

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2006-132595  
(P2006-132595A)

(43) 公開日 平成18年5月25日(2006.5.25)

(51) Int. Cl.	F I	テーマコード (参考)
<b>F16H 3/54 (2006.01)</b>	F16H 3/54	3J028
<b>F16H 3/58 (2006.01)</b>	F16H 3/58	3J062
<b>F16H 3/62 (2006.01)</b>	F16H 3/62	A
<b>F16H 37/02 (2006.01)</b>	F16H 37/02	P

審査請求 未請求 請求項の数 13 O L (全 23 頁)

(21) 出願番号 特願2004-319831 (P2004-319831)  
(22) 出願日 平成16年11月2日 (2004.11.2)

(71) 出願人 000003997  
日産自動車株式会社  
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地  
(74) 代理人 100119644  
弁理士 綾田 正道  
(72) 発明者 小山 隆夫  
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地  
日産自動車株式会社  
(72) 発明者 永堀 由紀夫  
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地  
日産自動車株式会社  
(72) 発明者 田上 勝也  
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地  
日産自動車株式会社

最終頁に続く

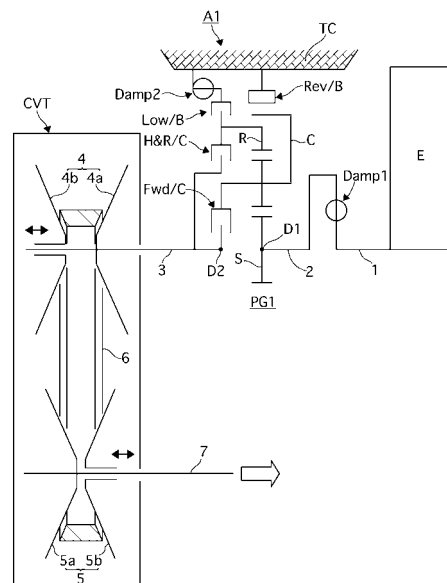
(54) 【発明の名称】 車両用自動変速機

(57) 【要約】

【課題】 発進要素と前後進切換要素を1組の遊星歯車組にて実現することで、レイアウト的に有利とすることができる車両用自動変速機を提供すること。

【解決手段】 1組の遊星歯車組(シングルピニオン型遊星歯車組PG1)と、前記1組の遊星歯車組の断接や固定を行う複数の摩擦締結要素(フォワードクラッチFwd/C、ハイ&リバースクラッチH&R/C、ローブレーキLow/B、リバースブレーキREV/B)と、前記複数の摩擦締結要素の締結・解放の組み合わせにより、発進時に選択する前進低速段(1st)と、前進時に選択する前進高速段(2nd)と、後退時に選択する後退段(Rev.)と、を得る変速制御手段と、を備えた構成とした。

【選択図】 図1



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

1組の遊星歯車組と、  
前記1組の遊星歯車組の断接や固定を行う複数の摩擦締結要素と、  
前記複数の摩擦締結要素の締結・解放の組み合わせにより、発進時に選択する前進低速段と、前進時に選択する前進高速段と、後退時に選択する後退段と、を得る変速制御手段と、  
を備えたことを特徴とする車両用自動変速機。

## 【請求項 2】

請求項1に記載された車両用自動変速機において、  
前記遊星歯車組の回転要素と入出力部材と変速機ケースとの間を互いに連結する連結メンバのうち、全ての变速段にて動力伝達経路となる位置に第1ダンパーを設け、少なくとも前進低速段にて動力伝達経路となる位置に第2ダンパーを設けたことを特徴とする車両用自動変速機。

10

## 【請求項 3】

請求項1または2に記載された車両用自動変速機において、  
前記1組の遊星歯車組は、サンギヤとピニオンキャリアとリングギヤを回転要素とするシングルピニオン型遊星歯車組であり、  
前記サンギヤは、入力部材に連結し、  
前記ピニオンキャリアは、リバースブレーキを介して変速機ケースに固定可能に設けると共にフォワードクラッチを介して出力部材に連結し、  
前記リングギヤは、ローブレーキを介して変速機ケースに固定可能に設けると共にハイ&リバースクラッチを介して出力部材に連結し、  
前記変速制御手段は、前記フォワードクラッチと前記ローブレーキの締結により前進低速段とし、前記フォワードクラッチと前記ハイ&リバースクラッチの締結により前進高速段とし、前記ハイ&リバースクラッチと前記リバースブレーキの締結により後退段とすることを特徴とする車両用自動変速機。

20

## 【請求項 4】

請求項3に記載された車両用自動変速機において、  
前記シングルピニオン型遊星歯車組と前記リバースブレーキとは、軸方向の第1位置を通る軸直交線上に径方向に重ねて配列し、  
前記ローブレーキと前記ハイ&リバースクラッチと前記フォワードクラッチとは、前記第1位置とは隣接する軸方向の第2位置を通る軸直交線上に径方向に重ねて配列したことを特徴とする車両用自動変速機。

30

## 【請求項 5】

請求項4に記載された車両用自動変速機において、  
前記リバースブレーキは、バンドブレーキ方式であることを特徴とする車両用自動変速機。

## 【請求項 6】

請求項1または2に記載された車両用自動変速機において、  
前記1組の遊星歯車組は、サンギヤとピニオンキャリアとリングギヤを回転要素とするシングルピニオン型遊星歯車組であり、  
前記サンギヤは、ローブレーキを介して変速機ケースに固定可能に設けると共にハイ&リバースクラッチを介して出力部材に連結し、  
前記ピニオンキャリアは、リバースブレーキを介して変速機ケースに固定可能に設けると共にフォワードクラッチを介して出力部材に連結し、  
前記リングギヤは、入力部材に連結し、  
前記変速制御手段は、前記フォワードクラッチと前記ローブレーキの締結により前進低速段とし、前記フォワードクラッチと前記ハイ&リバースクラッチの締結により前進高速段とし、前記ハイ&リバースクラッチと前記リバースブレーキの締結により後退段とする

40

50

ことを特徴とする車両用自動変速機。

【請求項 7】

請求項 1 または 2 に記載された車両用自動変速機において、

前記 1 組の遊星歯車組は、サンギヤとピニオンキャリアとリングギヤを回転要素とするシングルピニオン型遊星歯車組であり、

前記サンギヤは、ハイブレーキを介して変速機ケースに固定可能に設けると共にロー&リバースクラッチを介して入力部材に連結し、

前記ピニオンキャリアは、リバースブレーキを介して変速機ケースに固定可能に設けると共にフォワードクラッチを介して入力部材に連結し、

前記リングギヤは、出力部材に連結し、

前記変速制御手段は、前記フォワードクラッチと前記ロー&リバースクラッチの締結により前進低速段とし、前記フォワードクラッチと前記ハイブレーキの締結により前進高速段とし、前記ロー&リバースクラッチと前記リバースブレーキの締結により後退段とすることを特徴とする車両用自動変速機。

10

【請求項 8】

請求項 1 または 2 に記載された車両用自動変速機において、

前記 1 組の遊星歯車組は、サンギヤとピニオンキャリアとリングギヤを回転要素とするダブルピニオン型遊星歯車組であり、

前記サンギヤは、入力部材に連結し、

前記ピニオンキャリアは、リバースブレーキを介して変速機ケースに固定可能に設けると共にフォワードクラッチを介して出力部材に連結し、

前記リングギヤは、ローブレーキを介して変速機ケースに固定可能に設けると共にハイ&リバースクラッチを介して出力部材に連結し、

前記変速制御手段は、前記フォワードクラッチと前記ローブレーキの締結により前進低速段とし、前記フォワードクラッチと前記ハイ&リバースクラッチの締結により前進高速段とし、前記ハイ&リバースクラッチと前記リバースブレーキの締結により後退段とすることを特徴とする車両用自動変速機。

20

【請求項 9】

請求項 8 に記載された車両用自動変速機において、

前記ダブルピニオン型遊星歯車組と前記リバースブレーキとは、軸方向の第 1 位置を通る軸直交線上に径方向に重ねて配列し、

前記ローブレーキと前記ハイ&リバースクラッチと前記フォワードクラッチとは、前記第 1 位置とは隣接する軸方向の第 2 位置を通る軸直交線上に径方向に重ねて配列したことを特徴とする車両用自動変速機。

30

【請求項 10】

請求項 9 に記載された車両用自動変速機において、

前記リバースブレーキは、バンドブレーキ方式であることを特徴とする車両用自動変速機。

【請求項 11】

請求項 8 乃至 10 の何れか 1 項に記載された車両用自動変速機において、

前記ダブルピニオン型遊星歯車組は、ダブルピニオンを回転可能に支持するピニオンシャフトの両端部を一对のピニオンキャリアに固定し、前記ピニオンシャフトをキャリア支持構造体の構成部品とすることを特徴とする車両用自動変速機。

40

【請求項 12】

請求項 1 または 2 に記載された車両用自動変速機において、

前記 1 組の遊星歯車組は、フロントサンギヤと、リヤサンギヤと、ショートピニオンとロングピニオンを支持する共通ピニオンキャリアと、リヤリングギヤを回転要素とするラビニョオ型遊星歯車組であり、

前記フロントサンギヤは、第 2 クラッチを介して入力部材に連結し、

前記リヤサンギヤは、第 1 クラッチを介して入力部材に連結し、

50

前記共通ピニオンキャリアは、第3ブレーキを介して変速機ケースに固定可能に設け、  
前記リヤリングギヤは、出力部材に連結し、

前記変速制御手段は、前記第1クラッチと前記第3ブレーキの締結により前進低速段とし、前記第1クラッチと前記第2クラッチの締結により前進高速段とし、前記第2クラッチと前記第3ブレーキの締結により後退段とすることを特徴とする車両用自動変速機。

【請求項13】

請求項1または2に記載された車両用自動変速機において、

前記1組の遊星歯車組は、フロントサンギヤと、リヤサンギヤと、ショートピニオンとロングピニオンを支持する共通ピニオンキャリアと、リヤリングギヤを回転要素とするラビニョオ型遊星歯車組であり、

10

前記フロントサンギヤは、第1クラッチを介して入力部材に連結すると共に第1ブレーキを介して変速機ケースに固定可能とし、

前記リヤサンギヤは、入力部材に連結し、

前記共通ピニオンキャリアは、出力部材に連結し、

前記リヤリングギヤは、第2ブレーキを介して変速機ケースに固定可能とし、

前記変速制御手段は、前記第1ブレーキの締結により前進低速段とし、前記第1クラッチの締結により前進高速段とし、前記第2ブレーキの締結により後退段とすることを特徴とする車両用自動変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

20

【0001】

本発明は、遊星歯車組とクラッチやブレーキの摩擦締結要素を備えた車両用自動変速機に関する。

【背景技術】

【0002】

市販車両に搭載された自動変速機は、変速機ケース内に、トルクコンバータと前後進切換機構とVベルト式無段変速機構と差動機構とを収めて構成されている（例えば、特許文献1参照）。

【特許文献1】特開平7-190164号公報

【発明の開示】

30

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

しかしながら、上記従来自動変速機にあつては、エンジンとVベルト式無段変速機構との間に、トルク増大機能を有する発進要素としてのトルクコンバータと、遊星歯車を用いて正転と逆転とを切り換える前後進切換要素としての前後進切換機構と、をそれぞれ別に軸方向に直列配置で設定していたため、軸方向サイズが大きくなり、レイアウト的に不利である、という問題がある。

【0004】

本発明は、上記問題に着目してなされたもので、発進要素と前後進切換要素を1組の遊星歯車組にて実現することで、レイアウト的に有利とすることができる車両用自動変速機を提供することを目的とする。

40

【課題を解決するための手段】

【0005】

上記目的を達成するため、本発明における車両用自動変速機では、

1組の遊星歯車組と、

前記1組の遊星歯車組の断接や固定を行う複数の摩擦締結要素と、

前記複数の摩擦締結要素の締結・解放の組み合わせにより、発進時に選択する前進低速段と、前進時に選択する前進高速段と、後退時に選択する後退段と、を得る変速制御手段と

を備えたことを特徴とする。

50

## 【発明の効果】

## 【0006】

よって、本発明の車両用自動変速機にあつては、変速制御手段において、複数の摩擦締結要素の締結・解放の組み合わせにより、発進時には前進低速段が選択され、前進時には前進高速段が選択され、後退時には後退段が選択される。すなわち、1組の遊星歯車組のみによる構成でありながら、発進時に前進低速段を選択することで発進要素機能を発揮するし、前進時に前進高速段を選択し後退時に後退段を選択することで前後進切換要素機能を発揮する。このように、発進要素と前後進切換要素を1組の遊星歯車組にて実現することで、発進要素と前後進切換要素とをそれぞれ別に設定した従来技術に比べて軸方向寸法の短縮が図られ、レイアウト的に有利とすることができる。

10

## 【発明を実施するための最良の形態】

## 【0007】

以下、本発明の車両用自動変速機を実現する最良の形態を、図面に示す実施例1～実施例6に基づいて説明する。

## 【実施例1】

## 【0008】

まず、構成を説明する。

図1は実施例1の車両用自動変速機A1が適用された車両駆動系を示す全体システム図である。車両駆動系は、図1に示すように、エンジンEと、車両用自動変速機A1と、ベルト式無段変速機構CVTと、を備えている。

20

## 【0009】

前記エンジンEは、動力源としてのガソリンエンジンやディーゼルエンジン等であり、エンジン出力軸1に前記車両用自動変速機A1の入力軸2（入力部材）が連結される。

## 【0010】

前記ベルト式無段変速機構CVTは、前記車両用自動変速機A1の出力軸3（出力部材）の回転を入力回転とし、プライマリープーリ4とセンカンダリプーリ5とに掛け渡されたスチールベルト6の接触径に応じ無段階に変速比を変えて出力回転とし、変速機出力軸7から図外の差動機構に出力する。前記プライマリープーリ4は、固定プーリ4aと可動プーリ4bとを有し、前記センカンダリプーリ5は、固定プーリ5aと可動プーリ5bとを有し、前記可動プーリ4b、5bは、図外の変速制御圧装置により作り出された制御油圧をそれぞれのプーリ室に導くことによって、目標変速比（ベルト接触径の比）を得るように制御される。

30

## 【0011】

前記車両用自動変速機A1は、1組の遊星歯車組（シングルピニオン型遊星歯車組PG1）と、前記1組の遊星歯車組の断接や固定を行う複数の摩擦締結要素（フォワードクラッチFwd/C、ハイ&リバースクラッチH&R/C、ローブレーキLow/B、リバースブレーキREV/B）と、前記複数の摩擦締結要素の締結・解放の組み合わせにより、発進時に選択する前進低速段（1st）と、前進時に選択する前進高速段（2nd）と、後退時に選択する後退段（Rev.）と、を得る変速制御手段と、を備えている。

## 【0012】

前記遊星歯車組の回転要素と入出力軸2、3と変速機ケースTCとの間を互いに連結する連結メンバのうち、全ての変速段にて動力伝達経路となる位置に第1ダンパーDamp1を設け、少なくとも前進低速段にて動力伝達経路となる位置に第2ダンパーDamp2を設けている。実施例1では、図1に示すように、エンジン出力軸1と入力軸2との間に第1ダンパーDamp1を設け、ローブレーキLow/Bと変速機ケースTCとの間に第2ダンパーDamp2を設けている。

40

## 【0013】

前記1組の遊星歯車組は、図1に示すように、サンギヤSとピニオンキャリアCとリングギヤRを回転要素とするシングルピニオン型遊星歯車組PG1であり、前記サンギヤSは、入力軸2に連結し、前記ピニオンキャリアCは、リバースブレーキREV/Bを介して変速機ケー

50

スTCに固定可能に設けると共にフォワードクラッチFwd/Cを介して出力軸3に連結し、前記リングギヤRは、ローブレーキLow/Bを介して変速機ケースTCに固定可能に設けると共にハイ&リバースクラッチH&R/Cを介して出力軸3に連結している。

【0014】

前記変速制御手段は、前記フォワードクラッチFwd/Cと前記ローブレーキLow/Bの締結により前進低速段(1st)とし、前記フォワードクラッチFwd/Cと前記ハイ&リバースクラッチH&R/Cの締結により前進高速段(2nd)とし、前記ハイ&リバースクラッチH&R/Cと前記リバースブレーキREV/Bの締結により後退段(Rev.)としている(図3参照)。

【0015】

前記シングルピニオン型遊星歯車組PG1と前記リバースブレーキREV/Bとは、図1に示すように、軸方向の第1位置D1を通る軸直交線上に径方向に重ねて配列し、前記ローブレーキLow/Bと前記ハイ&リバースクラッチH&R/Cと前記フォワードクラッチFwd/Cとを、前記第1位置D1とは隣接する軸方向の第2位置D2を通る軸直交線上に径方向に重ねて配列している。ここで、前記リバースブレーキREV/Bは、リングギヤRの外周位置に設けられたブレーキドラムをバンドにより締め付けて変速機ケースTCに固定するバンドブレーキ方式である。

10

【0016】

図2は実施例1の車両用自動変速機A1を示すスケルトン図である。シングルピニオン型遊星歯車組PG1のサンギヤSは、入力軸2に連結している。シングルピニオン型遊星歯車組PG1のピニオンキャリアCは、リバースブレーキREV/Bを介して変速機ケースTCに固定可能に設けると共にフォワードクラッチFwd/Cを介して出力軸3に連結している。シングルピニオン型遊星歯車組PG1のリングギヤRは、ローブレーキLow/Bを介して変速機ケースTCに固定可能に設けると共にハイ&リバースクラッチH&R/Cを介して出力軸3に連結している。なお、前記入力軸2とエンジン出力軸1との間に第1ダンパーDamp1を介装し、前記ローブレーキLow/Bと変速機ケースTCとの間に第2ダンパーDamp2を介装している。

20

【0017】

図3は実施例1の車両用自動変速機A1による各変速段での締結・解放の作動表を示す図である。前進低速段(1st)は、フォワードクラッチFwd/CとローブレーキLow/Bを締結し、ハイ&リバースクラッチH&R/CとリバースブレーキREV/Bを解放することにより得る。前進高速段(2nd)は、フォワードクラッチFwd/Cとハイ&リバースクラッチH&R/Cを締結し、ローブレーキLow/BとリバースブレーキREV/Bを解放することにより得る。後退段(Rev.)は、ハイ&リバースクラッチH&R/CとリバースブレーキREV/Bを締結し、フォワードクラッチFwd/CとローブレーキLow/Bを解放することにより得る。

30

【0018】

図4は実施例1の車両用自動変速機における各変速段での共線図である。前進低速段(1st)と前進高速段(2nd)と後退段(Rev.)の回転数関係については、図4に示すように、シングルピニオン型遊星歯車組PG1の動的な動作を簡易的に表せる剛体レバーモデル(3つの回転数が必ず直線で結ばれる関係)を導入することができる。

ここで、「共線図」とは、差動歯車のギヤ比を考える場合、式により求める方法に代え、より簡単で分かりやすい作図により求める方法で用いられる速度線図であり、縦軸に各回転要素の回転数(回転速度)をとり、横軸に各回転要素をとり、各回転要素の間隔をサンギヤSとリングギヤRの歯数比(一般的に0.3~0.6)に基づく共線図レバー比になるように配置したものである。ちなみに、シングルピニオン型遊星歯車組PG1の各回転要素は、共線図上で、サンギヤS・ピニオンキャリアC・リングギヤRの順に配列され、サンギヤSとピニオンキャリアCとの間隔を1とした場合、ピニオンキャリアCとリングギヤRとの間隔は歯数比である。

40

【0019】

次に、作用を説明する。

[車両用自動変速機の課題]

まず、特開平7-190164号公報に記載された従来の自動変速機にあっては、エンジ

50

ンとVベルト式無段変速機構との間に、トルク増大機能を有する発進要素としてのトルクコンバータと、遊星歯車を用いて正転と逆転とを切り換える前後進切換要素としての前後進切換機構と、をそれぞれ別に軸方向に直列配置で設定していたため、軸方向サイズが大きくなり、レイアウト的に不利である。

【0020】

これに対し、特開2002-340163号公報には、前記トルクコンバータに代え発進要素として低速段と高速段とを有する副変速機を設けるものが提案されている。しかしながら、特開2002-340163号公報に記載の自動変速機も、トルク増大機能を有する発進要素としての副変速機と、遊星歯車を用いて正転と逆転とを切り換える前後進切換要素としての前後進切換機構と、をそれぞれ別に軸方向に直列配置で設定していたため、軸方向サイズが大きくなり、レイアウト的に不利である。

10

【0021】

このように、Vベルト式やトロイダル式の無段変速機の場合、同じ回転方向で変速比を無段階に変化させる機能は有するものの、遊星歯車式や平行二軸歯車式の有段変速機のような逆転機能を有さない。このため、前後進切換機構が不可欠であり、しかも、上記のように、高い発進トルクを確保するためにトルクコンバータあるいは副変速機による発進要素を必要とする。

【0022】

このため、それぞれ別の発進要素と前後進切換要素とを軸方向に直列配置で設定する従来技術では、自動変速機の小型化や軽量化を図ろうとしても限界があり、車両搭載性において不利となる。また、低コスト化を図ろうとしても限界がある。

20

【0023】

[変速作用]

上記課題に対し、実施例1の車両用自動変速機A1では、1組のシングルピニオン型遊星歯車組PG1と、1組のシングルピニオン型遊星歯車組PG1の断接や固定を行う2つのクラッチおよび2つのブレーキと、2つのクラッチおよび2つのブレーキの締結・解放の組み合わせにより、発進時に選択する前進低速段(1st)と、前進時に選択する前進高速段(2nd)と、後退時に選択する後退段(Rev.)と、を得る変速制御手段と、を備えることで、発進要素と前後進切換要素を1組のシングルピニオン型遊星歯車組PG1にて実現し、レイアウト的に有利とした。

30

【0024】

すなわち、例えば、ベルト式無段変速機構CVTが最大減速比側にある状況での発進時には、前進低速段(1st)を選択することで、図4の1stレバーに示すように、フォワードクラッチFwd/CとローブレーキLow/Bの締結により、サンギヤSへの入力回転数に対しピニオンキャリアCからの出力回転数が低い減速状態となり、エンジンEからの入力トルクは減速比の大きさに応じて増大する。

この発進時においては、例えば、締結されるフォワードクラッチFwd/CとローブレーキLow/Bのうち、ローブレーキLow/Bを先に締結し、フォワードクラッチFwd/Cの締結圧を、アクセル踏み込み操作量やアクセル踏み込み速度等に応じて制御することで、ベルト式無段変速機構CVTへの入力トルク立ち上げ特性として最適特性が得られるように制御することができる。

40

【0025】

発進後、例えば、車速が設定車速に達したら、前進高速段(2nd)を選択することで、図4の2ndレバーに示すように、フォワードクラッチFwd/Cとハイ&リバースクラッチH&R/Cを締結することにより、サンギヤSからの入力回転数とピニオンキャリアC及びリングギヤRからの出力回転数とが同じ回転数状態となり(変速比=1)、エンジンEからの入力トルクおよび回転数は、そのままベルト式無段変速機構CVTへ入力され、変速比はベルト式無段変速機構CVT側にて制御される。

前進低速段(1st)から前進高速段(2nd)への切り換えは、フォワードクラッチFwd/Cを締結状態としたまま、前進低速段(1st)にて締結されていたローブレーキLow/Bを解放し

50

、前進低速段（1st）にて解放されていたハイ&リバースクラッチH&R/Cを締結するという掛け換え制御により行われる。

【0026】

車両停止状態で後退段（Rev.）を選択すると、図4のRev.レバーに示すように、ハイ&リバースクラッチH&R/CとリバースブレーキREV/Bを締結することで、サンギヤSからの入力回転数とリングギヤRからの出力回転数とが逆方向の回転状態となり、出力軸3からはベルト式無段変速機構CVTに対し前進時とは逆方向の回転を入力することで後退走行が行われる。

この後退時においては、例えば、締結されるハイ&リバースクラッチH&R/CとリバースブレーキREV/Bのうち、リバースブレーキREV/Bを先に締結し、ハイ&リバースクラッチH&R/Cの締結圧を、アクセル踏み込み操作量やアクセル踏み込み速度等に応じて制御することで、発進時と同様に、ベルト式無段変速機構CVTへの入力トルク立ち上げ特性として最適特性が得られるように制御することができる。

10

【0027】

このように、実施例1の車両用自動変速機A1は、発進時に前進低速段（1st）を選択することで発進要素機能を発揮するし、前進時に前進高速段（2nd）を選択し、後退時に後退段（Rev.）を選択することで、前後進切換要素機能を発揮するというように、発進要素と前後進切換要素を1組のシングルピニオン型遊星歯車組PG1にて実現することで、発進要素と前後進切換要素とをそれぞれ別に設定した従来技術に比べて軸方向寸法の短縮が図られ、レイアウト的に有利とすることができる。

20

【0028】

また、実施例1の車両用自動変速機A1では、図1及び図2に示すように、エンジン出力軸1と入力軸2との間に第1ダンパーDamp1を設け、ローブレーキLow/Bと変速機ケースTCとの間に第2ダンパーDamp2を設けている。このため、低速モードと高速モードのそれぞれに最適なダンパー特性を設定することができる。つまり、低速モード用の第2ダンパーDamp2は、前進高速段（2nd）や後退段（Rev.）を選択したときにトルクフローから遮断されており、前進低速段（1st）の時にのみ、最適に機能できる設計が可能となる。一方、高速モード用の第1ダンパーDamp1は、前進高速段（2nd）の選択時に適した設計が可能になる。

【0029】

次に、効果を説明する。

実施例1の車両用自動変速機にあっては、下記に列挙する効果を得ることができる。

30

【0030】

(1) 1組の遊星歯車組と、前記1組の遊星歯車組の断接や固定を行う複数の摩擦締結要素と、前記複数の摩擦締結要素の締結・解放の組み合わせにより、発進時に選択する前進低速段（1st）と、前進時に選択する前進高速段（2nd）と、後退時に選択する後退段（Rev.）と、を得る変速制御手段と、を備えているため、発進要素と前後進切換要素を1組の遊星歯車組にて実現することで、レイアウト的に有利とすることができる。

【0031】

(2) 前記遊星歯車組の回転要素と入出力軸2, 3と変速機ケースTCとの間を互いに連結する連結メンバのうち、全ての変速段にて動力伝達経路となる位置に第1ダンパーDamp1を設け、少なくとも前進低速段（1st）にて動力伝達経路となる位置に第2ダンパーDamp2を設けているため、低速モードと高速モードのそれぞれに最適なダンパー特性を設定することができる。

40

【0032】

(3) 前記1組の遊星歯車組は、サンギヤSとピニオンキャリアCとリングギヤRを回転要素とするシングルピニオン型遊星歯車組PG1であり、前記サンギヤSは、入力軸2に連結し、前記ピニオンキャリアCは、リバースブレーキREV/Bを介して変速機ケースTCに固定可能に設けると共にフォワードクラッチFwd/Cを介して出力部材に連結し、前記リングギヤRは、ローブレーキLow/Bを介して変速機ケースTCに固定可能に設けると共にハイ&リバースク

50



ラッチH&R/Cを介して出力軸3に連結し、前記変速制御手段は、前記フォワードクラッチFwd/Cと前記ローブレーキLow/Bの締結により前進低速段(1st)とし、前記フォワードクラッチFwd/Cと前記ハイ&リバースクラッチH&R/Cの締結により前進高速段(2nd)とし、前記ハイ&リバースクラッチH&R/Cと前記リバースブレーキREV/Bの締結により後退段(Rev.)としているため、発進要素と前後進切換要素を1組のシングルピニオン型遊星歯車組PG1と2つのクラッチFwd/C、H&R/Cおよび2つのブレーキLow/B、REV/Bにて実現することができる。

【0033】

(4) シングルピニオン型遊星歯車組PG1とリバースブレーキREV/Bとは、軸方向の第1位置D1を通る軸直交線上に径方向に重ねて配列し、ローブレーキLow/Bとハイ&リバースクラッチH&R/CとフォワードクラッチFwd/Cとを、第1位置D1とは隣接する軸方向の第2位置D2を通る軸直交線上に径方向に重ねて配列したため、回転部材の共通部品化によりコスト低減が可能であると共に、各摩擦締結要素を軸方向に離れた位置に配置した場合に比べ、軸方向寸法の短縮化を図ることができる。

10

つまり、各摩擦締結要素(ローブレーキLow/B、ハイ&リバースクラッチH&R/C、フォワードクラッチFwd/C)を3層構造とすることにより、隣接する各摩擦締結要素の回転部材として共通部品を用いることができる。

【0034】

(5) リバースブレーキREV/Bは、バンドブレーキ方式としたため、多板ブレーキ方式を採用する場合に比べ、径方向寸法の短縮化を図ることができる。

20

【実施例2】

【0035】

実施例2は、1組のシングルピニオン型遊星歯車組を用い、サンギヤ入力とし増速による後退段(Rev.)とした例である。なお、実施例1は、1組のシングルピニオン型遊星歯車組を用い、リングギヤ入力とし減速による後退段(Rev.)としている。

【0036】

実施例2の車両用自動変速機A2の1組の遊星歯車組は、図5に示すように、サンギヤSとピニオンキャリアCとリングギヤRを回転要素とするシングルピニオン型遊星歯車組であり、前記サンギヤSは、ローブレーキLow/Bを介して変速機ケースTCに固定可能に設けると共にハイ&リバースクラッチH&R/Cを介して出力軸3に連結し、前記ピニオンキャリアCは、リバースブレーキREV/Bを介して変速機ケースTCに固定可能に設けると共にフォワードクラッチFwd/Cを介して出力軸3に連結し、前記リングギヤRは、入力軸2に連結している。

30

【0037】

そして、変速制御手段は、図6に示すように、前記フォワードクラッチFwd/Cと前記ローブレーキLow/Bの締結により前進低速段とし、前記フォワードクラッチFwd/Cと前記ハイ&リバースクラッチH&R/Cの締結により前進高速段とし、前記ハイ&リバースクラッチH&R/Cと前記リバースブレーキREV/Bの締結により後退段としている。なお、他の構成は実施例1と同様であるので、図示並びに説明を省略する。

【0038】

次に、変速作用を説明する。

発進時には、前進低速段(1st)を選択することで、図7の1stレバーに示すように、フォワードクラッチFwd/CとローブレーキLow/Bの締結により、リングギヤRからの入力回転数に対しピニオンキャリアCからの出力回転数が低い減速状態となり、エンジンEからの入力トルクを減速比の大きさに応じて増大する。

40

【0039】

発進後、例えば、車速が設定車速に達したら、前進高速段(2nd)を選択することで、図7の2ndレバーに示すように、フォワードクラッチFwd/Cとハイ&リバースクラッチH&R/Cを締結することにより、リングギヤRからの入力回転数とピニオンキャリアC及びサンギヤSからの出力回転数とが同じ回転数状態となり(変速比=1)、エンジンEからの入力ト

50

ルクおよび回転数は、そのままベルト式無段変速機構CVTへ入力され、変速比はベルト式無段変速機構CVT側にて制御される。

【0040】

後退段(Rev.)を選択すると、図7のRev.レバーに示すように、ハイ&リバースクラッチH&R/CとリバースブレーキREV/Bを締結することで、リングギヤRからの入力回転数とサンギヤSからの出力回転数とが逆方向の回転状態となり、出力軸3からはベルト式無段変速機構CVTに対し前進時とは逆方向の回転を入力することで後退走行が行われる。

【0041】

このように、実施例2の車両用自動変速機A2は、発進時に前進低速段(1st)を選択することで発進要素機能を発揮するし、前進時に前進高速段(2nd)を選択し、後退時に後退段(Rev.)を選択することで、前後進切換要素機能を発揮するというように、発進要素と前後進切換要素を1組のシングルピニオン型遊星歯車組PG1にて実現することで、発進要素と前後進切換要素とをそれぞれ別に設定した従来技術に比べて軸方向寸法の短縮が図られ、レイアウト的に有利とすることができる。なお、他の作用は実施例1と同様であるので説明を省略する。

【0042】

次に、効果を説明する。

実施例2の車両用自動変速機にあっては、実施例1の(1),(2)の効果に加え、下記の効果を得ることができる。

【0043】

(6) 1組の遊星歯車組は、サンギヤSとピニオンキャリアCとリングギヤRを回転要素とするシングルピニオン型遊星歯車組PG1であり、前記サンギヤSは、ローブレーキLow/Bを介して変速機ケースTCに固定可能に設けると共にハイ&リバースクラッチH&R/Cを介して出力軸3に連結し、前記ピニオンキャリアCは、リバースブレーキREV/Bを介して変速機ケースTCに固定可能に設けると共にフォワードクラッチFwd/Cを介して出力軸3に連結し、前記リングギヤRは、入力軸2に連結し、変速制御手段は、前記フォワードクラッチFwd/Cと前記ローブレーキLow/Bの締結により前進低速段とし、前記フォワードクラッチFwd/Cと前記ハイ&リバースクラッチH&R/Cの締結により前進高速段とし、前記ハイ&リバースクラッチH&R/Cと前記リバースブレーキREV/Bの締結により後退段としているため、発進要素と前後進切換要素を1組のシングルピニオン型遊星歯車組PG1と2つのクラッチFwd/C, H&R/Cおよび2つのブレーキLow/B, REV/Bにて実現することができる。

【実施例3】

【0044】

実施例3は、1組のシングルピニオン型遊星歯車組を用い、サンギヤまたはピニオンキャリアの入力で、リングギヤ出力とした例である。

【0045】

実施例3の車両用自動変速機A3の1組の遊星歯車組は、図8に示すように、サンギヤSとピニオンキャリアCとリングギヤRを回転要素とするシングルピニオン型遊星歯車組PG1であり、前記サンギヤSは、ハイブレーキHi/Bを介して変速機ケースTCに固定可能に設けると共にロー&リバースクラッチL&R/Cを介して入力軸2に連結し、前記ピニオンキャリアCは、リバースブレーキREV/Bを介して変速機ケースTCに固定可能に設けると共にフォワードクラッチFwd/Cを介して入力軸2に連結し、前記リングギヤRは、出力軸3に連結している。

【0046】

そして、変速制御手段は、図9に示すように、前記フォワードクラッチFwd/Cと前記ロー&リバースクラッチL&R/Cの締結により前進低速段とし、前記フォワードクラッチFwd/Cと前記ハイブレーキHi/Bの締結により前進高速段とし、前記ロー&リバースクラッチL&R/Cと前記リバースブレーキREV/Bの締結により後退段としている。

【0047】

さらに、第1ダンパーDamp1は、サンギヤSとロー&リバースクラッチL&R/Cとを連結する

10

20

30

40

50

回転メンバの途中位置に設けられ、第2ダンパーDamp2は、リングギヤRと出力軸3とを連結する回転メンバの途中位置に設けられている。なお、他の構成は実施例1と同様であるので、図示並びに説明を省略する。

【0048】

次に、変速作用を説明する。

発進時には、前進低速段(1st)を選択することで、図10の1stレバーに示すように、フォワードクラッチFwd/Cとロー&リバースクラッチL&R/Cの締結により、サンギヤS及びピニオンキャリアCからの入力回転数とリングギヤRからの出力回転数とが同じ回転数状態となり(変速比=1)、エンジンEからの入力トルクおよび回転数は、そのままベルト式無段変速機構CVTへ入力され、変速比はベルト式無段変速機構CVT側にて制御されることになる。すなわち、実施例3の場合、前進低速段(1st)が直結段であり、実施例1及び実施例2のように、トルク増大機能を有することはないが、例えば、ベルト式無段変速機構CVT側で、十分な減速比をとれる場合等においては、フォワードクラッチFwd/Cとロー&リバースクラッチL&R/Cのうち、少なくとも一方を発進クラッチとして油圧制御することができ、発進要素として機能する。

10

【0049】

発進後、例えば、車速が設定車速に達したら、前進高速段(2nd)を選択することで、図10の2ndレバーに示すように、フォワードクラッチFwd/CとハイブレーキHi/Bを締結することにより、ピニオンキャリアCからの入力回転数に対しリングギヤRからの出力回転数が増大し、エンジンEからの入力トルクを低減し、エンジンEからの入力回転数を増大してベルト式無段変速機構CVTへ入力され、トータル変速比は、実施例3の車両用自動変速機A3によるオーバードライブ変速比とベルト式無段変速機構CVTの変速比により決められる。

20

【0050】

後退段(Rev.)を選択すると、図10のRev.レバーに示すように、ロー&リバースクラッチL&R/CとリバースブレーキREV/Bを締結することで、サンギヤSからの入力回転数とリングギヤRからの出力回転数とが逆方向の回転状態となり、出力軸3からはベルト式無段変速機構CVTに対し前進時とは逆方向の回転を入力することで後退走行が行われる。

【0051】

このように、実施例3の車両用自動変速機A3は、発進時に前進低速段(1st)を選択することで発進要素機能を発揮するし、前進時に前進高速段(2nd)を選択し、後退時に後退段(Rev.)を選択することで、前後進切換要素機能を発揮するというように、発進要素と前後進切換要素を1組のシングルピニオン型遊星歯車組PG1にて実現することで、発進要素と前後進切換要素とをそれぞれ別に設定した従来技術に比べて軸方向寸法の短縮が図られ、レイアウト的に有利とすることができる。なお、他の作用は実施例1と同様であるので説明を省略する。

30

【0052】

次に、効果を説明する。

実施例3の車両用自動変速機にあっては、実施例1の(1),(2)の効果に加え、下記の効果を得ることができる。

40

【0053】

(7) 1組の遊星歯車組は、サンギヤSとピニオンキャリアCとリングギヤRを回転要素とするシングルピニオン型遊星歯車組PG1であり、前記サンギヤSは、ハイブレーキHi/Bを介して変速機ケースTCに固定可能に設けると共にロー&リバースクラッチL&R/Cを介して入力軸2に連結し、前記ピニオンキャリアCは、リバースブレーキREV/Bを介して変速機ケースTCに固定可能に設けると共にフォワードクラッチFwd/Cを介して入力軸2に連結し、前記リングギヤRは、出力軸3に連結し、変速制御手段は、前記フォワードクラッチFwd/Cと前記ロー&リバースクラッチL&R/Cの締結により前進低速段とし、前記フォワードクラッチFwd/Cと前記ハイブレーキHi/Bの締結により前進高速段とし、前記ロー&リバースクラッチL&R/Cと前記リバースブレーキREV/Bの締結により後退段としているため、発進要素と前後進

50

切換要素を 1 組のシングルピニオン型遊星歯車組 PG1 と 2 つのクラッチ Fwd/C, L&R/C および 2 つのブレーキ Hi/B, REV/B にて実現することができる。

【実施例 4】

【0054】

実施例 4 は、1 組のダブルピニオン型遊星歯車組を用い、サンギヤ入力で、ピニオンキャリア出力またはリングギヤ出力とした例である。

図 1 1 は実施例 4 の車両用自動変速機 A 4 が適用された車両駆動系を示す全体システム図である。車両駆動系は、図 1 1 に示すように、エンジン E と、車両用自動変速機 A 4 と、ベルト式無段変速機構 CVT と、を備えている。

【0055】

前記エンジン E は、実施例 1 と同様に、エンジン出力軸 1 に前記車両用自動変速機 A 4 の入力軸 2 (入力部材) が連結される。

【0056】

前記ベルト式無段変速機構 CVT は、実施例 1 と同様に、前記車両用自動変速機 A 4 の出力軸 3 (出力部材) の回転を入力回転とし、図外のプライマリープーリ 4 とセンカンダリプーリ 5 とに掛け渡されたスチールベルト 6 の接触径に応じ無段階に変速比を変えて出力回転とし、変速機出力軸 7 から図外の差動機構に出力する。

【0057】

前記車両用自動変速機 A 4 は、1 組の遊星歯車組 (ダブルピニオン型遊星歯車組 PG2) と、前記 1 組の遊星歯車組の断接や固定を行う複数の摩擦締結要素 (フォワードクラッチ Fwd/C、ハイ&リバースクラッチ H&R/C、ローブレーキ Low/B、リバースブレーキ REV/B) と、前記複数の摩擦締結要素の締結・解放の組み合わせにより、発進時に選択する前進低速段 (1st) と、前進時に選択する前進高速段 (2nd) と、後退時に選択する後退段 (Rev.) と、を得る変速制御手段と、を備えている。

【0058】

前記遊星歯車組の回転要素と入出力軸 2, 3 と変速機ケース TC との間を互いに連結する連結メンバのうち、全ての变速段にて動力伝達経路となる位置に第 1 ダンパー Damp1 を設け、少なくとも前進低速段にて動力伝達経路となる位置に第 2 ダンパー Damp2 を設けている。実施例 4 では、図 1 1 に示すように、エンジン出力軸 1 と入力軸 2 との間に第 1 ダンパー Damp1 を設け、ローブレーキ Low/B と変速機ケース TC との間に第 2 ダンパー Damp2 を設けている。

【0059】

前記 1 組の遊星歯車組は、図 1 1 に示すように、サンギヤ S とピニオンキャリア C とリングギヤ R を回転要素とするダブルピニオン型遊星歯車組 PG2 であり、前記サンギヤ S は、入力軸 2 に連結し、前記ピニオンキャリア C は、リバースブレーキ REV/B を介して変速機ケース TC に固定可能に設けると共にフォワードクラッチ Fwd/C を介して出力軸 3 に連結し、前記リングギヤ R は、ローブレーキ Low/B を介して変速機ケース TC に固定可能に設けると共にハイ&リバースクラッチ H&R/C を介して出力軸 3 に連結している。

【0060】

前記変速制御手段は、前記フォワードクラッチ Fwd/C と前記ローブレーキ Low/B の締結により前進低速段 (1st) とし、前記フォワードクラッチ Fwd/C と前記ハイ&リバースクラッチ H&R/C の締結により前進高速段 (2nd) とし、前記ハイ&リバースクラッチ H&R/C と前記リバースブレーキ REV/B の締結により後退段 (Rev.) としている (図 1 3 参照)。

【0061】

前記ダブルピニオン型遊星歯車組 PG2 と前記リバースブレーキ REV/B とは、図 1 1 に示すように、軸方向の第 1 位置 D1 を通る軸直交線上に径方向に重ねて配列し、前記ローブレーキ Low/B と前記ハイ&リバースクラッチ H&R/C と前記フォワードクラッチ Fwd/C とを、前記第 1 位置 D1 とは隣接する軸方向の第 2 位置 D2 を通る軸直交線上に径方向に重ねて配列している。ここで、前記リバースブレーキ REV/B は、リングギヤ R の外周位置に設けられたブレーキドラムをバンドにより締め付けて変速機ケース TC に固定するバンドブレーキ方式である

10

20

30

40

50

。

## 【 0 0 6 2 】

図 1 2 は実施例 4 の車両用自動変速機 A 4 を示すスケルトン図である。ダブルピニオン型遊星歯車組 PG2 のサンギヤ S は、入力軸 2 に連結している。ダブルピニオン型遊星歯車組 PG2 のピニオンキャリア C は、リバースブレーキ REV/B を介して変速機ケース TC に固定可能に設けると共にフォワードクラッチ Fwd/C を介して出力軸 3 に連結している。ダブルピニオン型遊星歯車組 PG2 のリングギヤ R は、ローブレーキ Low/B を介して変速機ケース TC に固定可能に設けると共にハイ&リバースクラッチ H&R/C を介して出力軸 3 に連結している。なお、前記入力軸 2 とエンジン出力軸 1 との間に第 1 ダンパー Damp1 を介装し、前記ローブレーキ Low/B と変速機ケース TC との間に第 2 ダンパー Damp2 を介装している。

10

## 【 0 0 6 3 】

図 1 3 は実施例 4 の車両用自動変速機 A 4 による各変速段での締結・解放の作動表を示す図である。前進低速段 (1st) は、フォワードクラッチ Fwd/C とローブレーキ Low/B を締結し、ハイ&リバースクラッチ H&R/C とリバースブレーキ REV/B を解放することにより得る。前進高速段 (2nd) は、フォワードクラッチ Fwd/C とハイ&リバースクラッチ H&R/C を締結し、ローブレーキ Low/B とリバースブレーキ REV/B を解放することにより得る。後退段 (Rev.) は、ハイ&リバースクラッチ H&R/C とリバースブレーキ REV/B を締結し、フォワードクラッチ Fwd/C とローブレーキ Low/B を解放することにより得る。

## 【 0 0 6 4 】

図 1 4 は実施例 4 の車両用自動変速機における各変速段での共線図である。前進低速段 (1st) と前進高速段 (2nd) と後退段 (Rev.) の回転数関係については、図 1 4 に示すように、ダブルピニオン型遊星歯車組 PG2 の動的な動作を簡易的に表せる剛体レバーモデル (3 つの回転数が必ず直線で結ばれる関係) を導入することができる。ここで、ダブルピニオン型遊星歯車組 PG2 の各回転要素は、共線図上で、サンギヤ S・リングギヤ R・ピニオンキャリア C の順に配列され、サンギヤ S とピニオンキャリア C との間隔を 1 とした場合、ピニオンキャリア C とリングギヤ R との間隔は歯数比 である。この歯数比は、一般的に 0.3~0.6 であるため、例えば、 = 0.5 とした場合、後退段 (Rev.) での変速比を 1 にすることができる。

20

## 【 0 0 6 5 】

前記ダブルピニオン型遊星歯車組 PG2 は、図 1 6 に示すように、ダブルピニオン P1, P2 を回転可能に支持するピニオンシャフト PS1, PS2 の両端部を一对のピニオンキャリア C1, C2 に固定し、前記ピニオンシャフト PS1, PS2 をキャリア支持構造体の構成部品としている。前記ピニオンシャフト PS1, PS2 の固定方法は、ピニオンシャフト PS1, PS2 の両端部を段差端面とし、ピニオンキャリア C1, C2 に開口した穴に段差端面を差し込み、図 1 6 (b) に示すように、一端側を溶接により固定し、他端側をボルトにより固定しても良いし、図 1 6 (c) に示すように、一端側を溶接により固定し、他端側をカシメにより固定しても良い。

30

## 【 0 0 6 6 】

次に、作用を説明する。

## 〔ピニオン支持作用〕

従来のダブルピニオン型遊星歯車組は、図 1 5 (a) に示すように、サンギヤとリングギヤとの間に 120 度の等間隔で 3 セットのダブルピニオンを配置し、周方向に隣接するダブルピニオンとの間に十分な断面積によるキャリア支持柱 (A 部) を配置し、キャリア支持強度を確保していた。

40

## 【 0 0 6 7 】

この基本構造を維持したまま、高伝達トルクに対応させるためのギア強度アップには、ダブルピニオンセットを 3 セットから 4 セットへと増加することが有効である。しかし、図 1 5 (b) に示すように、単には、ダブルピニオンセットを増加するだけでは、キャリア支持柱 (A 部) の断面積が犠牲となって削減されることになり、十分なキャリア支持強度を実現できなくなる。

## 【 0 0 6 8 】

50

そこで、図16(b)に示すボルト方式+溶接、もしくは、図16(c)に示すカシメ方式+溶接により、一对のピニオンキャリアC1,C2を強固に結合すると、ピニオンシャフトPS1,PS2と一对のピニオンキャリアC1,C2との相対変位を防止し、ダブルピニオンP1,P2が一对のピニオンキャリアC1,C2に対してずれることを防止でき、ピニオンシャフトPS1,PS2が一对のピニオンキャリアC1,C2に対して傾倒するのを防止して、一对のピニオンキャリアC1,C2同士を強固に結合することができる。

【0069】

このように、一对のピニオンキャリアC1,C2をピニオンシャフトPS1,PS2を介して強固に結合することで、上記キャリア支持柱(A部)の小断面化または廃止が可能になり、十分なキャリア支持強度を保ちながら、ダブルピニオンセットを3セットから4セットへと増加することが可能になる。

10

【0070】

[変速作用]

実施例4の車両用自動変速機A4では、発進要素と前後進切換要素を1組のダブルピニオン型遊星歯車組PG2にて実現し、レイアウト的に有利とした。

すなわち、発進時には、前進低速段(1st)を選択することで、図14の1stレバーに示すように、フォワードクラッチFwd/CとローブレーキLow/Bの締結により、サンギヤSへの入力回転数に対しピニオンキャリアCからの出力回転数が低い減速状態となり、エンジンEからの入力トルクは減速比の大きさに応じて増大する。

【0071】

20

発進後、例えば、車速が設定車速に達したら、前進高速段(2nd)を選択することで、図14の2ndレバーに示すように、フォワードクラッチFwd/Cとハイ&リバースクラッチH&R/Cを締結することにより、サンギヤSからの入力回転数とピニオンキャリアC及びリングギヤRからの出力回転数とが同じ回転数状態となり(変速比=1)、エンジンEからの入力トルクおよび回転数は、そのままベルト式無段変速機構CVTへ入力され、変速比はベルト式無段変速機構CVT側にて制御される。

【0072】

車両停止状態で後退段(Rev.)を選択すると、図14のRev.レバーに示すように、ハイ&リバースクラッチH&R/CとリバースブレーキREV/Bを締結することで、サンギヤSからの入力回転数とリングギヤRからの出力回転数とが逆方向の回転状態となり、出力軸3からはベルト式無段変速機構CVTに対し前進時とは逆方向で、ほぼ変速比1による回転を入力することで後退走行が行われる。

30

【0073】

このように、実施例4の車両用自動変速機A4は、発進時に前進低速段(1st)を選択することで発進要素機能を発揮するし、前進時に前進高速段(2nd)を選択し、後退時に後退段(Rev.)を選択することで、前後進切換要素機能を発揮するというように、発進要素と前後進切換要素を1組のダブルピニオン型遊星歯車組PG2にて実現することで、発進要素と前後進切換要素とをそれぞれ別に設定した従来技術に比べて軸方向寸法の短縮が図られ、レイアウト的に有利とすることができる。しかも、1組のシングルピニオン型遊星歯車組PG1では、事実上不可能とされる後退段(Rev.)での変速比を1、もしくは、1に近づけることができる。

40

【0074】

次に、効果を説明する。

実施例4の車両用自動変速機にあっては、実施例1の(1),(2)の効果に加え、下記の効果を得ることができる。

【0075】

(8) 1組の遊星歯車組は、サンギヤSとピニオンキャリアCとリングギヤRを回転要素とするダブルピニオン型遊星歯車組PG2であり、前記サンギヤSは、入力軸2に連結し、前記ピニオンキャリアCは、リバースブレーキREV/Bを介して変速機ケースTCに固定可能に設けると共にフォワードクラッチFwd/Cを介して出力軸3に連結し、前記リングギヤRは、ロー

50

ブレーキLow/Bを介して変速機ケースTCに固定可能に設けると共にハイ&リバースクラッチH&R/Cを介して出力軸3に連結し、前記変速制御手段は、前記フォワードクラッチFwd/Cと前記ローブレーキLow/Bの締結により前進低速段(1st)とし、前記フォワードクラッチFwd/Cと前記ハイ&リバースクラッチH&R/Cの締結により前進高速段(2nd)とし、前記ハイ&リバースクラッチH&R/Cと前記リバースブレーキREV/Bの締結により後退段(Rev.)とするため、発進要素と前後進切換要素を1組のダブルピニオン型遊星歯車組PG2と2つのクラッチFwd/C, H&R/Cおよび2つのブレーキLow/B, REV/Bにて実現することができる。

【0076】

(9) ダブルピニオン型遊星歯車組PG2と前記リバースブレーキREV/Bとは、軸方向の第1位置D1を通る軸直交線上に径方向に重ねて配列し、前記ローブレーキLow/Bと前記ハイ&リバースクラッチH&R/Cと前記フォワードクラッチFwd/Cとを、前記第1位置D1とは隣接する軸方向の第2位置D2を通る軸直交線上に径方向に重ねて配列したため、回転部材の共通部品化によりコスト低減が可能であると共に、各摩擦締結要素を軸方向に離れた位置に配置した場合に比べ、軸方向寸法の短縮化を図ることができる。

10

つまり、各摩擦締結要素(ローブレーキLow/B、ハイ&リバースクラッチH&R/C、フォワードクラッチFwd/C)を3層構造とすることにより、隣接する各摩擦締結要素の回転部材として共通部品を用いることができる。

【0077】

(10) 前記リバースブレーキREV/Bは、バンドブレーキ方式であるため、多板ブレーキ方式を採用する場合に比べ、径方向寸法の短縮化を図ることができる。

20

【0078】

(11) ダブルピニオン型遊星歯車組PG2は、図16に示すように、ダブルピニオンP1, P2を回転可能に支持するピニオンシャフトPS1, PS2の両端部を一对のピニオンキャリアC1, C2に固定し、前記ピニオンシャフトPS1, PS2をキャリア支持構造体の構成部品とするため、従来のキャリアの柱を廃止し、ピニオンシャフトPS1, PS2でキャリア支持を兼用させることで、高トルク容量化を実現するピニオンセット数を増加することができる。

【実施例5】

【0079】

実施例5は、1組のラビニョオ型遊星歯車組を用い、フロントサンギヤまたはリヤサンギヤ入力で、リヤリングギヤ出力とした例である。

30

【0080】

実施例5の車両用自動変速機A5の1組の遊星歯車組は、図17に示すように、フロントサンギヤ $S_F$ と、リヤサンギヤ $S_R$ と、ショートピニオン $P_S$ とロングピニオン $P_L$ を支持する共通ピニオンキャリアPCと、リヤリングギヤ $R_R$ を回転要素とするラビニョオ型遊星歯車組PG3であり、前記フロントサンギヤ $S_F$ は、第2クラッチC2を介して入力軸2に連結し、前記リヤサンギヤ $S_R$ は、第1クラッチC1を介して入力軸2に連結し、前記共通ピニオンキャリアPCは、第3ブレーキB3を介して変速機ケースTCに固定可能に設け、前記リヤリングギヤ $R_R$ は、出力軸3に連結している。

【0081】

そして、変速制御手段は、図18に示すように、前記第1クラッチC1と前記第3ブレーキB3の締結により前進低速段(1st)とし、前記第1クラッチC1と前記第2クラッチC2の締結により前進高速段(2nd)とし、前記第2クラッチC2と前記第3ブレーキB3の締結により後退段(Rev.)としている。前記入力軸2とエンジン出力軸1との間に第1ダンパーDamp1を介装し、前記第3ブレーキB3と変速機ケースTCとの間に第2ダンパーDamp2を介装している。

40

【0082】

次に、変速作用を説明する。

発進時には、前進低速段(1st)を選択することで、図18の1stレバーに示すように、第1クラッチC1と第3ブレーキB3の締結により、リヤサンギヤ $S_R$ からの入力回転数に対しリヤリングギヤ $R_R$ からの出力回転数が低い減速状態となり、エンジンEからの入力トルク

50

を減速比の大きさに応じて増大する。

【0083】

発進後、例えば、車速が設定車速に達したら、前進高速段(2nd)を選択することで、図19の2ndレバーに示すように、第1クラッチC1と第2クラッチC2を締結することにより、フロントサンギヤ $S_F$ 及びリヤサンギヤ $S_R$ からの入力回転数とリヤリングギヤ $R_R$ からの出力回転数とが同じ回転数状態となり(変速比=1)、エンジンEからの入力トルクおよび回転数は、そのままベルト式無段変速機構CVTへ入力され、変速比はベルト式無段変速機構CVT側にて制御される。

【0084】

後退段(Rev.)を選択すると、図18のRev.レバーに示すように、第2クラッチC2と第3ブレーキB3を締結することで、フロントサンギヤ $S_F$ からの入力回転数とリヤリングギヤ $R_R$ からの出力回転数とが逆方向の回転状態となり、出力軸3からはベルト式無段変速機構CVTに対し前進時とは逆方向の回転を入力することで後退走行が行われる。

10

【0085】

このように、実施例5の車両用自動変速機A5は、発進時に前進低速段(1st)を選択することで発進要素機能を発揮するし、前進時に前進高速段(2nd)を選択し、後退時に後退段(Rev.)を選択することで、前後進切換要素機能を発揮するというように、発進要素と前後進切換要素を1組のラビニョオ型遊星歯車組PG3にて実現することで、発進要素と前後進切換要素とをそれぞれ別に設定した従来技術に比べて軸方向寸法の短縮が図られ、レイアウト的に有利とすることができる。なお、他の作用は実施例1と同様であるので

20

説明を省略する。

【0086】

次に、効果を説明する。

実施例5の車両用自動変速機にあっては、実施例1の(1),(2)の効果に加え、下記の効果を得ることができる。

【0087】

(12)前記1組の遊星歯車組は、フロントサンギヤ $S_F$ と、リヤサンギヤ $S_R$ と、ショートピニオン $P_S$ とロングピニオン $P_L$ を支持する共通ピニオンキャリアPCと、リヤリングギヤ $R_R$ を回転要素とするラビニョオ型遊星歯車組PG3であり、前記フロントサンギヤ $S_F$ は、第2クラッチC2を介して入力軸2に連結し、前記リヤサンギヤ $S_R$ は、第1クラッチC1を介して入力軸2に連結し、前記共通ピニオンキャリアPCは、第3ブレーキB3を介して変速機ケースTCに固定可能に設け、前記リヤリングギヤ $R_R$ は、出力軸3に連結し、前記変速制御手段は、前記第1クラッチC1と前記第3ブレーキB3の締結により前進低速段(1st)とし、前記第1クラッチC1と前記第2クラッチC2の締結により前進高速段(2nd)とし、前記第2クラッチC2と前記第3ブレーキB3の締結により後退段(Rev.)とするため、発進要素と前後進切換要素を1組のラビニョオ型遊星歯車組PG3と2つのクラッチC1,C2および1つのブレーキB3にて実現することができる。つまり、実施例1~4に比べ、ブレーキの数を1つ減らした3つの摩擦締結要素により、前進低速段(1st)と前進高速段(2nd)と後退段(Rev.)を得ることができる。

30

【実施例6】

40

【0088】

実施例6は、1組のラビニョオ型遊星歯車組を用い、リヤサンギヤ入力またはフロント及びリヤサンギヤ入力で、共通ピニオンキャリア出力とした例である。

【0089】

実施例6の車両用自動変速機A6の1組の遊星歯車組は、図20に示すように、フロントサンギヤ $S_F$ と、リヤサンギヤ $S_R$ と、ショートピニオン $P_S$ とロングピニオン $P_L$ を支持する共通ピニオンキャリアPCと、リヤリングギヤ $R_R$ を回転要素とするラビニョオ型遊星歯車組PG3であり、前記フロントサンギヤ $S_F$ は、第1クラッチC1を介して入力軸2に連結すると共に第1ブレーキB1を介して変速機ケースTCに固定可能とし、前記リヤサンギヤ $S_R$ は、入力軸2に連結し、前記共通ピニオンキャリアPCは、出力軸3に連結し、前記リヤリングギ

50



ヤ $R_R$ は、第2ブレーキB2を介して変速機ケースTCに固定可能としている。

【0090】

そして、変速制御手段は、図21に示すように、前記第1ブレーキB1の締結により前進低速段(1st)とし、前記第1クラッチC1の締結により前進高速段(2nd)とし、前記第2ブレーキB2の締結により後退段(Rev.)としている。前記入力軸2とエンジン出力軸1との間に第1ダンパーDamp1を介装し、前記第1ブレーキB1と変速機ケースTCとの間に第2ダンパーDamp2を介装している。

【0091】

次に、変速作用を説明する。

発進時には、前進低速段(1st)を選択することで、図22の1stレバーに示すように、第1ブレーキB1の締結により、リヤサンギヤ $S_R$ からの入力回転数に対し共通ピニオンキャリアPCからの出力回転数が低い減速状態となり、エンジンEからの入力トルクを減速比の大きさに応じて増大する。

10

【0092】

発進後、例えば、車速が設定車速に達したら、前進高速段(2nd)を選択することで、図21の2ndレバーに示すように、第1クラッチC1を締結することにより、フロントサンギヤ $S_F$ 及びリヤサンギヤ $S_R$ からの入力回転数と共通ピニオンキャリアPCからの出力回転数とが同じ回転数状態となり(変速比=1)、エンジンEからの入力トルクおよび回転数は、そのままベルト式無段変速機構CVTへ入力され、変速比はベルト式無段変速機構CVT側にて制御される。

20

【0093】

後退段(Rev.)を選択すると、図21のRev.レバーに示すように、第2ブレーキB2を締結することで、リヤサンギヤ $S_R$ からの入力回転数と共通ピニオンキャリアPCからの出力回転数とが逆方向の回転状態となり、出力軸3からはベルト式無段変速機構CVTに対し前進時とは逆方向の回転を入力することで後退走行が行われる。

【0094】

このように、実施例6の車両用自動変速機A6は、発進時に前進低速段(1st)を選択することで発進要素機能を発揮するし、前進時に前進高速段(2nd)を選択し、後退時に後退段(Rev.)を選択することで、前後進切換要素機能を発揮するというように、発進要素と前後進切換要素を1組のラビニョオ型遊星歯車組PG3にて実現することで、発進要素と前後進切換要素とをそれぞれ別に設定した従来技術に比べて軸方向寸法の短縮が図られ、レイアウト的に有利とすることができる。なお、他の作用は実施例1と同様であるので説明を省略する。

30

【0095】

次に、効果を説明する。

実施例6の車両用自動変速機にあっては、実施例1の(1),(2)の効果に加え、下記の効果を得ることができる。

【0096】

(13) 前記1組の遊星歯車組は、フロントサンギヤ $S_F$ と、リヤサンギヤ $S_R$ と、ショートピニオン $P_S$ とロングピニオン $P_L$ を支持する共通ピニオンキャリアPCと、リヤリングギヤ $R_R$ を回転要素とするラビニョオ型遊星歯車組PG3であり、前記フロントサンギヤ $S_F$ は、第1クラッチC1を介して入力軸2に連結すると共に第1ブレーキB1を介して変速機ケースTCに固定可能とし、前記リヤサンギヤ $S_R$ は、入力軸2に連結し、前記共通ピニオンキャリアPCは、出力軸3に連結し、前記リヤリングギヤ $R_R$ は、第2ブレーキB2を介して変速機ケースTCに固定可能とし、前記変速制御手段は、前記第1ブレーキB1の締結により前進低速段(1st)とし、前記第1クラッチC1の締結により前進高速段(2nd)とし、前記第2ブレーキB2の締結により後退段(Rev.)とするため、発進要素と前後進切換要素を1組のラビニョオ型遊星歯車組PG3と1つのクラッチC1および2つのブレーキB1,B2にて実現することができる。つまり、実施例1~4に比べ、クラッチの数を1つ減らした3つの摩擦締結要素により、前進低速段(1st)と前進高速段(2nd)と後退段(Rev.)を得ることができる。さ

40

50

らに、各変速段は、それぞれ1つの摩擦締結要素を締結することで得られる。

【0097】

以上、本発明の車両用自動変速機を実施例1～実施例6に基づき説明してきたが、具体的な構成については、これらの実施例に限られるものではなく、特許請求の範囲の各請求項に係る発明の要旨を逸脱しない限り、設計の変更や追加等は許容される。

【0098】

実施例1～6では、1組の遊星歯車組として、シングルピニオン型遊星歯車組PG1とダブルピニオン型遊星歯車組PG2とラビニョオ型遊星歯車組PG3の例を示したが、1組の遊星歯車組を構成するものであれば、実施例1～6の遊星歯車組に限定されない。

【0099】

実施例1～6では、1組の遊星歯車組の断接や固定を行う複数の摩擦締結要素として、2クラッチ・2ブレーキ（実施例1～4）と、2クラッチ・1ブレーキ（実施例5）と、1クラッチ・2ブレーキ（実施例5）と、を示したが、これらに限られることはない。要するに、複数の摩擦締結要素の締結・解放の組み合わせにより、少なくとも、発進時に選択する前進低速段と、前進時に選択する前進高速段と、後退時に選択する後退段と、を得ることができれば良い。

【産業上の利用可能性】

【0100】

実施例1～6の車両用自動変速機を副変速機とし、ベルト式無段変速機構CVTを主変速機として変速機ユニットを構成する例を示したが、主変速機としては、ベルト式無段変速機構CVTに限らず、トロイダル型無段変速機構、逆転機能を持たない有段自動変速機、等を用いても良い。

【0101】

実施例1～6の車両用自動変速機では、動力源としてエンジンを用いたエンジン車への適用例を示したが、動力源として電動モータを用いる電気自動車や、エンジンと電動モータを用いるハイブリッド車等に適用することもできる。例えば、電気自動車やハイブリッド車では、発進要素と前後進切換要素とを併せ持つ自動変速機が望まれている。電気自動車やハイブリッド車の場合、発進要素により必要とする発進トルクに対し最大モータ出力を抑えることができれば電動モータの小型化を図ることができるし、前後進切換要素によりモータの一方向に回転させるだけで正転と逆転とを切り換えることができれば電動モータの高効率化を図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【0102】

【図1】実施例1の車両用自動変速機A1が適用された車両駆動系を示す全体システム図である。

【図2】実施例1の車両用自動変速機A1を示すスケルトン図である。

【図3】実施例1の車両用自動変速機A1における各変速段でのクラッチ・ブレーキの作動表を示す図である。

【図4】実施例1の車両用自動変速機A1における各変速段での回転数関係を示す共線図である。

【図5】実施例2の車両用自動変速機A2を示すスケルトン図である。

【図6】実施例2の車両用自動変速機A2における各変速段でのクラッチ・ブレーキの作動表を示す図である。

【図7】実施例2の車両用自動変速機A2における各変速段での回転数関係を示す共線図である。

【図8】実施例3の車両用自動変速機A3を示すスケルトン図である。

【図9】実施例3の車両用自動変速機A3における各変速段でのクラッチ・ブレーキの作動表を示す図である。

【図10】実施例3の車両用自動変速機A3における各変速段での回転数関係を示す共線図である。

10

20

30

40

50

【図 1 1】実施例 4 の車両用自動変速機 A 4 が適用された車両駆動系を示す全体システム図である。

【図 1 2】実施例 4 の車両用自動変速機 A 4 を示すスケルトン図である。

【図 1 3】実施例 4 の車両用自動変速機 A 4 における各変速段でのクラッチ・ブレーキの作動表を示す図である。

【図 1 4】実施例 4 の車両用自動変速機 A 4 における各変速段での回転数関係を示す共線図である。

【図 1 5】従来技術でのダブルピニオンを支持するピニオンキャリア構造体を示す図である。

【図 1 6】実施例 4 でのダブルピニオンを支持するピニオンキャリア構造体を示す図である。 10

【図 1 7】実施例 5 の車両用自動変速機 A 5 を示すスケルトン図である。

【図 1 8】実施例 5 の車両用自動変速機 A 5 における各変速段でのクラッチ・ブレーキの作動表を示す図である。

【図 1 9】実施例 5 の車両用自動変速機 A 5 における各変速段での回転数関係を示す共線図である。

【図 2 0】実施例 6 の車両用自動変速機 A 6 を示すスケルトン図である。

【図 2 1】実施例 6 の車両用自動変速機 A 6 における各変速段でのクラッチ・ブレーキの作動表を示す図である。

【図 2 2】実施例 6 の車両用自動変速機 A 6 における各変速段での回転数関係を示す共線図である。 20

【符号の説明】

【 0 1 0 3 】

A 1 , A 2 , A 3 , A 4 , A 5 , A 6 車両用自動変速機

E エンジン

CVT ベルト式無段変速機構

1 エンジン出力軸

2 入力軸（入力部材）

3 出力軸（出力部材）

4 プライマリープーリ

4 a 固定プーリ

4 b 可動プーリ

5 センカンダリプーリ

5 a 固定プーリ

5 b 可動プーリ

6 スチールベルト

7 変速機出力軸

PG1 シングルピニオン型遊星歯車組（ 1 組の遊星歯車組 ）

PG2 ダブルピニオン型遊星歯車組（ 1 組の遊星歯車組 ）

PG3 ラピニョウ型遊星歯車組（ 1 組の遊星歯車組 ）

Fwd/C フォワードクラッチ（摩擦締結要素）

H&R/C ハイ&リバースクラッチ（摩擦締結要素）

Low/B ローブレーキ（摩擦締結要素）

REV/B リバースブレーキ（摩擦締結要素）

TC 変速機ケース

Damp1 第 1 ダンパー

Damp2 第 2 ダンパー

S サンギヤ

C ピニオンキャリア

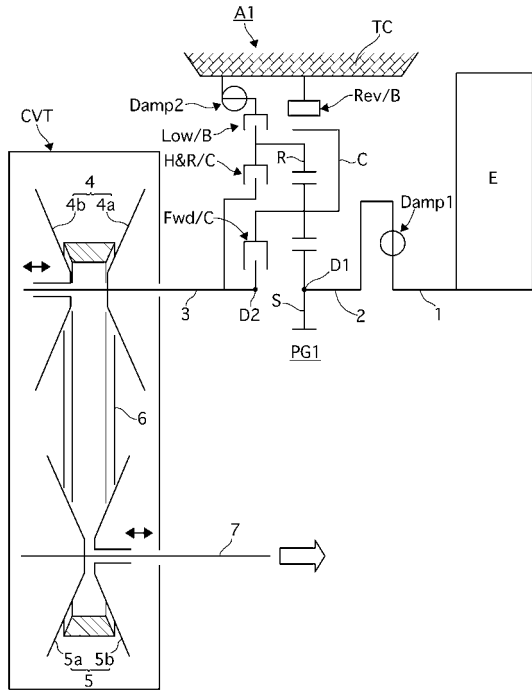
R リングギヤ

30

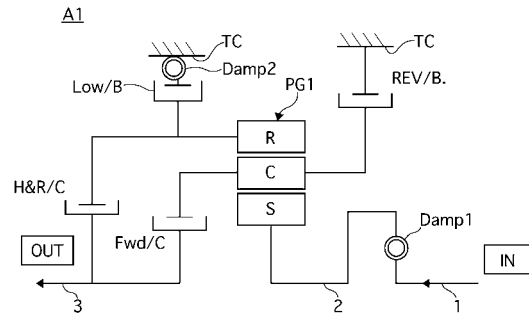
40

50

【 図 1 】



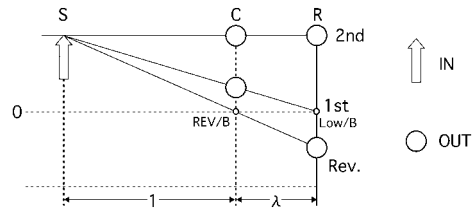
【 図 2 】



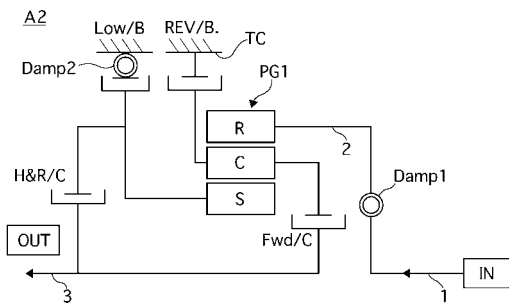
【 図 3 】

	Fwd/C	H&R/C	Low/B	REV/B
1st	○	×	○	×
2nd	○	○	×	×
Rev.	×	○	×	○

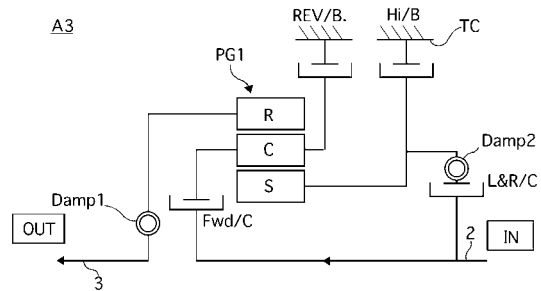
【 図 4 】



【 図 5 】



【 図 8 】



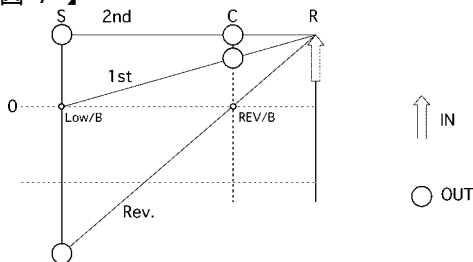
【 図 6 】

	Fwd/C	H&R/C	Low/B	REV/B
1st	○	×	○	×
2nd	○	○	×	×
Rev.	×	○	×	○

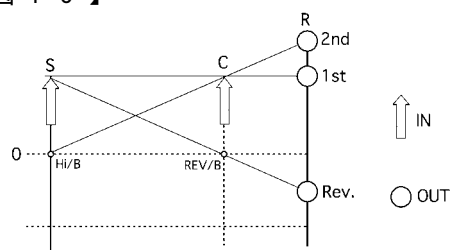
【 図 9 】

	Fwd/C	L&R/C	Hi/B	REV/B
1st	○	○	×	×
2nd	○	×	○	×
Rev.	×	○	×	○

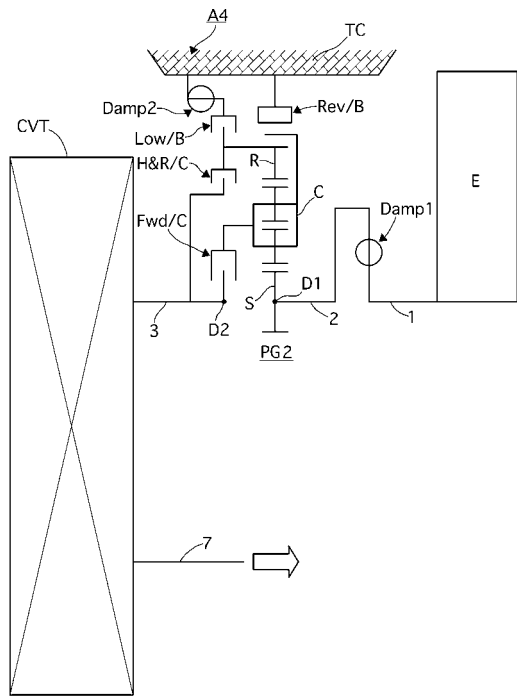
【 図 7 】



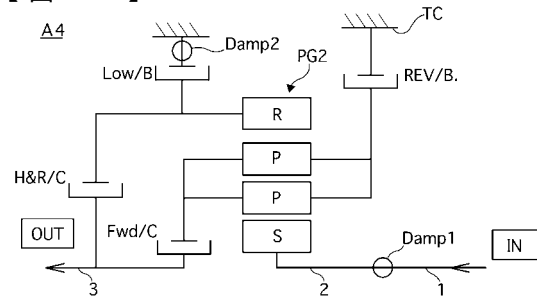
【 図 10 】



【図 1 1】



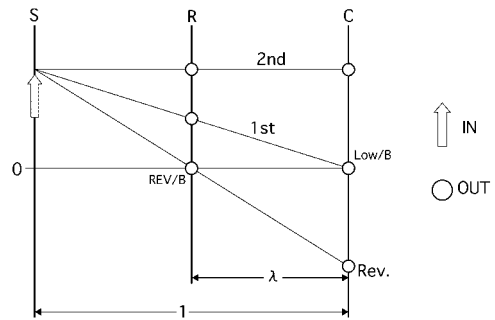
【図 1 2】



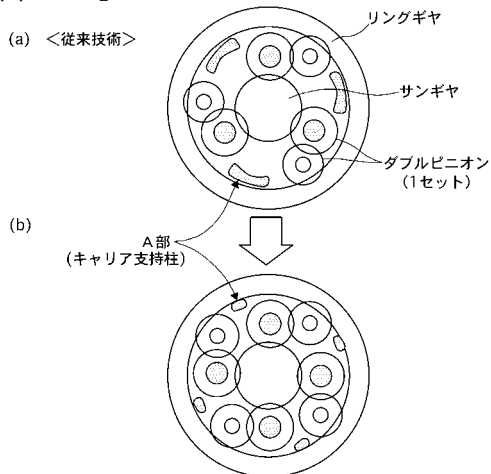
【図 1 3】

	H&R/C	Low/B	Fwd/C	REV/B
1st	×	○	○	×
2nd	○	×	○	×
Rev.	○	×	×	○

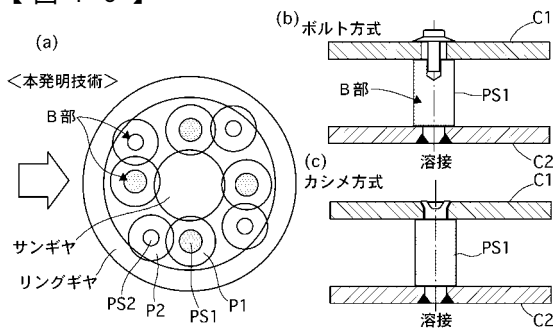
【図 1 4】



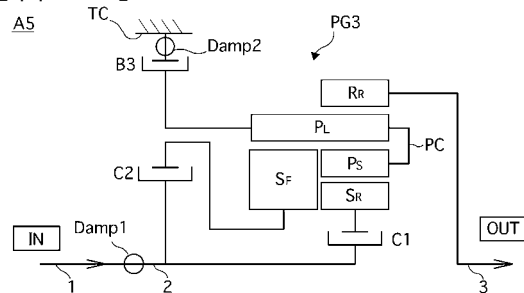
【図 1 5】



【図 1 6】



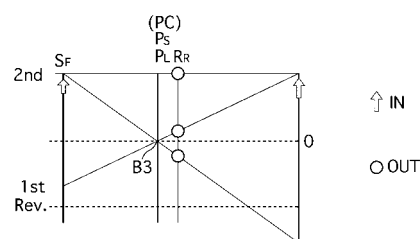
【図 1 7】



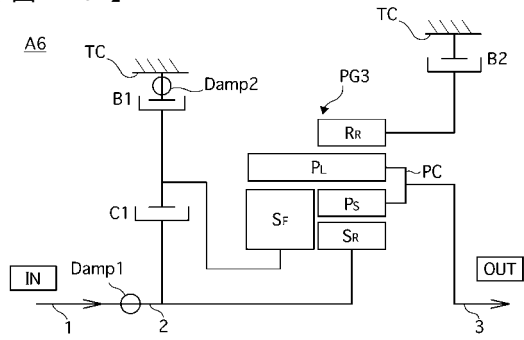
【図 1 8】

	C1	C2	B3
1st	○	×	○
2nd	○	○	×
Rev.	×	○	○

【図 1 9】



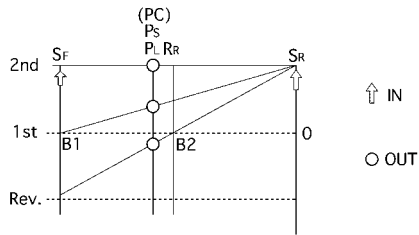
【 2 0 】



【 2 1 】

	C1	B1	B2
1st	×	○	×
2nd	○	×	×
Rev.	×	×	○

【 2 2 】



---

フロントページの続き

(72)発明者 堀 洋祐

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

日産自動車株式会社

(72)発明者 宮本 裕介

神奈川県座間市ひばりが丘5-51-5

株式会社日産テクノ内

Fターム(参考) 3J028 EA25 EB04 EB13 EB31 EB33 EB44 EB62 EB66 FB03 FC12

FC23 FC24 GA02 HA12

3J062 AA01 AA17 AB01 AB06 AB12 AB34 AC03 AC04 BA13 CG01

CG02 CG03 CG06 CG07 CG13 CG32 CG37 CG82