自転自在かつ公転自在に保持する第1キャリア(21c)とを有するシングルピニオン式の第1遊星歯車(21)と、第2サンギヤ(22s)と、第2リングギヤ(22r)と、それぞれ前記第2サンギヤ(22s)および前記第2リングギヤ(22r)に噛合する複数の第2ピニオンギヤ(22p)を自転自在かつ公転自在に保持する第2キャリア(22c)とを有するシングルピニオン式の第2遊星歯車(22)とを含んでもよく、前記第1回転要素は、前記第2サンギヤ(22s)であってもよく、前記第2回転要素は

、常時連結された前記第1リングギヤ(21r)および前記第2キャリア(22c)であってもよく、前記第3回転要素は、常時連結された前記第1キャリア(21c)および第2リングギヤ(22r)であってもよく、前記第4回転要素は、前記第1サンギヤ(21s)であってもよい。このように、複合遊星歯車機構として、2つのシングルピニオン式の遊星歯車を含む、いわゆるCR-CR式の複合遊星歯車機構を採用しても、複合遊星歯車機構の回転要素間の噛み合い損失を低減させて変速装置における動力の伝達効率をより向上させると共に、部品点数を削減して装置全体の重量増を抑制しつつ組立性を向上させることが可能となる。

[0164] また、前記複合遊星歯車機構(250)は、第1サンギヤ(21s)と、第1リングギヤ(21r)と、それぞれ前記第1サンギヤ(21s)および前記第1リングギヤ(21r)に噛合する複数の第1ピニオンギヤ(21p)を自転自在かつ公転自在に保持する第1キャリア(21c)とを有するシングルピニオン式の第1遊星歯車(21)と、第2サンギヤ(22s)と、第2リングギヤ(22r)と、それぞれ前記第2サンギヤ(22s)および前記第2リングギヤ(22r)に噛合する複数の第2ピニオンギヤ(22p)を自転自在かつ公転自在に保持する第2キャリア(22c)とを有するシングルピニオン式の第2遊星歯車(22)とを含んでもよく、前記第1回転要素は、前記第1サンギヤ(21s)であってもよく、前記第2回転要素は、常時連結された前記第1キャリア(21c)および前記第2リングギヤ(22r)であってもよく、前記第3回転要素は、常時連結された前記第1リングギヤ(21r)および第2キャリア(22c)であってもよく、前記第4回転要素は、前記第2サンギヤ(21s)であってもよい。

[0165] 更に、前記第1ドライブギヤ(26)は、前記複合遊星歯車機構(25)の前記出力要素と一体に回転する外歯歯車であってもよく、前記第1ドリブンギヤ(27)は、前記第1ドライブギヤ(26)に噛合すると共に前記出力部材(20o)と一体に回転する外歯歯車であってもよく、前記第2ドライブギヤ(28)は、前記複合遊星歯車機構(25)の前記何れかの回転要

素と一体に回転する外歯歯車であってもよく、前記第2ドリブンギヤ(29)は、前記第2ドライブギヤ(28)に噛合する外歯歯車であってもよい。これにより、変速装置の大型化を抑制しつつ、複合遊星歯車機構の出力要素と上記何れかの回転要素とを出力部材に連結することが可能となる。

- [0166] また、前記第1ギヤ列のギヤ比および前記第2ギヤ列のギヤ比の一方は、1.00であってもよい。
- [0167] 更に、前記出力部材は、車両の前輪に連結されたデファレンシャルギヤに動力を伝達するものであってもよい。
- [0168] また、前記複合遊星歯車機構(25, 25W, 250)は、それぞれ3つの回転要素を有する第1遊星歯車(21)と第2遊星歯車(22)とを含んでもよく、前記第1遊星歯車(21)の何れか2つの回転要素の一方が前記第2遊星歯車(22)の何れか2つの回転要素の一方に常時連結されると共に、前記第1遊星歯車(21)の前記何れか2つの回転要素の他方が前記第2遊星歯車(22)の前記何れか2つの回転要素の他方に常時連結されてもよい。
- [0169] 更に、前記少なくとも5つの係合要素(B1, B2, C1, C2, C3, C4)は、それぞれ前記複合遊星歯車機構(25, 25W, 250)の前記出力要素以外の前記回転要素の何れかと、前記入力部材(20i)を含む前記他の回転要素の何れかとを互いに接続すると共に、両者の接続を解除する複数のクラッチ(C1, C2, C3, C4)を含んでもよく、前記変速装置は、前記少なくとも5つの係合要素(B1, B2, C1, C2, C3, C4)を選択的に係合させて複数の前進段と少なくとも1つの後進段とを形成すると共に、前記複数のクラッチ(C1, C2, C3, C4)の何れか1つと前記出力側係合要素(C5)とを係合させて前記複数の前進段とは異なる少なくとも2つの前進段を形成するものであってもよい。
- [0170] また、前記複数のクラッチ(C1, C2, C3, C4)は、前記複合遊星歯車機構(25, 25W, 250)の前記出力要素以外の前記回転要素の何れかと、前記入力部材(20i)および該入力部材(20i)よりも減速さ

れた回転数で回転する前記他の回転要素の何れか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い。

[0171] そして、本開示の発明は上記実施形態に何ら限定されるものではなく、本開示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、上記実施形態は、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

[0172] 本開示の発明は、変速装置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] 入力部材と、出力部材と、出力要素を含む少なくとも4つの回転要素を有する複合遊星歯車機構と、それぞれ前記複合遊星歯車機構の前記回転要素の何れかと前記入力部材を含む他の回転要素または静止部材とを接続すると共に両者の接続を解除する少なくとも5つの係合要素とを含み、前記入力部材に伝達された動力を変速して前記出力部材に伝達する変速装置において、

前記複合遊星歯車機構の前記出力要素に常時連結された第1ドライブギヤと、前記出力部材に常時連結されると共に前記第1ドライブギヤから動力が伝達される第1ドリブンギヤとを含む第1ギヤ列と、

前記複合遊星歯車機構の前記出力要素以外の何れかの前記回転要素に常時連結された第2ドライブギヤと、該第2ドライブギヤからの動力により前記第1ドリブンギヤと同方向に回転する第2ドリブンギヤとを含み、前記第1ギヤ列とは異なるギヤ比を有する第2ギヤ列と、

前記第2ドリブンギヤと前記出力部材とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除する出力側係合要素と、

を備える変速装置。

[請求項2] 請求項1に記載の変速装置において、

前記複合遊星歯車機構は、ギヤ比に対応して順番に並ぶ第1回転要素、第2回転要素、第3回転要素、および第4回転要素を有し、

前記出力要素は、前記第3回転要素であり、前記何れかの回転要素は、前記第1、第2または第4回転要素であ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5つの係合要素は、

前記第1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第1係合要素と、

前記第2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第2係合要素と、

前記第4回転要素に前記入力部材側からの動力を伝達すると共に該動力の伝達を解除する第3係合要素と、

前記第2回転要素に前記入力部材側からの動力を伝達すると共に該動力の伝達を解除する第4係合要素と、

前記第1回転要素に前記入力部材側からの動力を伝達すると共に該動力の伝達を解除する第5係合要素とを含む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、

ギヤ比に対応して順番に並ぶ第5回転要素、第6回転要素、および第7回転要素を有する遊星歯車と、第6係合要素とを更に備え、

前記第5および第7回転要素の一方は前記静止部材に常時接続され、他方は前記入力部材に常時連結され、

前記第3係合要素は、前記第4回転要素と前記第6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4係合要素は、前記第2回転要素と前記入力部材とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記第5係合要素は、前記第1回転要素と前記第6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6係合要素は、前記第1回転要素と前記入力部材とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除す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2および第3係合要素の係合により前進第1速段が形成され、

前記第1および第3係合要素の係合により前進第2速段が形成され、

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

前記第 3 および第 5 係合要素の係合により前進第 4 速段が形成され、
、
前記第 3 および第 6 係合要素の係合により前進第 5 速段が形成され、
、
前記第 3 および第 4 係合要素の係合により前進第 6 速段が形成され、
、
前記第 5 係合要素および前記出力側係合要素の係合により前進第 7 速段が形成され、
前記第 4 および第 6 係合要素の係合により前進第 8 速段が形成され、
、
前記第 4 係合要素および前記出力側係合要素の係合により前進第 9 速段が形成され、
前記第 4 および第 5 係合要素の係合により前進第 10 速段が形成され、
、
前記第 1 および第 4 係合要素の係合により前進第 11 速段が形成され、
、
前記第 6 係合要素および前記出力側係合要素の係合により前進第 12 速段が形成され、
前記第 2 および第 5 係合要素の係合により後進段が形成されることを特徴とする変速装置。

[請求項 6]

請求項 4 に記載の変速装置において、
前記第 2 および第 3 係合要素の係合により前進第 1 速段が形成され、
、
前記第 1 および第 3 係合要素の係合により前進第 2 速段が形成され、
、
前記第 3 係合要素および前記出力側係合要素の係合により前進第 3 速段が形成され、
前記第 3 および第 5 係合要素の係合により前進第 4 速段が形成され

、
前記第3および第6係合要素の係合により前進第5速段が形成され
、
前記第3および第4係合要素の係合により前進第6速段が形成され
、
前記第4および第6係合要素の係合により前進第7速段が形成され
、
前記第4係合要素および前記出力側係合要素の係合により前進第8速段が形成され、
前記第4および第5係合要素の係合により前進第9速段が形成され
、
前記第1および第4係合要素の係合により前進第10速段が形成され、
前記第6係合要素および前記出力側係合要素の係合により前進第11速段が形成され、
前記第2および第5係合要素の係合により後進第1速段が形成され
、
前記第2および第6係合要素の係合により後進第2速段が形成されることを特徴とする変速装置。

[請求項7]

請求項4に記載の変速装置において、
前記第2および第3係合要素の係合により前進第1速段が形成され
、
前記第1および第3係合要素の係合により前進第2速段が形成され
、
前記第3および第5係合要素の係合により前進第3速段が形成され
、
前記第3および第6係合要素の係合により前進第4速段が形成され
、

前記第3および第4係合要素の係合により前進第5速段が形成され、
前記第4および第6係合要素の係合により前進第6速段が形成され、
前記第4係合要素および前記出力側係合要素の係合により前進第7速段が形成され、
前記第4および第5係合要素の係合により前進第8速段が形成され、
前記第1および第4係合要素の係合により前進第9速段が形成され、
前記第6係合要素および前記出力側係合要素の係合により前進第10速段が形成され、
前記第2および第5係合要素の係合により後進段が形成されることを特徴とする変速装置。

[請求項8]

請求項4に記載の変速装置において、
前記第2および第3係合要素の係合により前進第1速段が形成され、
前記第1および第3係合要素の係合により前進第2速段が形成され、
前記第3および第5係合要素の係合により前進第3速段が形成され、
前記第3および第6係合要素の係合により前進第4速段が形成され、
前記第3および第4係合要素の係合により前進第5速段が形成され、
前記第4および第6係合要素の係合により前進第6速段が形成され、
前記第4係合要素および前記第5係合要素の係合により前進第7速

段が形成され、

前記第 1 および第 4 係合要素の係合により前進第 8 速段が形成され

、

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

前記第 2 および第 5 係合要素の係合により後進段が形成されることを特徴とする変速装置。

[請求項9]

請求項 4 から 8 の何れか一項に記載の変速装置において、

前記遊星歯車は、第 3 サンギヤと、第 3 リングギヤと、互いに噛合すると共に一方が前記第 3 サンギヤに他方が前記第 3 リングギヤに噛合する 2 つのピニオンギヤの組を自転自在かつ公転自在に複数保持する第 3 キャリヤとを有するダブルピニオン式遊星歯車であり、前記第 5 回転要素は、前記第 3 サンギヤであり、前記 6 回転要素は、前記第 3 リングギヤであり、前記第 7 回転要素は、前記第 3 キャリヤであることを特徴とする変速装置。

[請求項10]

請求項 3 に記載の変速装置において、

ギヤ比に対応して順番に並ぶ第 5 回転要素、第 6 回転要素、および第 7 回転要素を有する遊星歯車を更に備え、

前記第 5 および第 7 回転要素の一方は前記静止部材に常時接続され、他方は前記入力部材に常時連結され、

前記第 3 係合要素は、前記第 4 回転要素と前記第 6 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、

第 4 係合要素は、前記第 2 回転要素と前記入力部材とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記第 5 係合要素は、前記第 1 回転要素と前記第 6 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ことを特徴とする変速装置。

[請求項11]

請求項 10 に記載の変速装置において、

前記第 2 および第 3 係合要素の係合により前進第 1 速段が形成され、
、
前記第 1 および第 3 係合要素の係合により前進第 2 速段が形成され、
、
前記第 3 係合要素および前記出力側係合要素の係合により前進第 3 速段が形成され、
前記第 3 係合要素および前記第 5 係合要素の係合により前進第 4 速段が形成され、
前記第 5 係合要素および前記出力側係合要素の係合により前進第 5 速段が形成され、
前記第 3 および第 4 係合要素の係合により前進第 6 速段が形成され、
、
前記第 4 係合要素および前記出力側係合要素の係合により前進第 7 速段が形成され、
前記第 4 および第 5 係合要素の係合により前進第 8 速段が形成され、
、
前記第 1 および第 4 係合要素の係合により前進第 9 速段が形成され、
、
前記第 2 および第 5 係合要素の係合により後進段が形成されることを特徴とする変速装置。

[請求項 12]

請求項 10 に記載の変速装置において、
前記第 2 および第 3 係合要素の係合により前進第 1 速段が形成され、
、
前記第 1 および第 3 係合要素の係合により前進第 2 速段が形成され、
、
前記第 3 係合要素および前記出力側係合要素の係合により前進第 3 速段が形成され、
前記第 3 および前記第 5 係合要素の係合により前進第 4 速段が形成

され、

前記第3および第4係合要素の係合により前進第5速段が形成され

、

前記第4および第5係合要素の係合により前進第6速段が形成され

、

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

前記第1および第4係合要素の係合により前進第8速段が形成され

、

前記第5係合要素および前記出力側係合要素の係合により前進第7速段が形成され、

前記第2および第5係合要素の係合により後進段が形成されることを特徴とする変速装置。

[請求項13]

請求項3に記載の変速装置において、

ギヤ比に対応して順番に並ぶ第5回転要素、第6回転要素、および第7回転要素を有する遊星歯車を更に備え、

前記第5回転要素は、前記入力部材に常時連結され、

前記第3係合要素は、前記第4回転要素と前記入力部材とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

第4係合要素は、前記第2回転要素と前記入力部材とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記第5係合要素は、前記第7回転要素を前記静止部材に接続して回転不能に固定すると共に、両者の接続を解除することを特徴とする変速装置。

[請求項14]

請求項13に記載の変速装置において、

前記第2および第3係合要素の係合により前進第1速段が形成され

、

前記第1および第3係合要素の係合により前進第2速段が形成され

、
前記第 5 係合要素および前記出力側係合要素の係合により前進第 3 速段が形成され、
前記第 3 および第 5 係合要素の係合により前進第 4 速段が形成され、
、
前記第 3 係合要素および前記出力側係合要素の係合により前進第 5 速段が形成され、
前記第 3 および第 4 係合要素の係合により前進第 6 速段が形成され、
、
前記第 4 係合要素および前記出力側係合要素の係合により前進第 7 速段が形成され、
前記第 4 および第 5 係合要素の係合により前進第 8 速段が形成され、
、
前記第 1 および第 4 係合要素の係合により前進第 9 速段が形成され、
、
前記第 2 および第 5 係合要素の係合により後進段が形成されることを特徴とする変速装置。

[請求項15]

請求項 10 から 14 の何れか一項に記載の変速装置において、
前記遊星歯車は、第 3 サンギヤと、第 3 リングギヤと、それぞれ前記第 3 サンギヤおよび前記第 3 リングギヤに噛合する複数の第 3 ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第 3 キャリヤとを有するシングルピニオン式遊星歯車であり、前記第 5 回転要素は、前記静止部材に常時接続される前記第 3 サンギヤであり、前記 6 回転要素は、前記第 3 キャリヤであり、前記第 7 回転要素は、前記第 3 リングギヤであることを特徴とする変速装置。

[請求項16]

請求項 10 または 11 に記載の変速装置において、
前記遊星歯車は、第 3 サンギヤと、第 3 リングギヤと、互いに噛合すると共に一方が前記第 3 サンギヤに他方が前記第 3 リングギヤに噛

合する2つのピニオンギヤの組を自転自在かつ公転自在に複数保持する第3キャリアとを有するダブルピニオン式遊星歯車であり、前記第5回転要素は、前記第3サンギヤであり、前記6回転要素は、前記第3リングギヤであり、前記第7回転要素は、前記静止部材に常時接続される前記第3キャリアであることを特徴とする変速装置。

[請求項17]

請求項3に記載の変速装置において、

前記第3係合要素は、前記第4回転要素と前記入力部材とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記第4係合要素は、前記第2回転要素と前記入力部材とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記第5係合要素は、前記第1回転要素と前記入力部材とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除することを特徴とする変速装置。

[請求項18]

請求項17に記載の変速装置において、

前記第2および第3係合要素の係合により前進第1速段が形成され、

前記第1および第3係合要素の係合により前進第2速段が形成され、

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

前記第3および第4係合要素の係合により前進第4速段が形成され、

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

前記第1および第4係合要素の係合により前進第6速段が形成され、

前記第5係合要素および前記出力側係合要素の係合により前進第7速段が形成され、

前記第2および第5係合要素の係合により後進段が形成されること

を特徴とする変速装置。

[請求項19] 請求項4から11, 17および18の何れか一項に記載の変速装置において、

前記複合遊星歯車機構は、第1サンギヤと、第2サンギヤと、前記第1サンギヤに噛合する第1ピニオンギヤと、前記第2サンギヤに噛合すると共に前記第1ピニオンギヤに噛合する第2ピニオンギヤと、前記第1および第2ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第1キャリアと、前記第2ピニオンギヤに噛合する第1リングギヤとを有するラビニヨ式遊星歯車機構であり、前記第1回転要素は、前記第1サンギヤであり、前記第2回転要素は、前記第1キャリアであり、前記第3回転要素は、前記第1リングギヤであり、前記第4回転要素は、前記第2サンギヤであることを特徴とする変速装置。

[請求項20] 請求項13または14に記載の変速装置において、

前記複合遊星歯車機構は、第1サンギヤと、第2サンギヤと、前記第1サンギヤに噛合する第1ピニオンギヤと、前記第2サンギヤに噛合すると共に前記第1ピニオンギヤに噛合する第2ピニオンギヤと、前記第1および第2ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第1キャリアと、前記第2ピニオンギヤに噛合する第1リングギヤとを有するラビニヨ式遊星歯車機構であり、

前記第1回転要素は、前記第2サンギヤであり、前記第2回転要素は、前記第1リングギヤであり、前記第3回転要素は、前記第1キャリアであり、前記第4回転要素は、前記第1サンギヤであることを特徴とする変速装置。

[請求項21] 請求項4から11, 17および18の何れか一項に記載の変速装置において、

前記複合遊星歯車機構は、第1サンギヤと、第1リングギヤと、それぞれ前記第1サンギヤおよび前記第1リングギヤに噛合する複数の第1ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第1キャリアと

を有するシングルピニオン式の第1遊星歯車と、第2サンギヤと、第2リングギヤと、それぞれ前記第2サンギヤおよび前記第2リングギヤに噛合する複数の第2ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第2キャリアとを有するシングルピニオン式の第2遊星歯車とを含み、

前記第1回転要素は、前記第1サンギヤであり、前記第2回転要素は、前記第2リングギヤであり、前記第3回転要素は、常時連結された前記第1および第2キャリアであり、前記第4回転要素は、常時連結された前記第1リングギヤおよび前記第2サンギヤであることを特徴とする変速装置。

[請求項22]

請求項21に記載の変速装置において、

前記第1リングギヤおよび前記第2サンギヤは、一体化され、

前記複合遊星歯車機構は、前記第1ピニオンギヤと前記第2ピニオンギヤとが径方向からみて軸方向に少なくとも部分的に重なり合うように配置されることを特徴とする変速装置。

[請求項23]

請求項10、12、17および18の何れか一項に記載の変速装置において、

前記複合遊星歯車機構は、第1サンギヤと、第1リングギヤと、それぞれ前記第1サンギヤおよび前記第1リングギヤに噛合する複数の第1ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第1キャリアとを有するシングルピニオン式の第1遊星歯車と、第2サンギヤと、第2リングギヤと、それぞれ前記第2サンギヤおよび前記第2リングギヤに噛合する複数の第2ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第2キャリアとを有するシングルピニオン式の第2遊星歯車とを含み、

前記第1回転要素は、前記第2サンギヤであり、前記第2回転要素は、常時連結された前記第1リングギヤおよび前記第2キャリアであり、前記第3回転要素は、常時連結された前記第1キャリアおよび第

2リングギヤであり、前記第4回転要素は、前記第1サンギヤであることを特徴とする変速装置。

[請求項24]

請求項13または14に記載の変速装置において、

前記複合遊星歯車機構は、第1サンギヤと、第1リングギヤと、それぞれ前記第1サンギヤおよび前記第1リングギヤに噛合する複数の第1ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第1キャリアとを有するシングルピニオン式の第1遊星歯車と、第2サンギヤと、第2リングギヤと、それぞれ前記第2サンギヤおよび前記第2リングギヤに噛合する複数の第2ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第2キャリアとを有するシングルピニオン式の第2遊星歯車とを含み、

前記第1回転要素は、前記第1サンギヤであり、前記第2回転要素は、常時連結された前記第1キャリアおよび前記第2リングギヤであり、前記第3回転要素は、常時連結された前記第1リングギヤおよび第2キャリアであり、前記第4回転要素は、前記第2サンギヤであることを特徴とする変速装置。

[請求項25]

請求項1から24の何れか一項に記載の変速装置において、

前記第1ドライブギヤは、前記複合遊星歯車機構の前記出力要素と一体に回転する外歯歯車であり、前記第1ドリブンギヤは、前記第1ドライブギヤに噛合すると共に前記出力部材と一体に回転する外歯歯車であり、

前記第2ドライブギヤは、前記複合遊星歯車機構の前記何れかの回転要素と一体に回転する外歯歯車であり、前記第2ドリブンギヤは、前記第2ドライブギヤに噛合する外歯歯車であることを特徴とする変速装置。

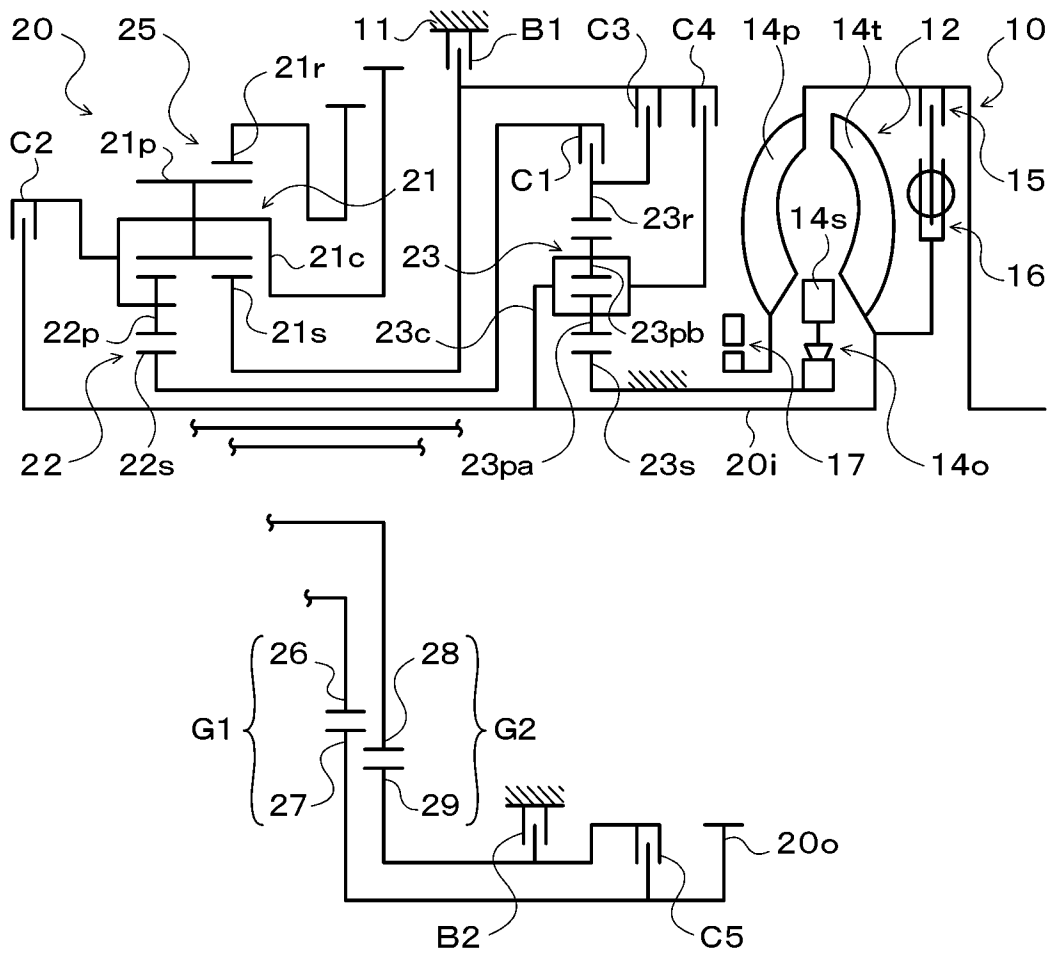
[請求項26]

請求項25に記載の変速装置において、

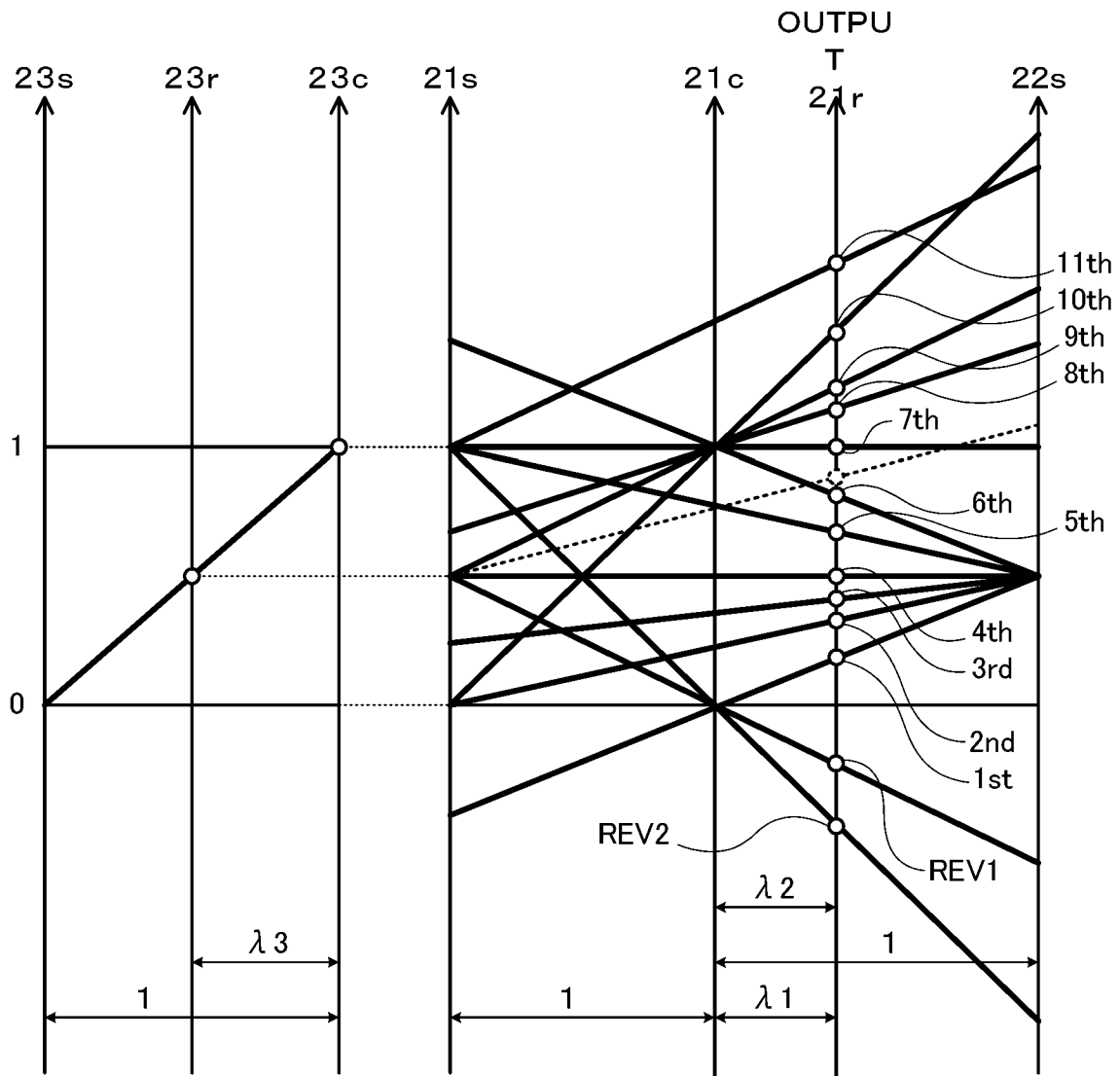
前記第1ギヤ列のギヤ比および前記第2ギヤ列のギヤ比の一方は、1.00であることを特徴とする変速装置。

- [請求項27] 請求項1から26の何れか一項に記載の変速装置において、
前記出力部材は、車両の前輪に連結されたデファレンシャルギヤに動力を伝達することを特徴とする変速装置。
- [請求項28] 請求項1に記載の変速装置において、
前記複合遊星歯車機構は、それぞれ3つの回転要素を有する第1遊星歯車と第2遊星歯車とを含み、
前記第1遊星歯車の何れか2つの回転要素の一方が前記第2遊星歯車の何れか2つの回転要素の一方に常時連結されると共に、前記第1遊星歯車の前記何れか2つの回転要素の他方が前記第2遊星歯車の前記何れか2つの回転要素の他方に常時連結されることを特徴とする変速装置。
- [請求項29] 請求項1または28に記載の変速装置において、
前記少なくとも5つの係合要素は、それぞれ前記複合遊星歯車機構の前記出力要素以外の前記回転要素の何れかと、前記入力部材を含む前記他の回転要素の何れかとを互いに接続すると共に、両者の接続を解除する複数のクラッチを含み、
前記少なくとも5つの係合要素を選択的に係合させて複数の前進段と少なくとも1つの後進段とを形成すると共に、前記複数のクラッチの何れか1つと前記出力側係合要素とを係合させて前記複数の前進段とは異なる少なくとも2つの前進段を形成することを特徴とする変速装置。
- [請求項30] 請求項29に記載の変速装置において、
前記複数のクラッチは、前記複合遊星歯車機構の前記出力要素以外の前記回転要素の何れかと、前記入力部材および該入力部材よりも減速された回転数で回転する前記他の回転要素の何れかとを互いに接続すると共に、両者の接続を解除することを特徴とする変速装置。

[図1]



[図2]



[図3]

	C1	C2	C3	C4	C5	B1	B2	GEAR RATIO	STEP RATIO
1st	○	-	-	-	-	-	○	5.200	1.750
2nd	○	-	-	-	-	○	-	2.971	1.252
3rd	○	-	-	-	○	-	-	2.374	1.217
4th	○	-	○	-	-	-	-	1.950	1.327
5th	○	-	-	○	-	-	-	1.470	1.201
6th	○	○	-	-	-	-	-	1.224	1.224
7th	-	○	-	○	-	-	-	1.000	1.150
8th	-	○	-	-	○	-	-	0.870	1.064
9th	-	○	○	-	-	-	-	0.817	1.192
10th	-	○	-	-	-	○	-	0.686	1.172
11th	-	-	-	○	○	-	-	0.585	
REV1	-	-	○	-	-	-	○	-4,255	0.818
REV2	-	-	-	○	-	-	○	-2.182	0.420
	※ “○”: ENGAGED, “-”: RELEASED							SPREAD	8.889

[図4]

	C1	C2	C3	C4	C5	B1	B2	GEAR RATIO	STEP RATIO
1st	○	-	-	-	-	-	○	5.200	1.750
2nd	○	-	-	-	-	○	-	2.971	1.252
3rd	○	-	-	-	○	-	-	2.374	1.217
4th	○	-	○	-	-	-	-	1.950	1.327
5th	○	-	-	○	-	-	-	1.470	1.201
6th	○	○	-	-	-	-	-	1.224	1.073
7th	-	-	○	-	○	-	-	1.141	1.141
8th	-	○	-	○	-	-	-	1.000	1.150
9th	-	○	-	-	○	-	-	0.870	1.064
10th	-	○	○	-	-	-	-	0.817	1.192
11th	-	○	-	-	-	○	-	0.686	1.172
12th	-	-	-	○	○	-	-	0.585	
REV.	-	-	○	-	-	-	○	-4,255	0.818
	※ “○”: ENGAGED, “-”: RELEASED							SPREAD	8.889

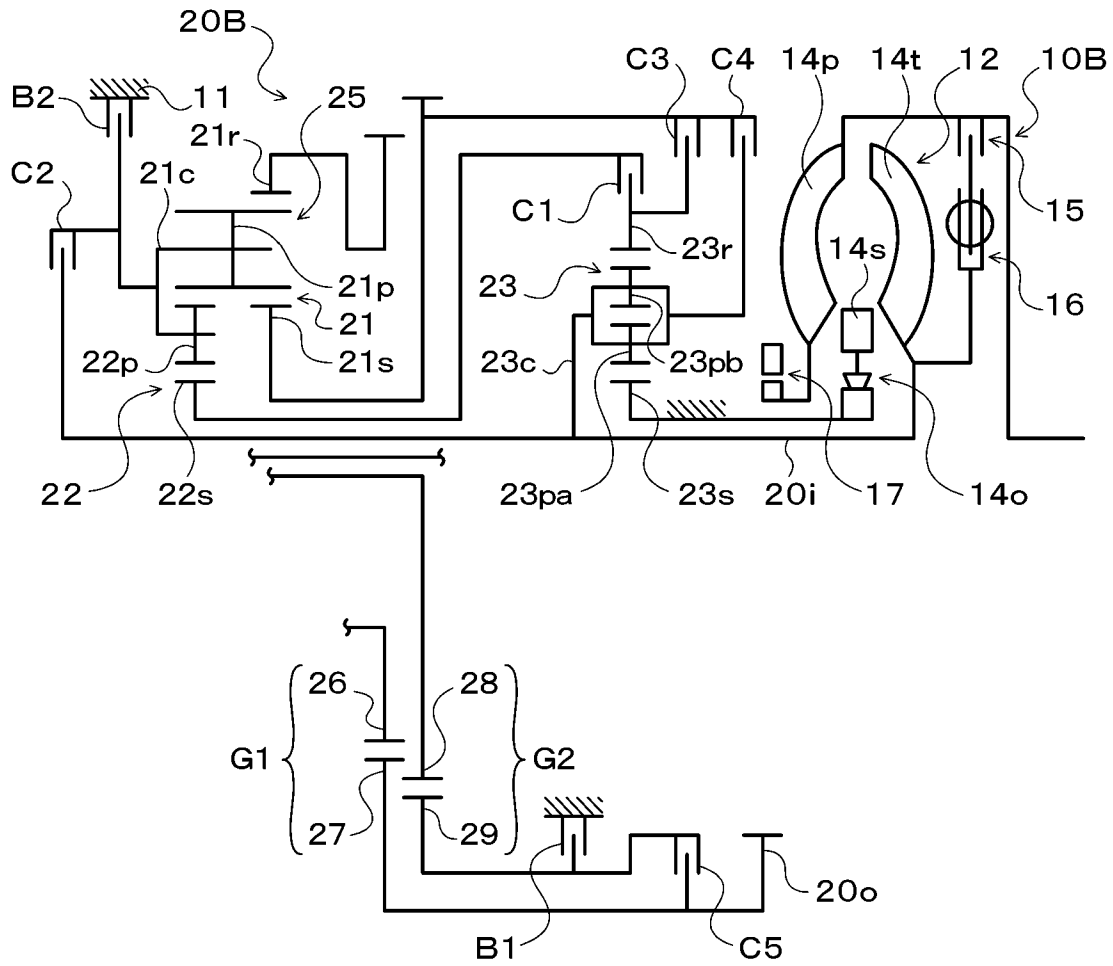
[図5]

	C1	C2	C3	C4	C5	B1	B2	GEAR RATIO	STEP RATIO
1st	○	-	-	-	-	-	○	5.200	1.750
2nd	○	-	-	-	-	○	-	2.971	1.524
3rd	○	-	○	-	-	-	-	1.950	1.327
4th	○	-	-	○	-	-	-	1.470	1.201
5th	○	○	-	-	-	-	-	1.224	1.224
6th	-	○	-	○	-	-	-	1.000	1.150
7th	-	○	-	-	○	-	-	0.870	1.064
8th	-	○	○	-	-	-	-	0.817	1.192
9th	-	○	-	-	-	○	-	0.686	1.172
10th	-	-	-	○	○	-	-	0.585	
REV.	-	-	○	-	-	-	○	-4,255	0.818
	※ “○”:ENGAGED, “-”:RELEASED							SPREAD	8.889

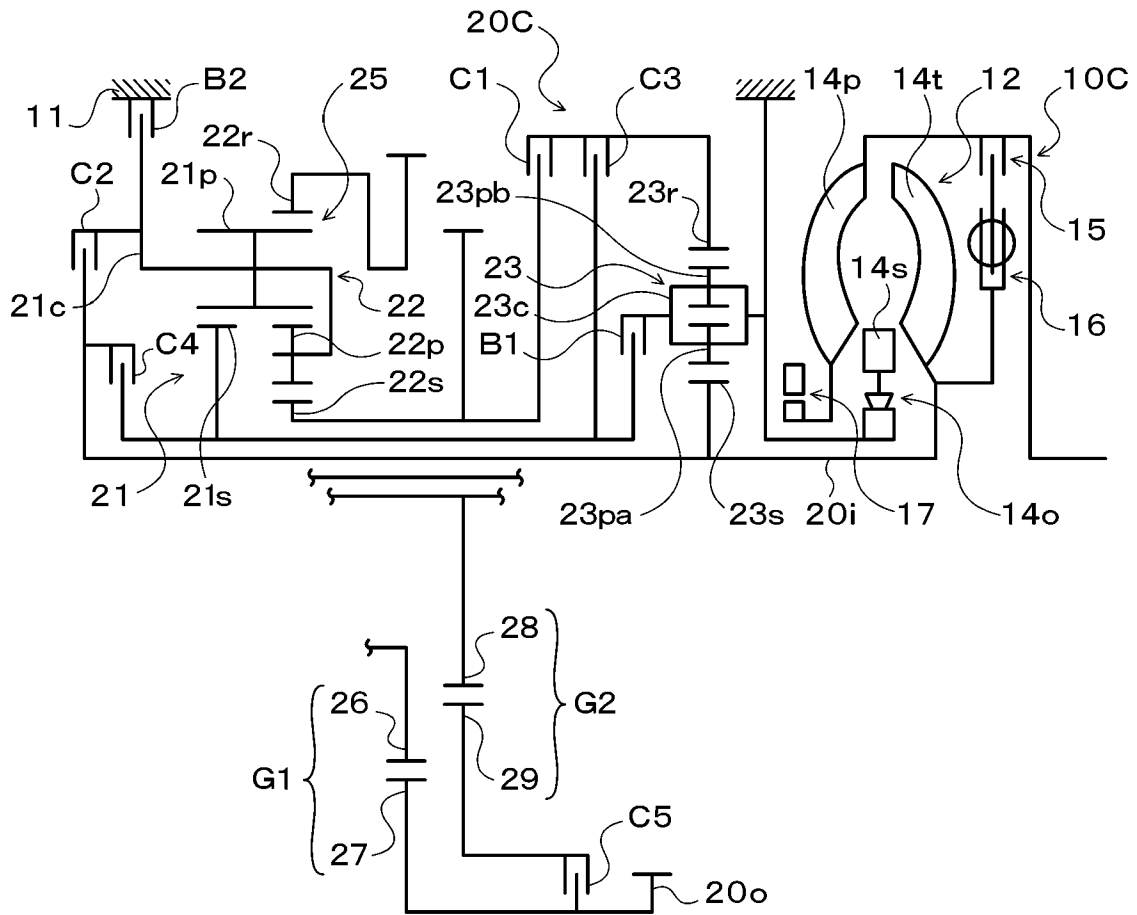
[図6]

	C1	C2	C3	C4	C5	B1	B2	GEAR RATIO	STEP RATIO
1st	○	-	-	-	-	-	○	5.200	1.750
2nd	○	-	-	-	-	○	-	2.971	1.524
3rd	○	-	○	-	-	-	-	1.950	1.327
4th	○	-	-	○	-	-	-	1.470	1.201
5th	○	○	-	-	-	-	-	1.224	1.224
6th	-	○	-	○	-	-	-	1.000	1.223
7th	-	○	○	-	-	-	-	0.817	1.192
8th	-	○	-	-	-	○	-	0.686	1.172
9th	-	-	-	○	○	-	-	0.585	
REV.	-	-	○	-	-	-	○	-4,255	0.818
	※ “○”:ENGAGED, “-”:RELEASED							SPREAD	8.889

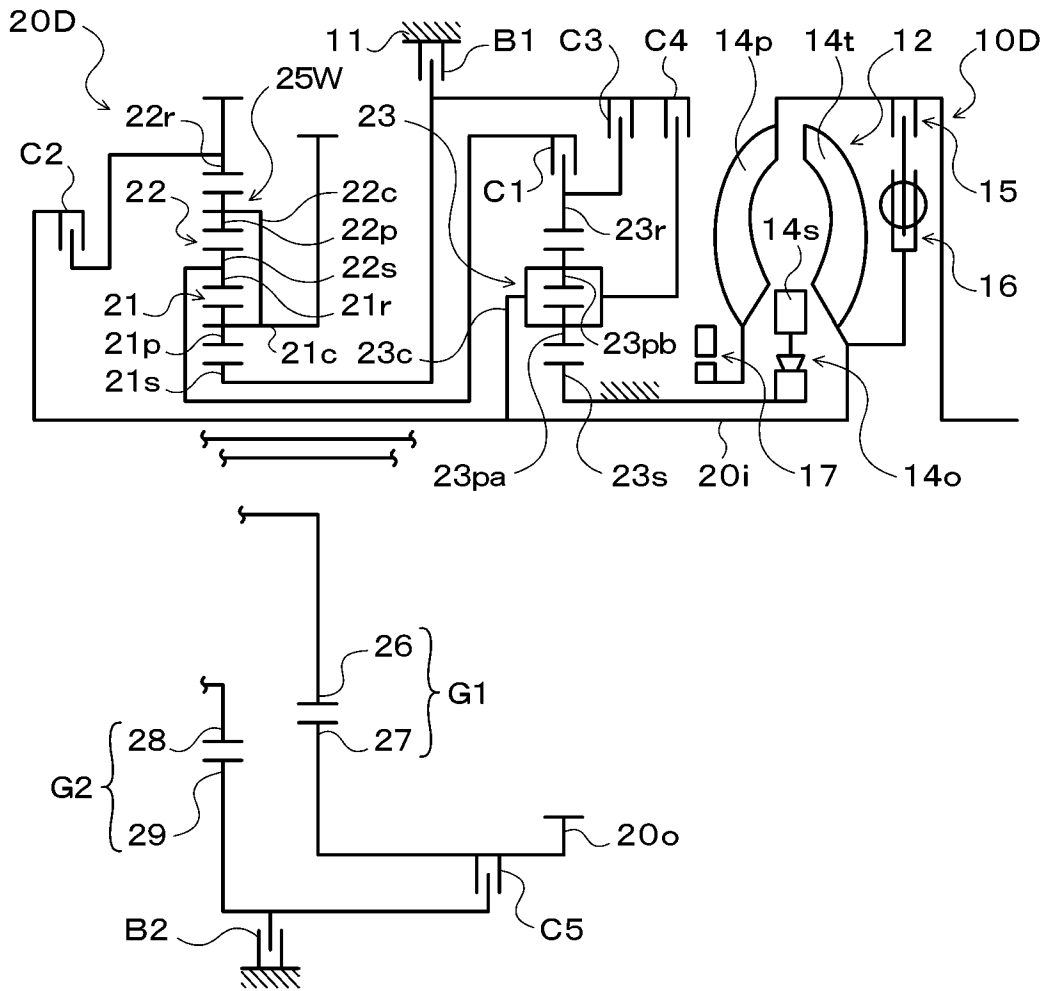
[図7]



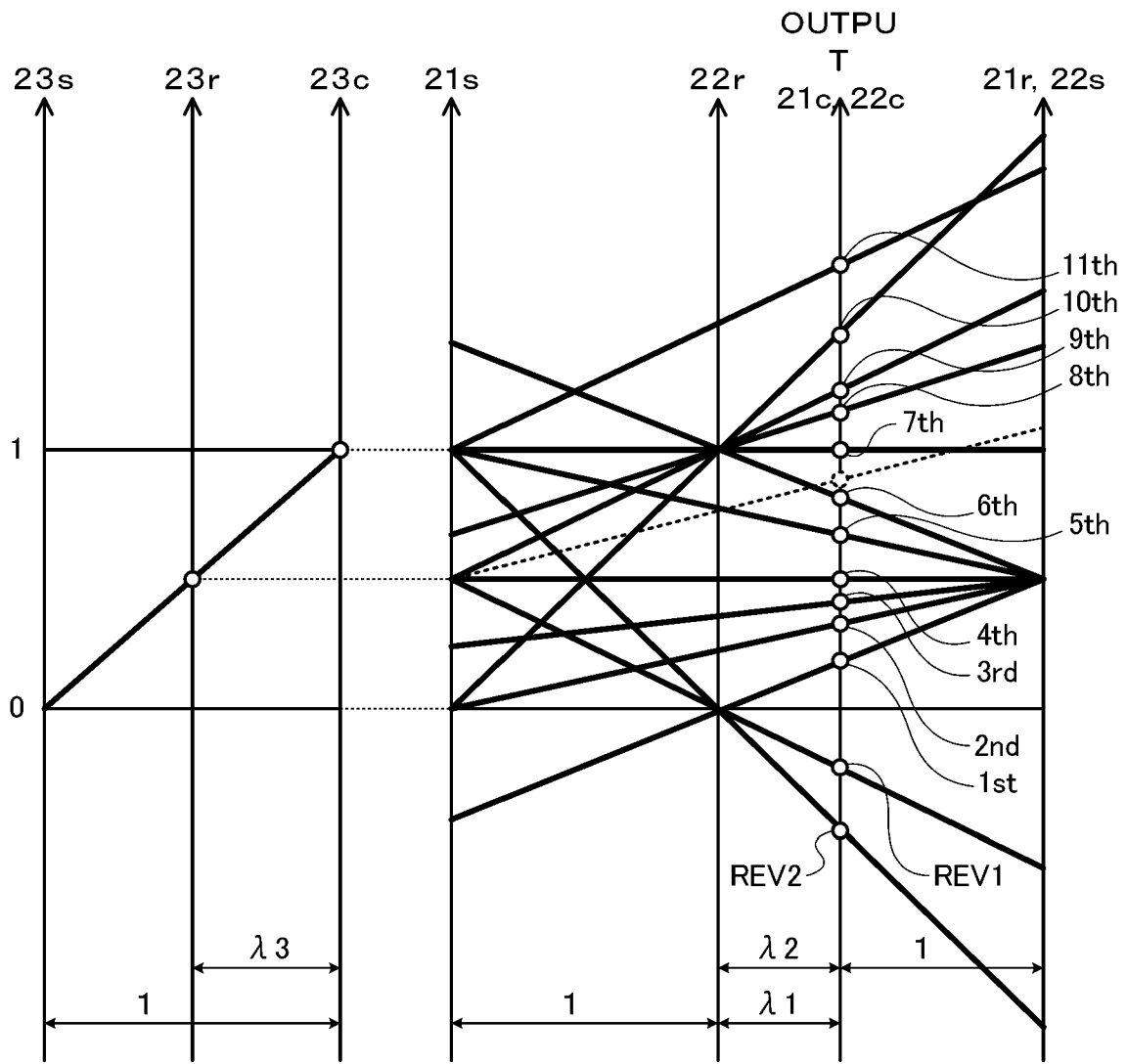
[図8]



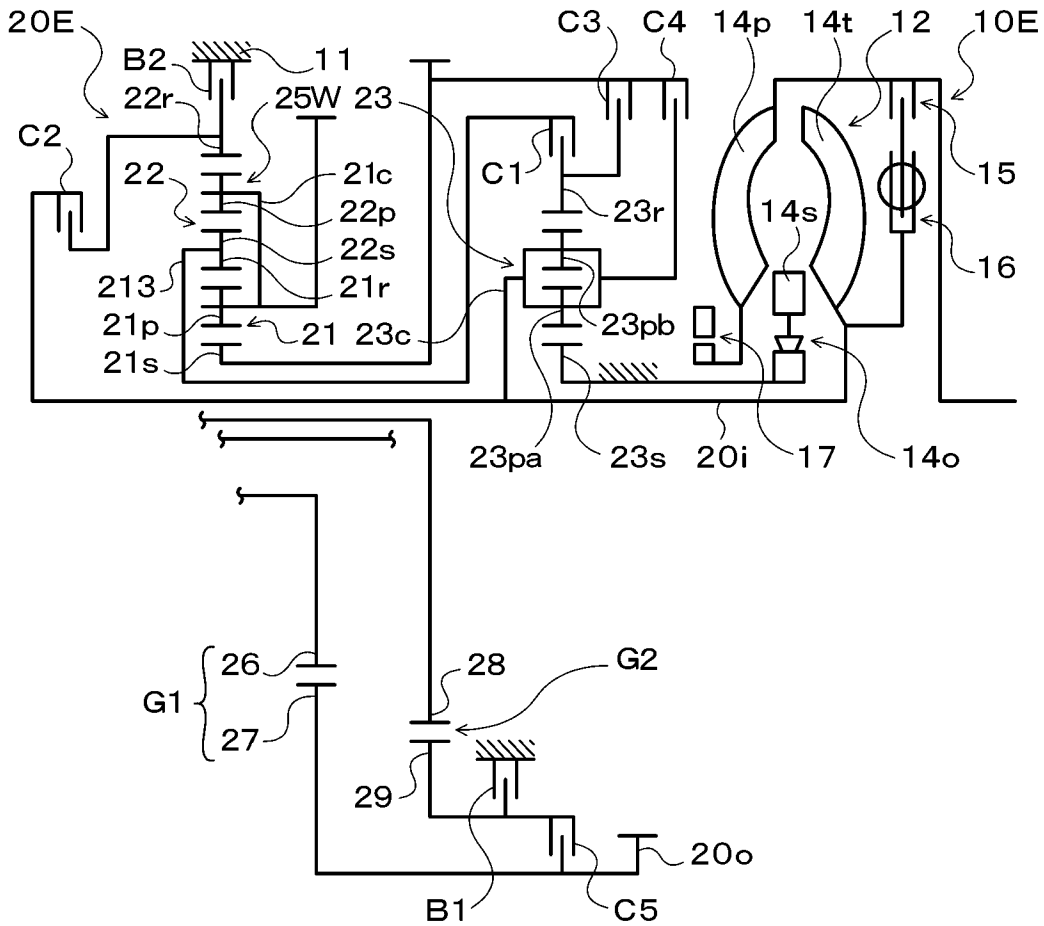
[図9]



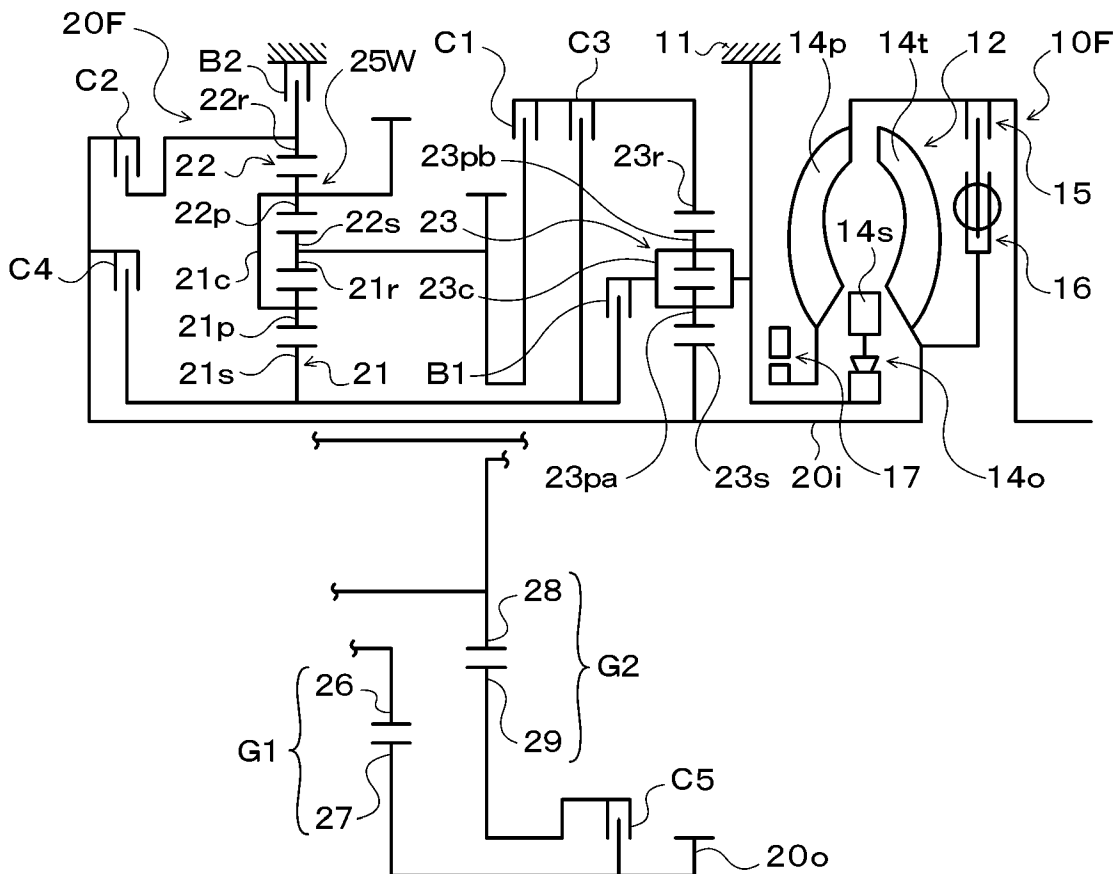
[図10]



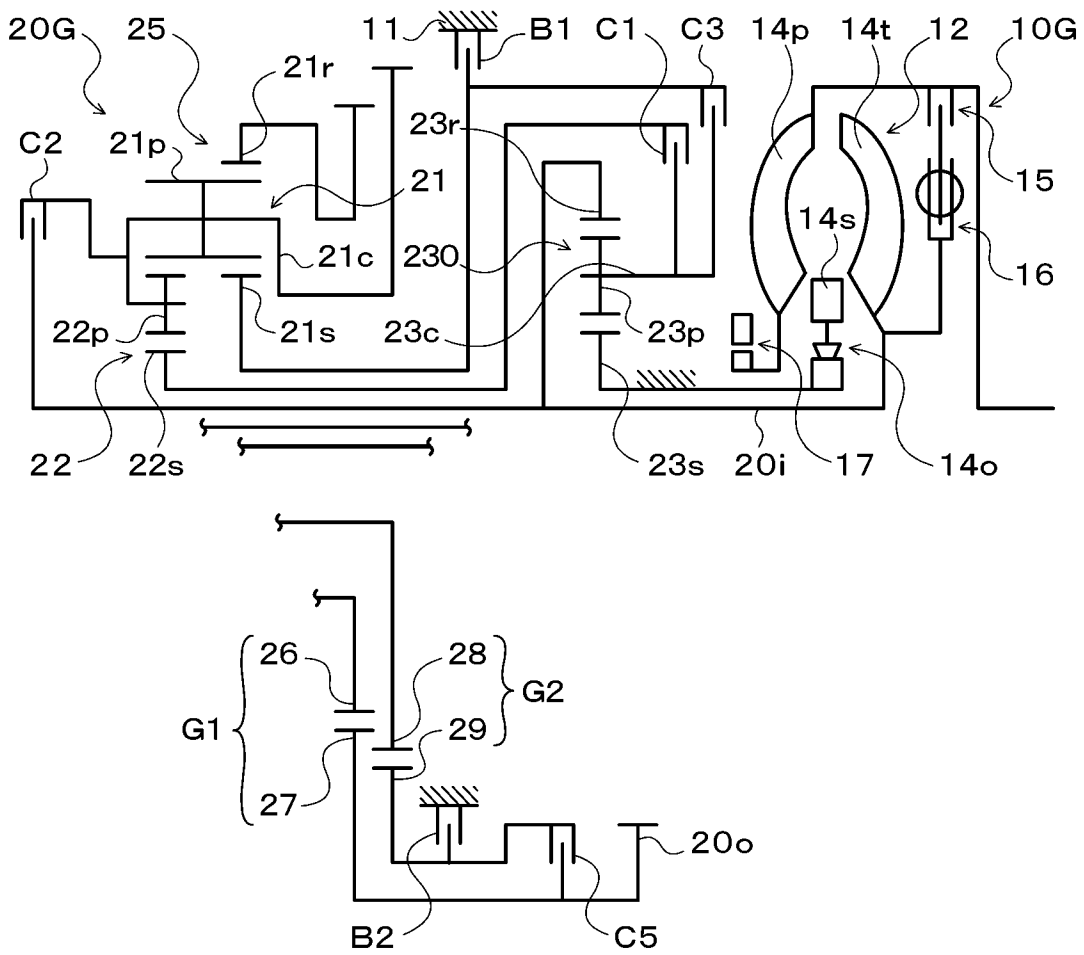
[図11]



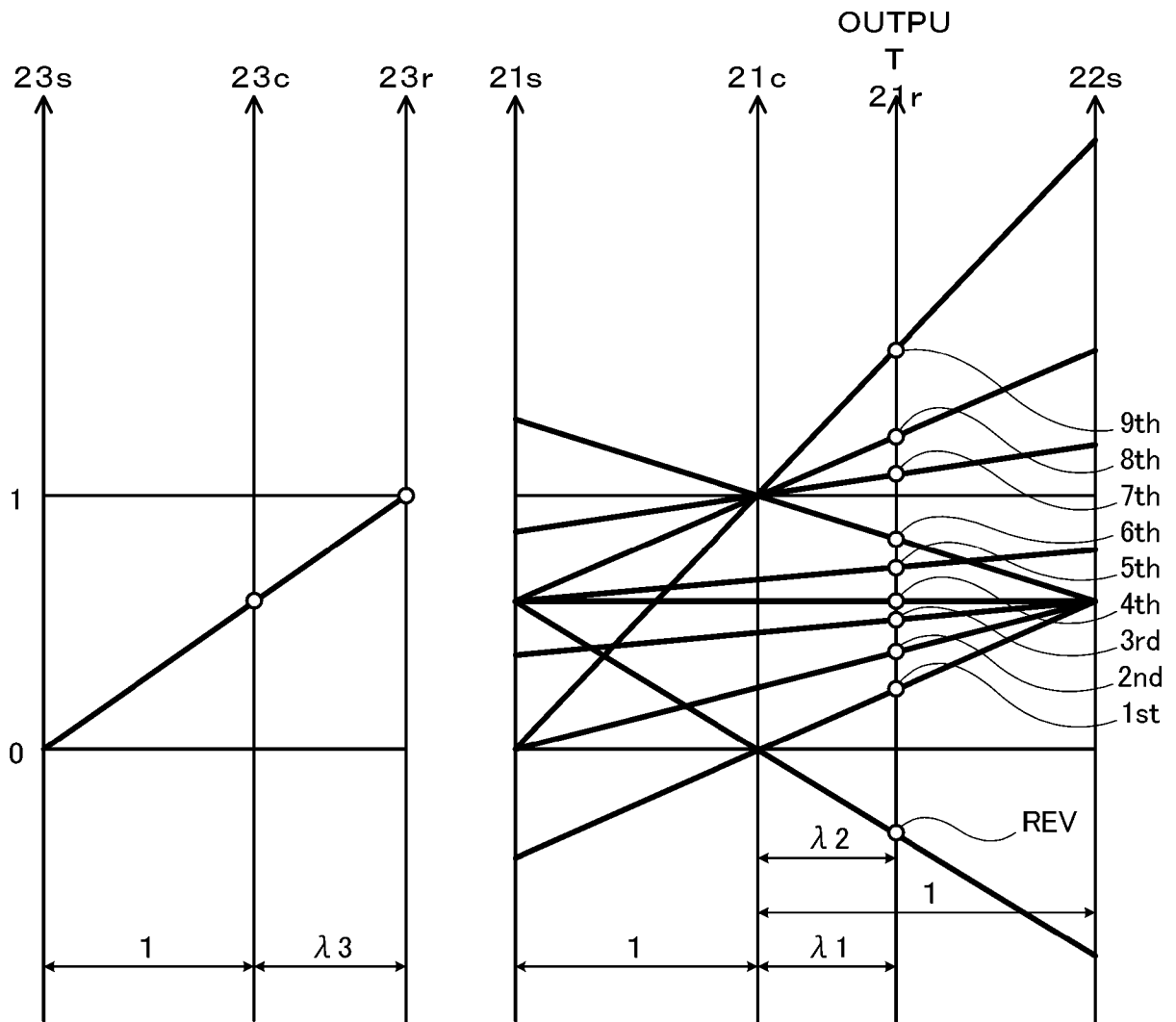
[図12]



[図13]



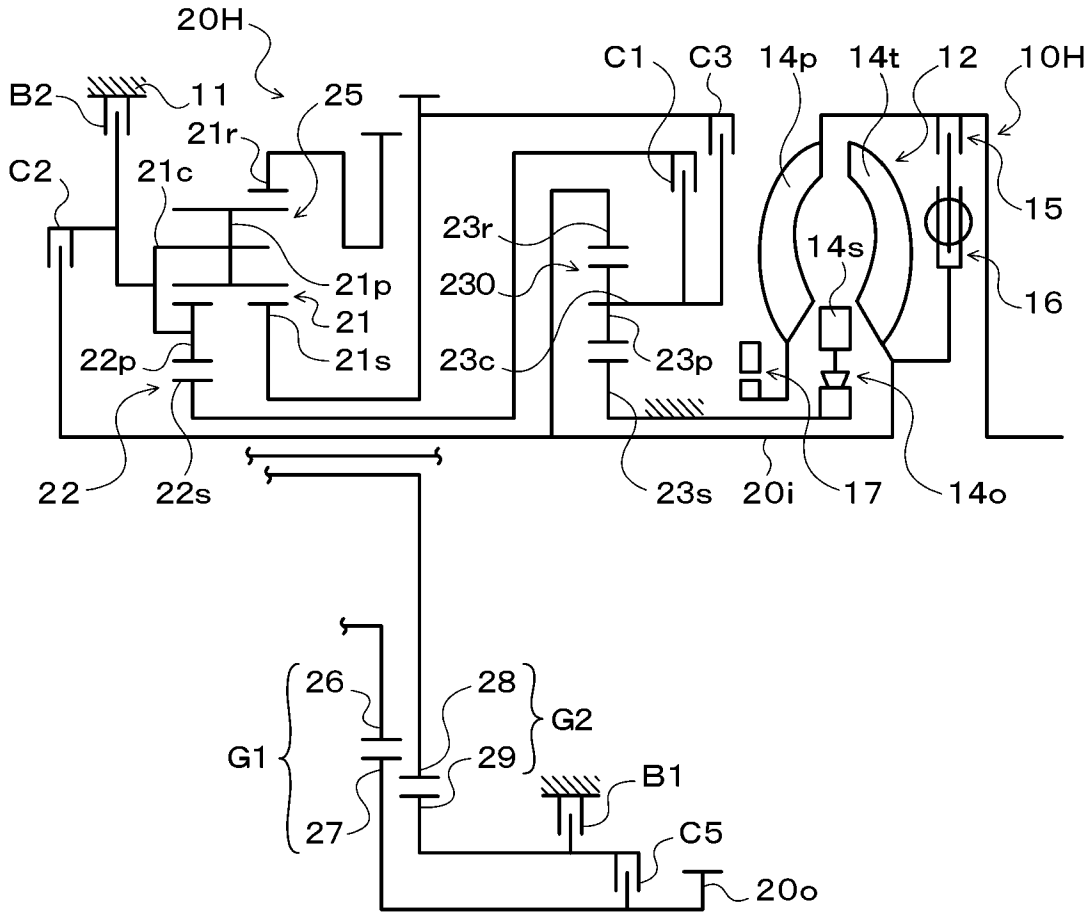
[図14]



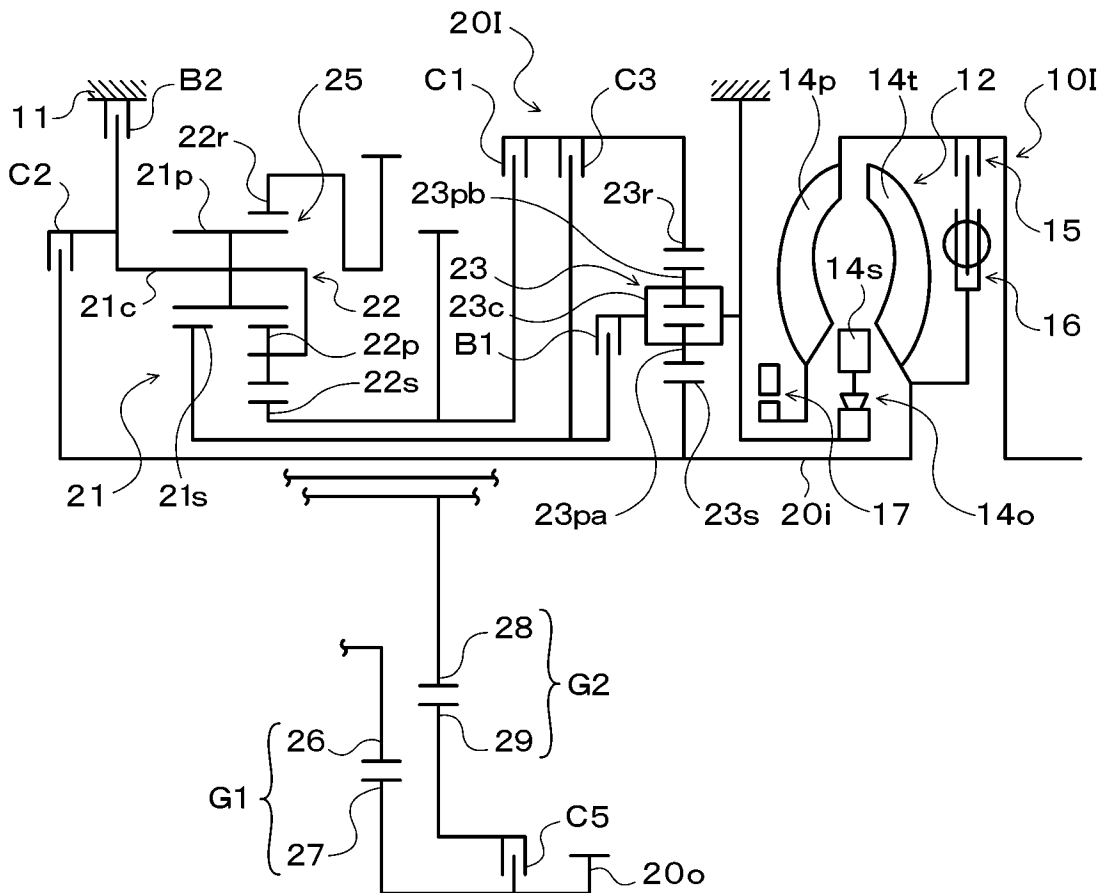
[図15]

	C1	C2	C3	C5	B1	B2
1st	○	-	-	-	-	○
2nd	○	-	-	-	○	-
3rd	○	-	-	○	-	-
4th	○	-	○	-	-	-
5th	-	-	○	○	-	-
6th	○	○	-	-	-	-
7th	-	○	-	○	-	-
8th	-	○	○	-	-	-
9th	-	○	-	-	○	-
REV.	-	-	○	-	-	○
	※ “○”:ENGAGED, “-”:RELEASED					

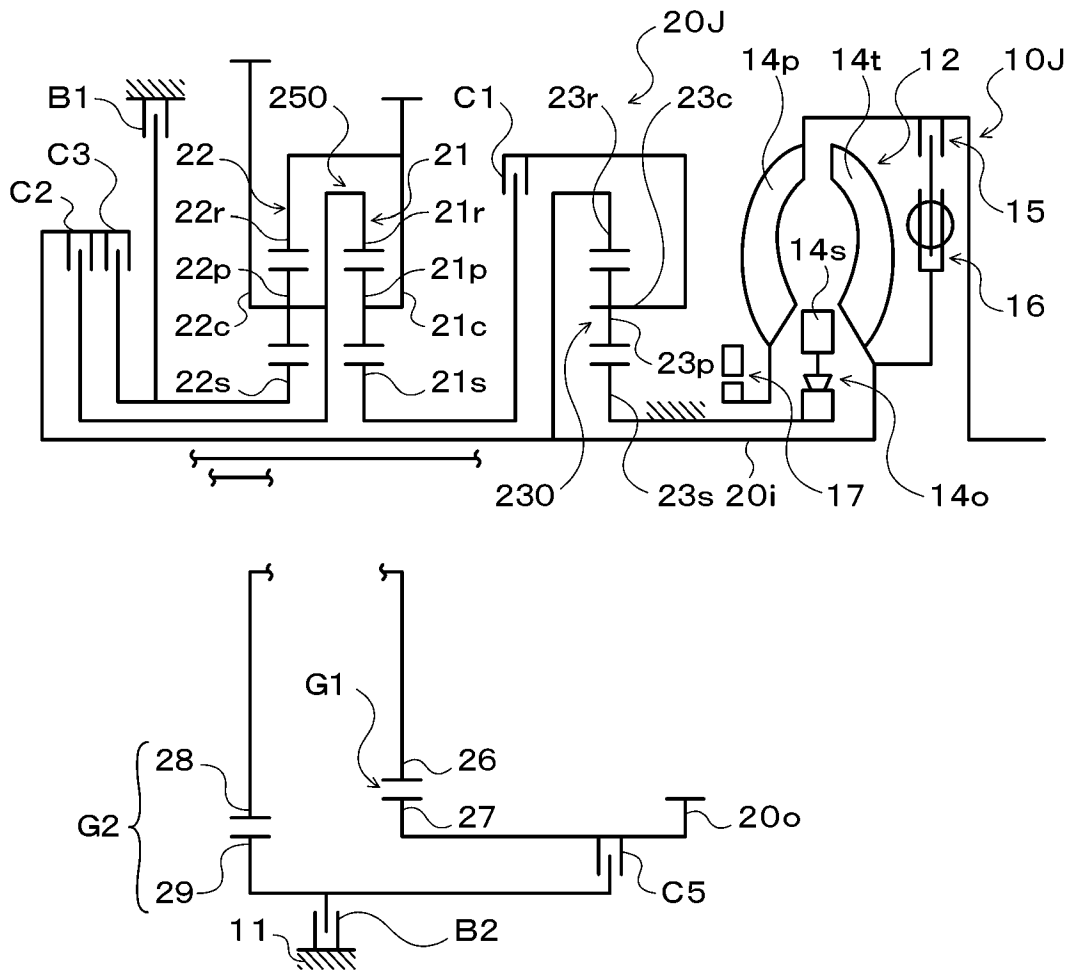
[図16]



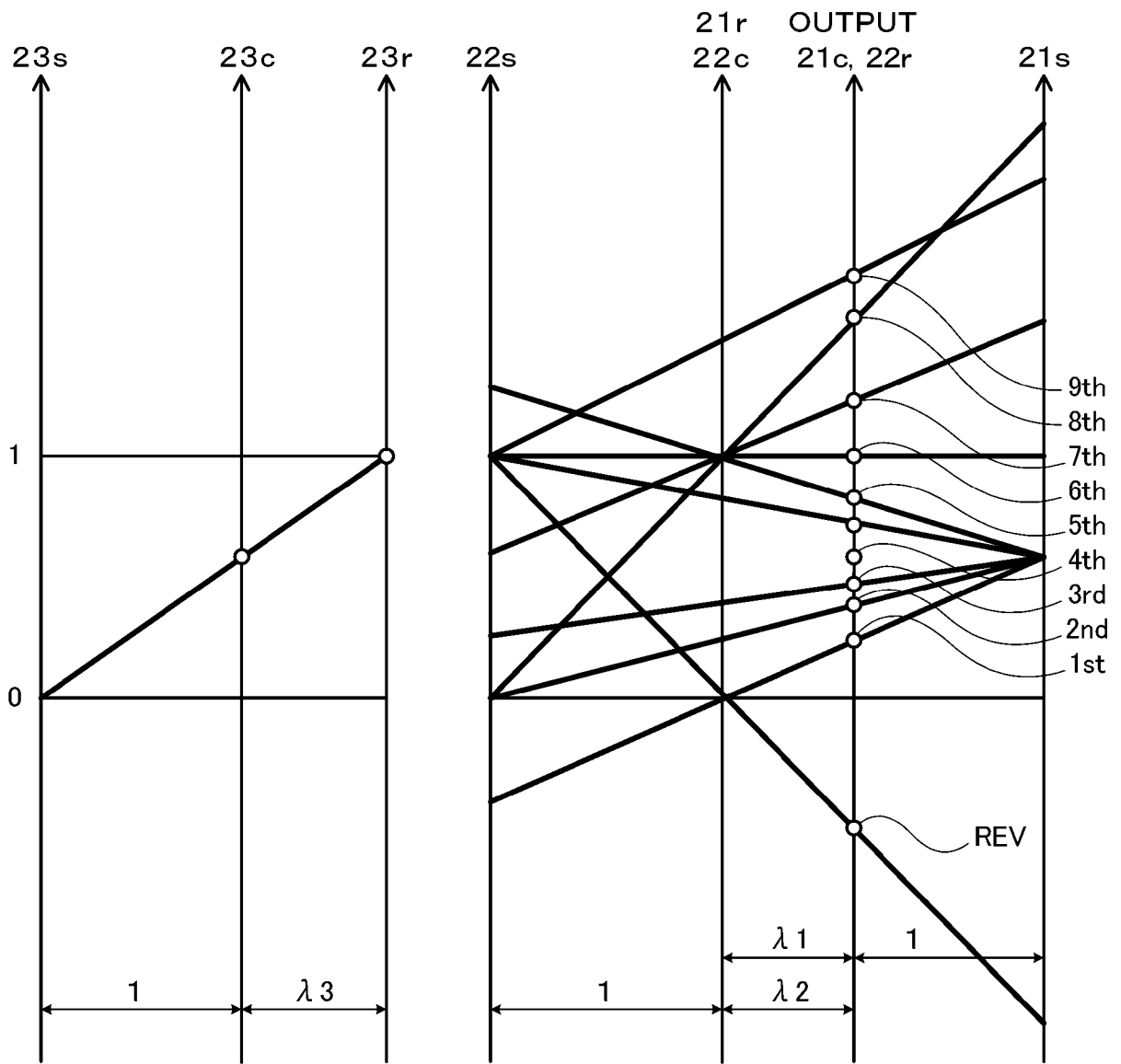
[図17]



[図18]



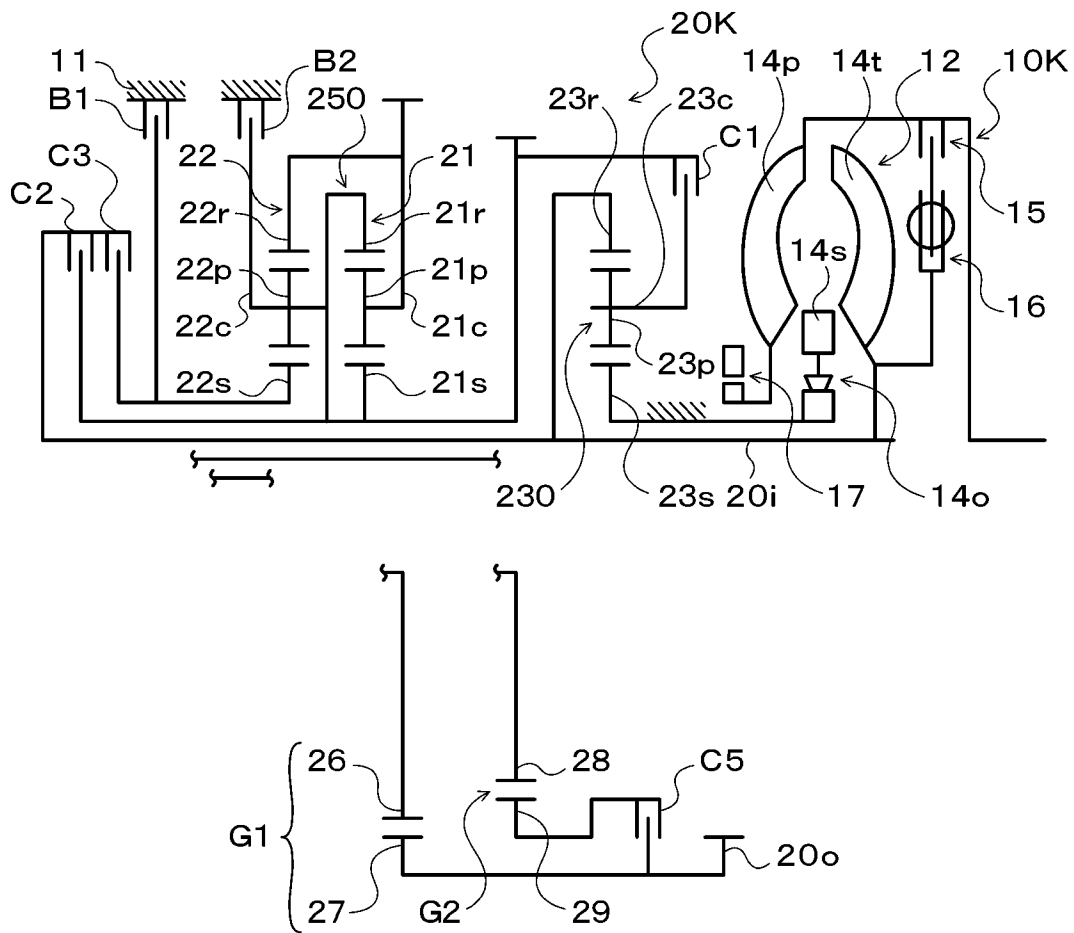
[図19]



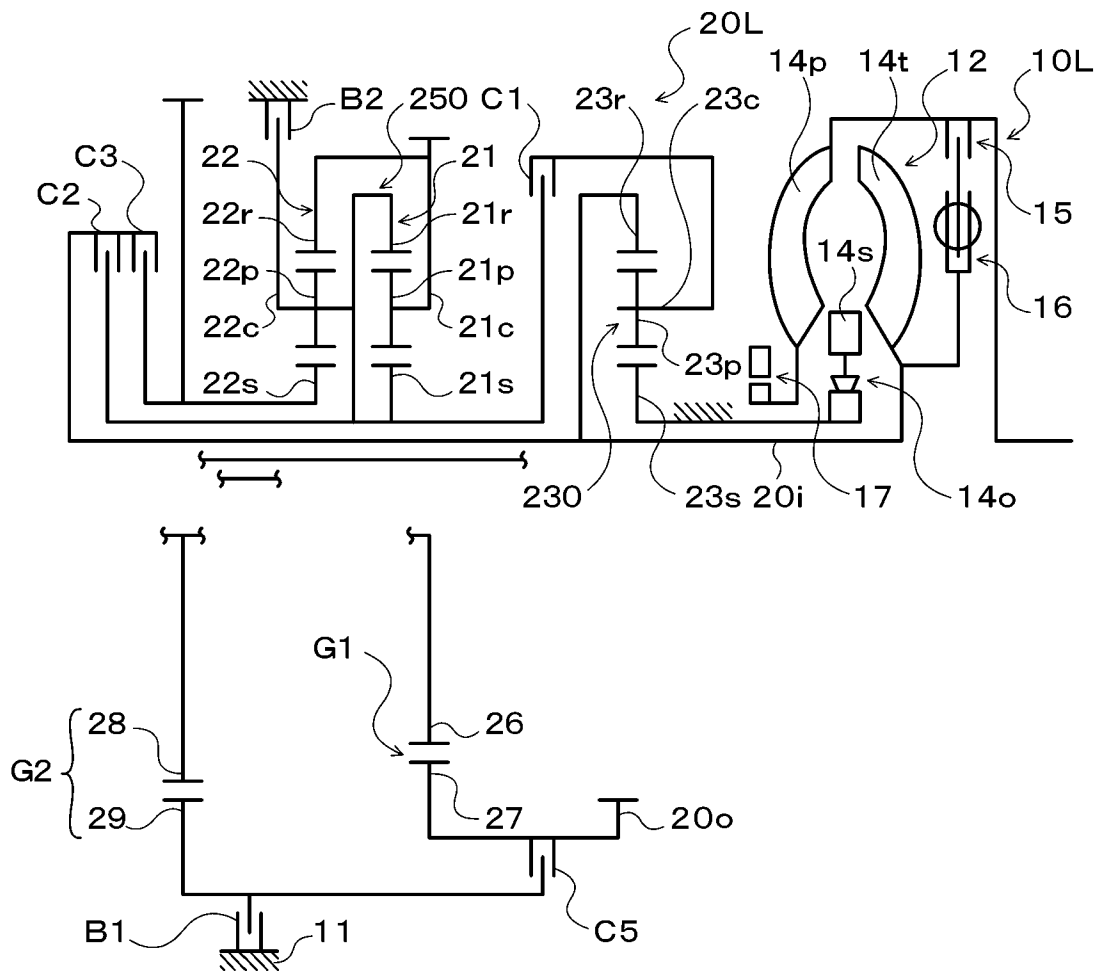
[図20]

	C1	C2	C3	C5	B1	B2
1st	○	-	-	-	-	○
2nd	○	-	-	-	○	-
3rd	○	-	-	○	-	-
4th	○	-	○	-	-	-
5th	○	○	-	-	-	-
6th	-	○	○	-	-	-
7th	-	○	-	○	-	-
8th	-	○	-	-	○	-
9th	-	-	○	○	-	-
REV.	-	-	○	-	-	○
	※ “○”:ENGAGED, “-”:RELEASED					

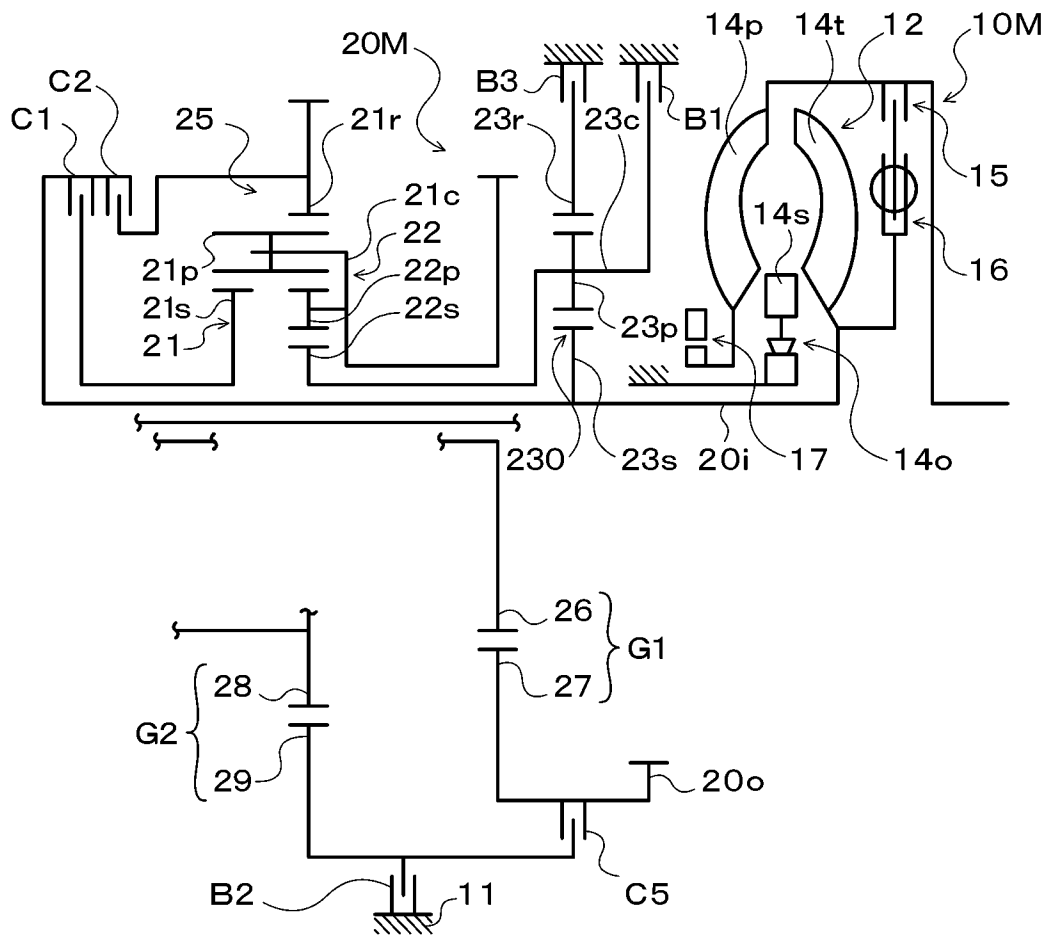
[図21]



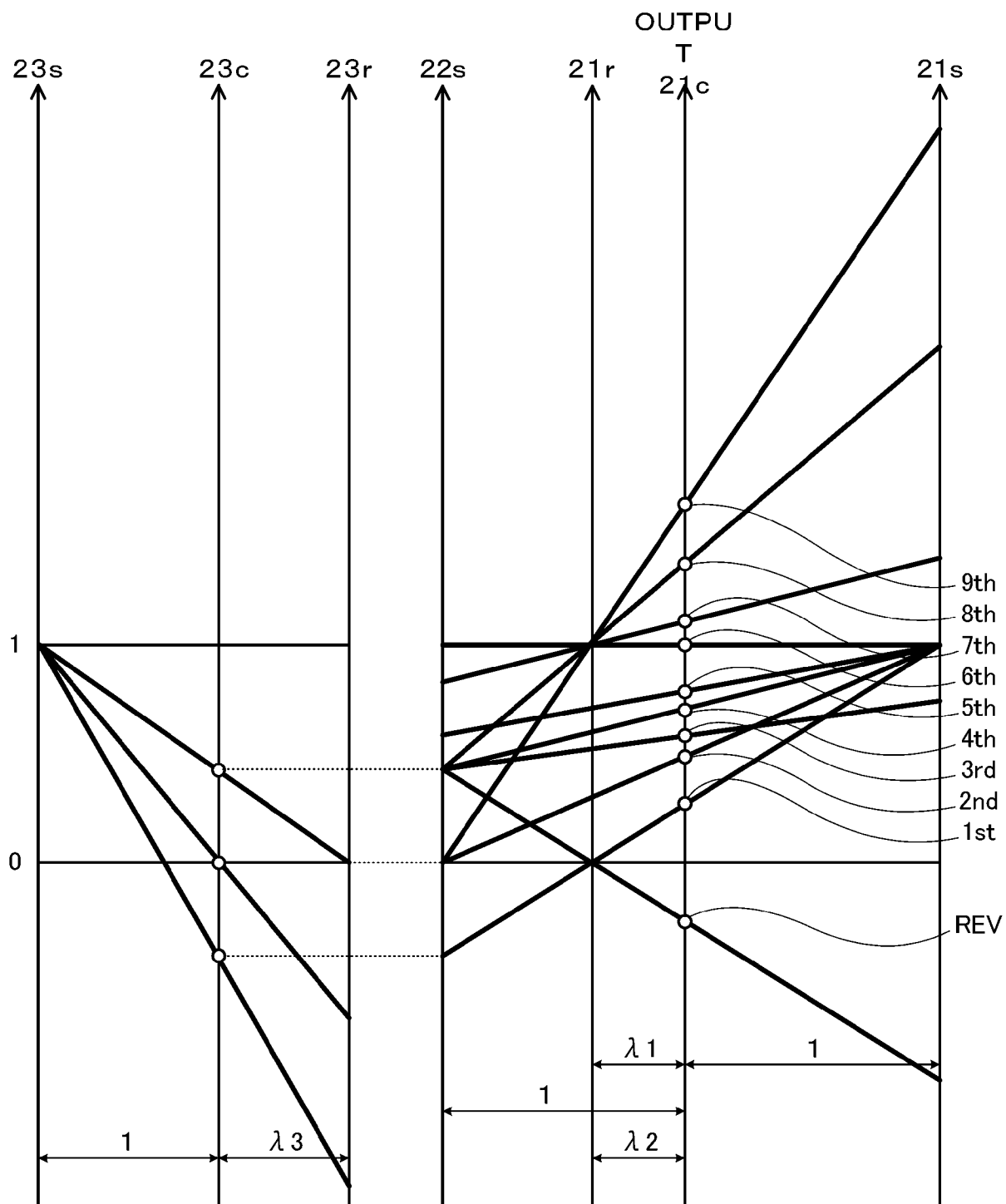
[図22]



[図23]



[図24]

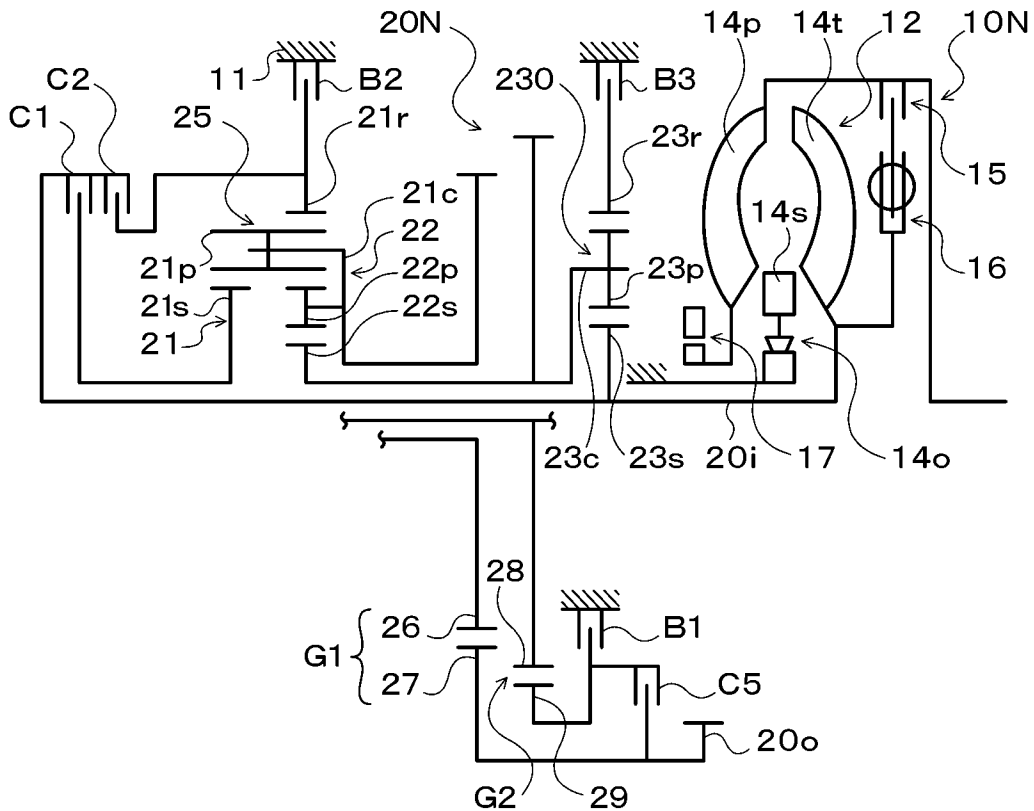


[図25]

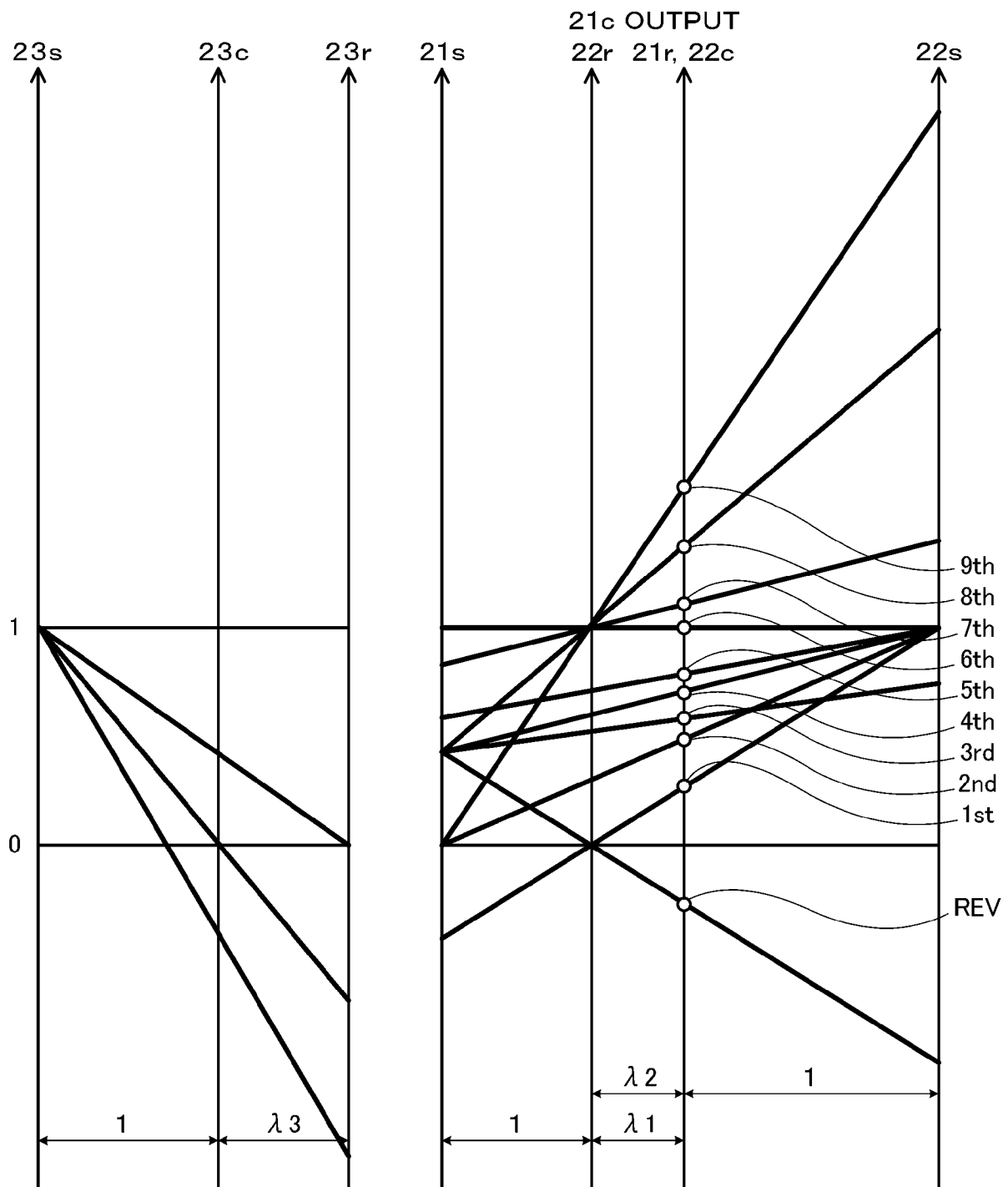
	C1	C2	C5	B1	B2	B3
1st	○	-	-	-	○	-
2nd	○	-	-	○	-	-
3rd	-	-	○	-	-	○
4th	○	-	-	-	-	○
5th	○	-	○	-	-	-
6th	○	○	-	-	-	-
7th	-	○	○	-	-	-
8th	-	○	-	-	-	○
9th	-	○	-	○	-	-
REV.	-	-	-	-	○	○

※ “○”: ENGAGED, “-”: RELEASED

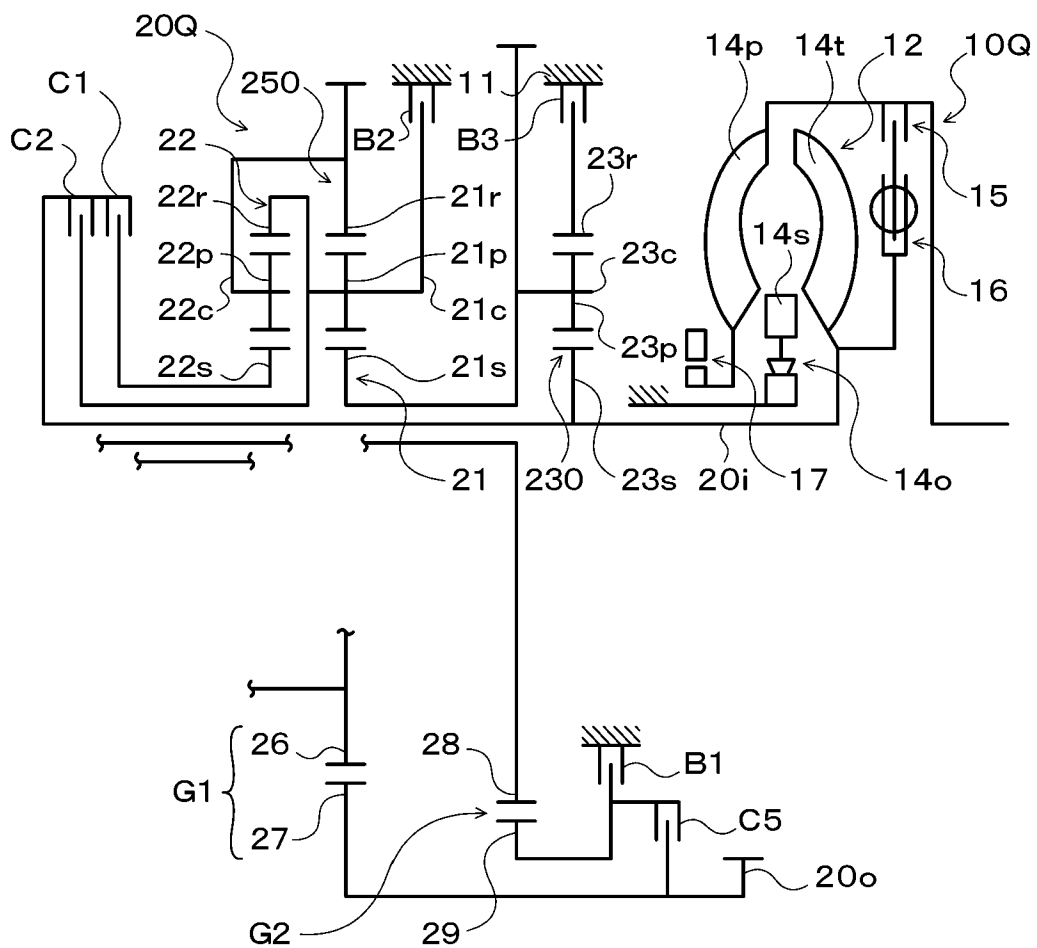
[図26]



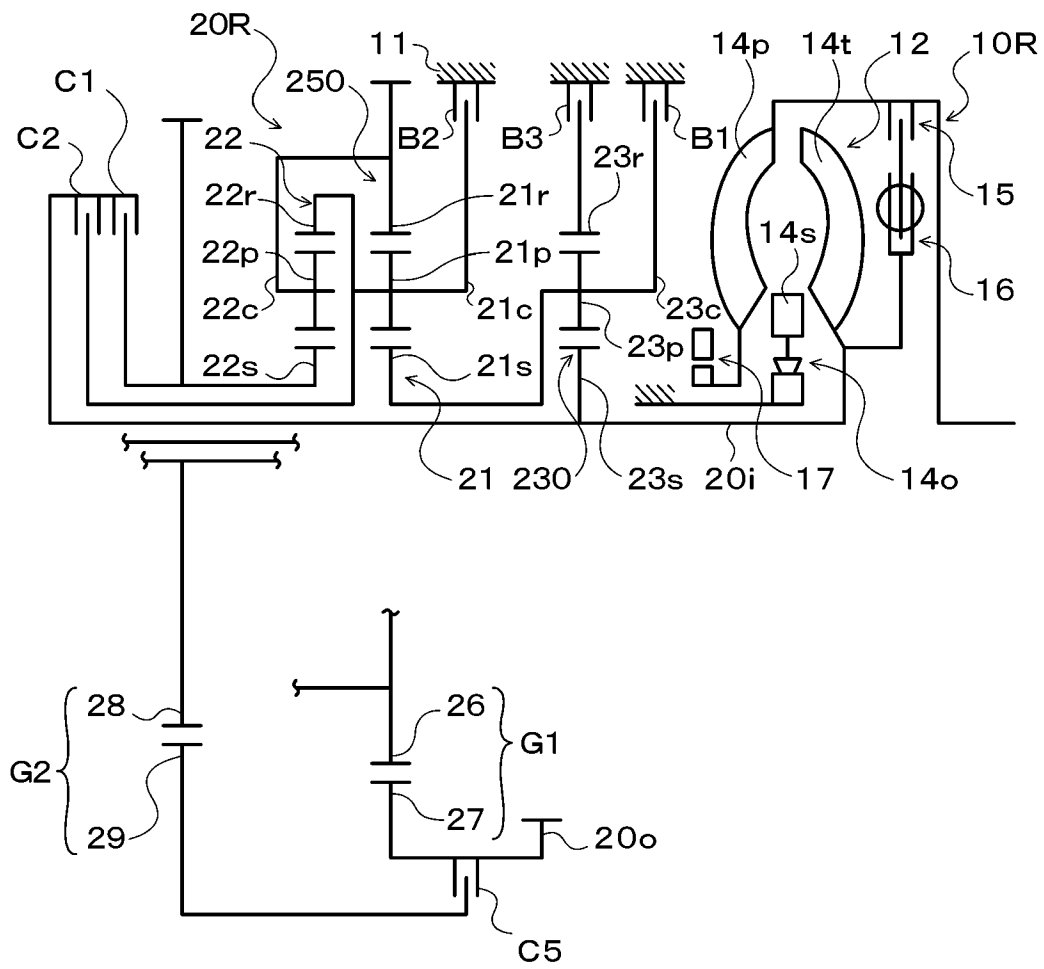
[図28]



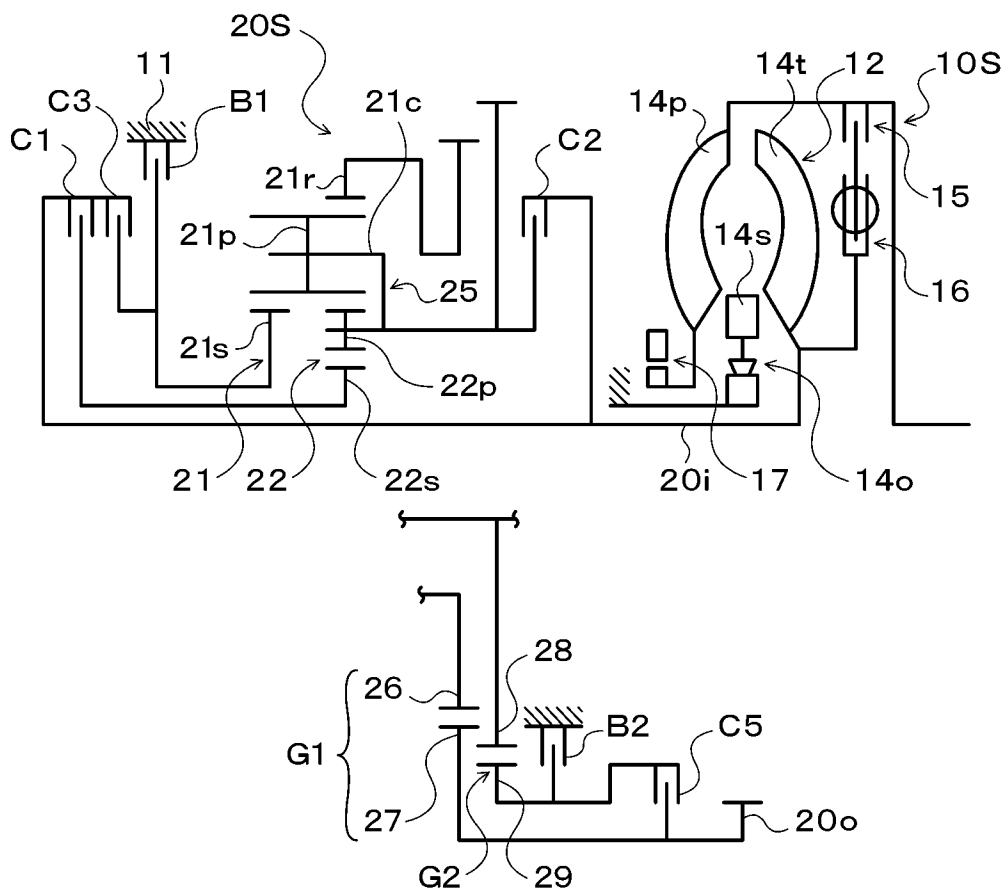
[図29]



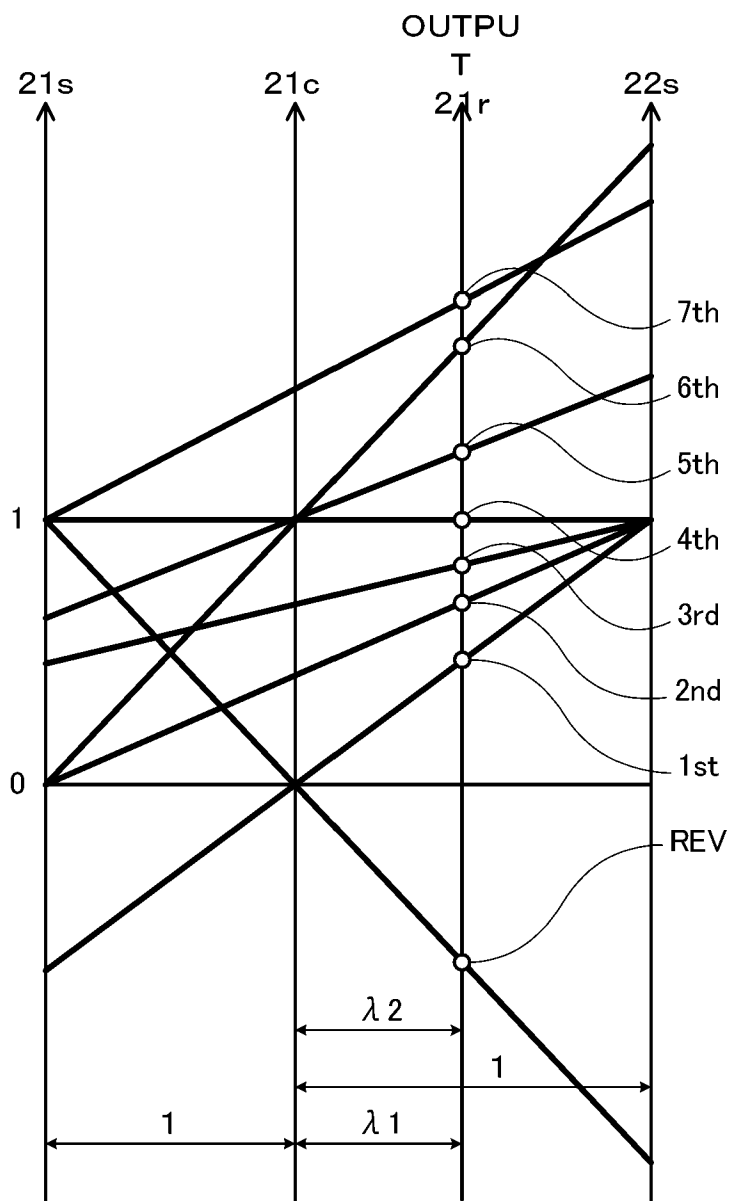
[図30]



[図31]



[図32]

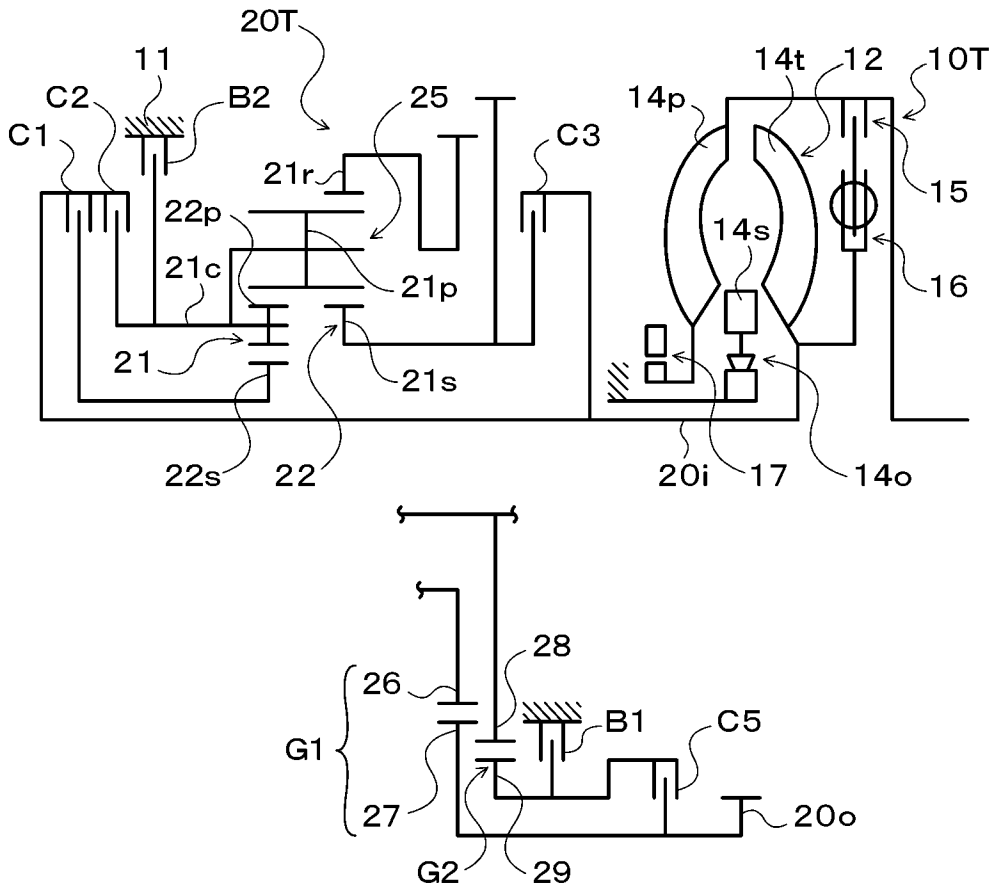


[図33]

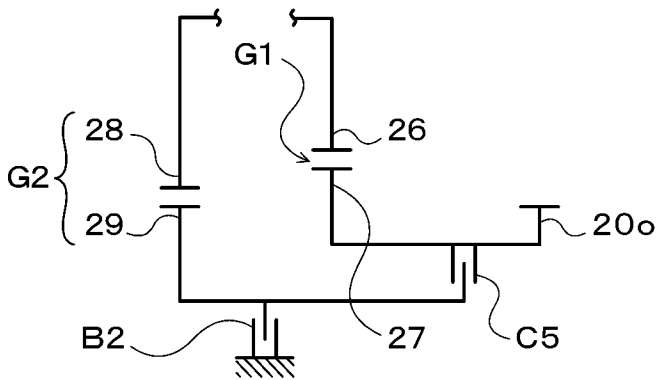
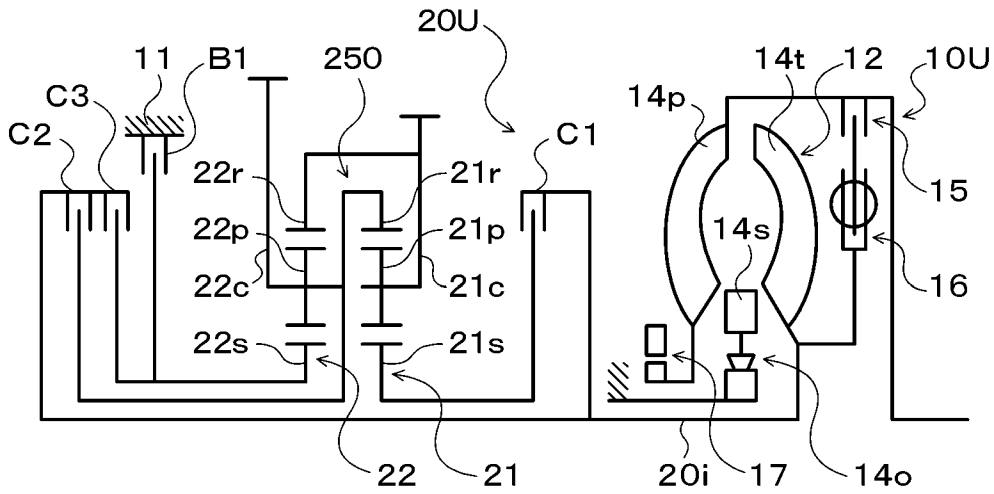
	C1	C2	C3	C5	B1	B2
1st	○	-	-	-	-	○
2nd	○	-	-	-	○	-
3rd	○	-	-	○	-	-
4th	○	○	-	-	-	-
5th	-	○	-	○	-	-
6th	-	○	-	-	○	-
7th	-	-	○	○	-	-
REV.	-	-	○	-	-	○

※ “○”:ENGAGED, “-”:RELEASED

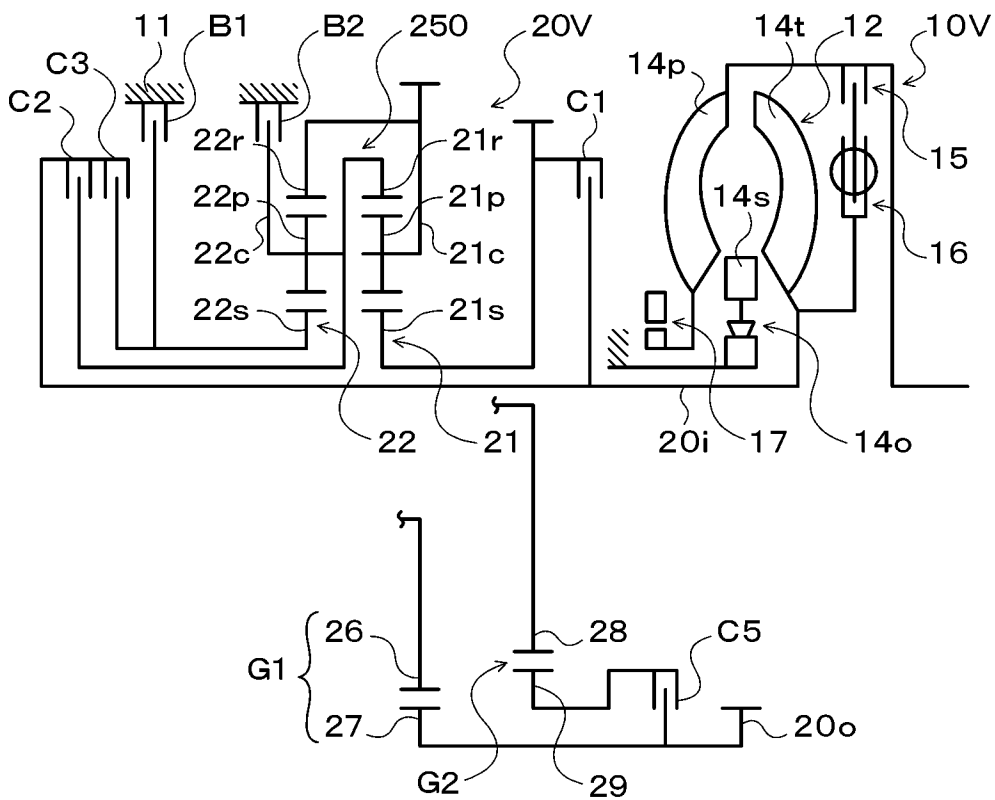
[図34]



[図35]



[図36]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2016/063372

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F16H3/62(2006.01)i, 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)
F16H3/62, F16H3/66

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	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

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	JP 2009-243626 A (Aisin AW Co., Ltd.), 22 October 2009 (22.10.2009), fig. 1 (Family: none)	1-9, 16, 21-22, 25-30
Y	JP 2010-203539 A (Honda Motor Co., Ltd.), 16 September 2010 (16.09.2010), paragraphs [0016], [0022] to [0023]; fig. 1 & US 2010/0227726 A1 paragraphs [0027] to [0028]; fig. 1	1-30
Y	WO 2009/084294 A1 (Aisin AW Co., Ltd.), 09 July 2009 (09.07.2009), fig. 2 & US 2009/0171545 A1 fig. 2 & EP 2166255 A1	10-12, 23

Further documents are listed in the continuation of Box C. See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"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
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"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
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"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
"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)	"&" document member of the same patent family
"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	

Date of the actual completion of the international search 20 July 2016 (20.07.16)	Date of mailing of the international search report 02 August 2016 (02.08.16)
--	---

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/JP2016/063372

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 2010-144800 A (Toyota Motor Corp.), 01 July 2010 (01.07.2010), fig. 2 (Family: none)	13-16, 20, 24
Y	JP 2010-216568 A (Aisin AW Co., Ltd.), 30 September 2010 (30.09.2010), fig. 1 (Family: none)	17-19
A	JP 2011-105167 A (Aisin AW Co., Ltd.), 02 June 2011 (02.06.2011), fig. 11 (Family: none)	1-30
A	JP 2002-323097 A (Aisin AW Co., Ltd.), 08 November 2002 (08.11.2002), fig. 1 (Family: none)	1-30
A	JP 3-129152 A (Toyota Motor Corp.), 03 June 1991 (03.06.1991), entire text; all drawings (Family: none)	1-30

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC）） Int.Cl. F16H3/62(2006.01)i, 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（IPC）） Int.Cl. F16H3/62, F16H3/66		
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 1971-2016年 日本国実用新案登録公報 1996-2016年 日本国登録実用新案公報 1994-2016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	JP 2009-243626 A (アイシン・エイ・ダブリュ株式会社) 2009. 10. 22, 図1 (ファミリーなし)	1-9, 16, 21-22 , 25-30
Y	JP 2010-203539 A (本田技研工業株式会社) 2010. 09. 16, 段落 [0016], [0022] - [0023], 図1 & US 2010/0227726 A1, 段落 [0027] - [0028], FIG. 1	1-30
<input checked="" type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input type="checkbox"/> 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 20.07.2016	国際調査報告の発送日 02.08.2016	
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） 塚本 英隆 電話番号 03-3581-1101 内線 3328	3 J 3331

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 2009/084294 A1 (アイシン・エイ・ダブリュ株式会社) 2009. 07. 09, 図 2 & US 2009/0171545 A1 , FIG. 2 & EP 2166255 A1	10-12, 23
Y	JP 2010-144800 A (トヨタ自動車株式会社) 2010. 07. 01, 図 2 (ファミリーなし)	13-16, 20, 24
Y	JP 2010-216568 A (アイシン・エイ・ダブリュ株式会社) 2010. 09. 30, 図 1 (ファミリーなし)	17-19
A	JP 2011-105167 A (アイシン・エイ・ダブリュ株式会社) 2011. 06. 02, 図 1 1 (ファミリーなし)	1-30
A	JP 2002-323097 A (アイシン・エイ・ダブリュ株式会社) 2002. 11. 08, 図 1 (ファミリーなし)	1-30
A	JP 3-129152 A (トヨタ自動車株式会社) 1991. 06. 03, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-30