

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6064851号
(P6064851)

(45) 発行日 平成29年1月25日(2017.1.25)

(24) 登録日 平成29年1月6日(2017.1.6)

(51) Int.Cl. F 1
F 1 6 H 3/66 (2006.01) F 1 6 H 3/66 Z

請求項の数 3 (全 16 頁)

(21) 出願番号	特願2013-198776 (P2013-198776)	(73) 特許権者	000003137
(22) 出願日	平成25年9月25日 (2013. 9. 25)		マツダ株式会社
(65) 公開番号	特開2015-64070 (P2015-64070A)		広島県安芸郡府中町新地3番1号
(43) 公開日	平成27年4月9日 (2015. 4. 9)	(74) 代理人	100101454
審査請求日	平成28年2月25日 (2016. 2. 25)		弁理士 山田 卓二
		(74) 代理人	100081422
			弁理士 田中 光雄
		(74) 代理人	100083013
			弁理士 福岡 正明
		(72) 発明者	小河内 康弘
			広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
		(72) 発明者	仲岸 優
			広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 自動変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

変速機ケース内に、
 駆動源に連結された入力軸と、
 前記入力軸と同軸上に配設されてデファレンシャル機構に連結される出力部材と、
 第1サンギヤ、第1リングギヤ及び第1キャリアを有するダブルピニオン型の第1プラ
 ネタリギヤセットと、
 第2サンギヤ、第2リングギヤ及び第2キャリアを有するシングルピニオン型の第2プ
 ラネタリギヤセットと、
 第3サンギヤ、第3リングギヤ及び第3キャリアを有するシングルピニオン型の第3プ
 ラネタリギヤセットと、
 第4サンギヤ、第4リングギヤ及び第4キャリアを有するダブルピニオン型の第4プ
 ネタリギヤセットと、
 第1、第2、第3クラッチと、
 第1、第2ブレーキと、
 を備えた横置き式の自動変速機であって、
 前記入力軸と前記第1サンギヤとが常時連結され、
 前記出力部材と前記第3キャリアとが常時連結され、
 前記第1リングギヤと前記第3リングギヤとが常時連結され、
 前記第1キャリアと前記第4サンギヤとが常時連結され、

10

20

前記第 2 リングギヤと前記第 4 リングギヤとが常時連結され、
 前記第 2 キャリヤと前記第 3 サンギヤとが常時連結され、
 前記第 1 クラッチは、前記第 1 キャリヤと前記第 3 キャリヤ及び前記出力部材との間を断接し、

前記第 2 クラッチは、前記第 4 キャリヤと前記第 1 リングギヤ及び前記第 3 リングギヤとの間を断接し、

前記第 3 クラッチは、前記第 4 キャリヤと前記第 2 キャリヤ及び前記第 3 サンギヤとの間を断接し、

前記第 1 ブレーキは、前記第 2 サンギヤと前記変速機ケースとの間を断接し、

前記第 2 ブレーキは、前記第 2 リングギヤ及び前記第 4 リングギヤと前記変速機ケースとの間を断接し、

前記第 1、第 2、第 3 クラッチが締結され、前記第 1、第 2 ブレーキが解放されたときに、減速比 1 の 8 速が形成され、かつ、

前記第 1、第 2、第 3、第 4 プラネタリギヤセットのうち、前記入力軸が常時連結された第 1 サンギヤを有する第 1 プラネタリギヤセットが最も駆動源側に配設されている、ことを特徴とする自動変速機。

【請求項 2】

前記第 1、第 2、第 3 クラッチ及び前記第 1、第 2 ブレーキのうち、

前記第 2 クラッチ、前記第 1 ブレーキ及び前記第 2 ブレーキが締結されたときに 1 速が形成され、

前記第 2 クラッチ、前記第 3 クラッチ及び前記第 2 ブレーキが締結されたときに 2 速が形成され、

前記第 3 クラッチ、前記第 1 ブレーキ及び前記第 2 ブレーキが締結されたときに 3 速が形成され、

前記第 1 クラッチ、前記第 3 クラッチ及び前記第 2 ブレーキが締結されたときに 4 速が形成され、

前記第 1 クラッチ、前記第 1 ブレーキ及び前記第 2 ブレーキが締結されたときに 5 速が形成され、

前記第 1 クラッチ、前記第 3 クラッチ及び前記第 1 ブレーキが締結されたときに 6 速が形成され、

前記第 1 クラッチ、前記第 2 クラッチ及び前記第 1 ブレーキが締結されたときに 7 速が形成され、

前記第 1 クラッチ、前記第 2 クラッチ及び前記第 2 ブレーキが締結されたときに後退速が形成される、

ことを特徴とする請求項 1 に記載の自動変速機。

【請求項 3】

前記第 1 クラッチは、前記第 1 プラネタリギヤセットの前記駆動源側に配設され、

前記第 2 クラッチ及び前記第 3 クラッチは、前記第 1 プラネタリギヤセットと前記第 2 プラネタリギヤセットの間において前記駆動源側から前記第 2 クラッチ及び前記第 3 クラッチの順に配設されている、

ことを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 に記載の自動変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両に搭載される自動変速機に関し、車両用変速機の技術分野に属する。

【背景技術】

【0002】

車両に搭載される自動変速機は、一般に、複数のプラネタリギヤセット（遊星歯車機構）とクラッチやブレーキ等の複数の油圧式摩擦締結要素とを備え、油圧制御によってこれらの摩擦締結要素を選択的に締結することにより、各プラネタリギヤセットを経由する動

10

20

30

40

50

力伝達経路を切り換えて、複数の前進変速段と通例 1 段の後退速段とを実現可能なように構成される。

【0003】

例えば、特許文献 1 には、いずれもシングルピニオン型の 3 つのプラネタリギヤセットと、5 つの摩擦締結要素とを備え、これらの摩擦締結要素のうち、いずれか 2 つを締結することにより、前進 6 段、後退 1 段を実現する自動変速機が開示されている。

【0004】

一方、近年においては、エンジンの燃費性能の向上や変速性能の向上のため、前進変速段のさらなる多段化が求められており、例えば、3 つのプラネタリギヤセットと 6 つの摩擦締結要素とを備え、これらの摩擦締結要素のうち 2 つの摩擦締結要素の締結の組み合わせにより、前進 8 段を実現する自動変速機が考えられている。

10

【0005】

しかし、この構成では、各変速段において非締結状態の摩擦締結要素が 4 つ存在することになり、そのため、これらの摩擦締結要素における摩擦板間の摺動抵抗或いは摩擦板間の潤滑油の粘性抵抗等により、変速機全体としての駆動損失が大きくなり、多段化による燃費性能の向上効果が損なわれる可能性がある。

【0006】

これに対し、特許文献 2 には、2 つのシングルピニオン型プラネタリギヤセット及び 2 つのダブルピニオン型プラネタリギヤセットと、5 つの摩擦締結要素とを備え、これらの摩擦締結要素のうち 3 つを選択的に締結することにより、前進 8 段を実現する自動変速機が開示されている。

20

【0007】

これによれば、各変速段における非締結状態の摩擦締結要素の数が 2 つになるので、上記のような駆動損失が抑制される。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0008】

【特許文献 1】特開 2008 - 298126 号公報

【特許文献 2】特開 2009 - 174626 号公報

【発明の概要】

30

【発明が解決しようとする課題】

【0009】

しかし、前記特許文献 2 が開示された自動変速機の構成では、減速比 1 の直結段が 5 速で、減速段が 4 段、増速段が 3 段となっており、全般的に減速比が小さくなるので、車両重量に対して相対的に排気量の小さなエンジンを搭載した場合に、駆動力が不足する懸念がある。特に発進加速性が不足する可能性があるため、この自動変速機では、1 速の減速比を大きく設定しており、そのために、1 - 2 速間のギヤステップ（下段の減速比 / 上段の減速比）が他の変速段間のギヤステップよりも大きくなり、適切なギヤステップの配分性が犠牲にされている（図 14 の比較例参照）。

40

【0010】

この問題に対しては、終減速比を大きくすることによって、適切なギヤステップの配分を実現しながら、所要の駆動力や発進加速性を確保することが考えられる。しかし、この場合、終減速機を構成するデファレンシャル機構の入力ギヤが大型化し、特に、変速機が、軸心が車幅方向に伸びる横置き式とされ、デファレンシャル機構と一体化された駆動ユニットが構成されるフロントエンジン・フロントドライブ車等の場合、駆動ユニットが大型化し、エンジンルームへの搭載性が問題となる。

【0011】

また、前記特許文献 2 が開示された自動変速機において、直結段を 6 速以上の高変速段に設定することが考えられるかもしれないが、5 つの摩擦締結要素のうち 3 つを締結する 10 通りの組み合わせのうち、1 ~ 8 速及び後退速で用いられていない残り 1 つの組み

50

合わせ、具体的には、クラッチ C 1、ブレーキ B 1、B 2 を締結する組合せでは、クラッチ C a、C b が解放されるので、プラネタリギヤセット 8 におけるキャリア C r がフリーとなり、そのため、出力ギヤ 3 が連結されたプラネタリギヤセット 8 のリングギヤ R r に回転力を出力できず、ニュートラル状態となる。

【 0 0 1 2 】

つまり、特許文献 2 に開示された自動変速機では、5 速より低速段側に新たな変速段を設けて直結段を 6 速以上とすることが不可能なのである。

【 0 0 1 3 】

また、この自動変速機において、あえて直結段を 6 速以上に設定しようとして、各プラネタリギヤセットの回転要素間の連結関係や、これらの回転要素と摩擦締結要素との関係の一部を変更しようとしても、一般に自動変速機の構成は、一部の変更が他の部位に及び、実現可能なギヤ寸法で、各変速段の適切な減速比と変速段間の適切なギヤステップを実現しようすると、結局、新しい構成の自動変速機を始めから創り出さなければならないことになる。

【 0 0 1 4 】

その際、変速動作が迅速に行われるような構成部品のレイアウト、具体的には、変速機構の入力側の慣性質量を低減し、変速動作中のイナーシャフェーズ期間の短縮を図るため、変速段の多段化に伴う入力軸寸法の増大が抑制されるように構成部品をレイアウトすることが求められる。

【 0 0 1 5 】

本発明は、自動変速機の多段化に関する上記のような実情に鑑み、直結段を 8 速に設定でき、しかも、各変速段間のギヤステップの適切な配分が可能な前進 8 段の自動変速機の実現を課題とし、鋭意検討の結果、これを実現したのである。特に、この自動変速機を、入力軸の慣性質量を低減して自動変速機としての変速応答性を向上させつつ実現したものである。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 6 】

前記課題を解決するため、本発明に係る自動変速機は、次のように構成したことを特徴とする。

【 0 0 1 7 】

まず、本願の請求項 1 に記載の発明は、
 変速機ケース内に、
 駆動源に連結された入力軸と、
 前記入力軸と同軸上に配設されてデファレンシャル機構に連結される出力部材と、
 第 1 サンギヤ、第 1 リングギヤ及び第 1 キャリヤを有するダブルピニオン型の第 1 プラネタリギヤセットと、
 第 2 サンギヤ、第 2 リングギヤ及び第 2 キャリヤを有するシングルピニオン型の第 2 プラネタリギヤセットと、
 第 3 サンギヤ、第 3 リングギヤ及び第 3 キャリヤを有するシングルピニオン型の第 3 プラネタリギヤセットと、
 第 4 サンギヤ、第 4 リングギヤ及び第 4 キャリヤを有するダブルピニオン型の第 4 プラネタリギヤセットと、
 第 1、第 2、第 3 クラッチと、
 第 1、第 2 ブレーキと、
 を備えた横置き式の自動変速機であって、
 前記入力軸と前記第 1 サンギヤとが常時連結され、
 前記出力部材と前記第 3 キャリヤとが常時連結され、
 前記第 1 リングギヤと前記第 3 リングギヤとが常時連結され、
 前記第 1 キャリヤと前記第 4 サンギヤとが常時連結され、
 前記第 2 リングギヤと前記第 4 リングギヤとが常時連結され、

前記第 2 キャリヤと前記第 3 サンギヤとが常時連結され、
 前記第 1 クラッチは、前記第 1 キャリヤと前記第 3 キャリヤ及び前記出力部材との間を断接し、
 前記第 2 クラッチは、前記第 4 キャリヤと前記第 1 リングギヤ及び前記第 3 リングギヤとの間を断接し、
 前記第 3 クラッチは、前記第 4 キャリヤと前記第 2 キャリヤ及び前記第 3 サンギヤとの間を断接し、
 前記第 1 ブレーキは、前記第 2 サンギヤと前記変速機ケースとの間を断接し、
 前記第 2 ブレーキは、前記第 2 リングギヤ及び前記第 4 リングギヤと前記変速機ケースとの間を断接し、
 前記第 1、第 2、第 3 クラッチが締結され、前記第 1、第 2 ブレーキが解放されたときに、減速比 1 の 8 速が形成され、かつ、
 前記第 1、第 2、第 3、第 4 プラネタリギヤセットのうち、前記入力軸が常時連結された第 1 サンギヤを有する第 1 プラネタリギヤセットが最も駆動源側に配設されている、
 ことを特徴とする。

10

【0018】

また、請求項 2 に記載の発明は、前記請求項 1 に記載の発明において、
 前記第 1、第 2、第 3 クラッチ及び前記第 1、第 2 ブレーキのうち、
 前記第 2 クラッチ、前記第 1 ブレーキ及び前記第 2 ブレーキが締結されたときに 1 速が形成され、
 前記第 2 クラッチ、前記第 3 クラッチ及び前記第 2 ブレーキが締結されたときに 2 速が形成され、
 前記第 3 クラッチ、前記第 1 ブレーキ及び前記第 2 ブレーキが締結されたときに 3 速が形成され、
 前記第 1 クラッチ、前記第 3 クラッチ及び前記第 2 ブレーキが締結されたときに 4 速が形成され、
 前記第 1 クラッチ、前記第 1 ブレーキ及び前記第 2 ブレーキが締結されたときに 5 速が形成され、
 前記第 1 クラッチ、前記第 3 クラッチ及び前記第 1 ブレーキが締結されたときに 6 速が形成され、
 前記第 1 クラッチ、前記第 2 クラッチ及び前記第 1 ブレーキが締結されたときに 7 速が形成され、
 前記第 1 クラッチ、前記第 2 クラッチ及び前記第 2 ブレーキが締結されたときに後退速が形成される、
 ことを特徴とする。

20

30

【0019】

さらに、請求項 3 に記載の発明は、前記請求項 1 又は請求項 2 に記載の発明において、
 前記第 1 クラッチは、前記第 1 プラネタリギヤセットの前記駆動源側に配設され、
 前記第 2 クラッチ及び前記第 3 クラッチは、前記第 1 プラネタリギヤセットと前記第 2 プラネタリギヤセットの間において前記駆動源側から前記第 2 クラッチ及び前記第 3 クラッチの順に配設されている、
 ことを特徴とする。

40

【発明の効果】

【0020】

上記の構成により、請求項 1 に記載の発明によれば、2 つのダブルピニオン型プラネタリギヤセットと、2 つのシングルピニオン型プラネタリギヤセットと、5 つの摩擦締結要素とを備えた横置き式の前進 8 段の自動変速機において、直結段を 8 速とすることが可能となり、前述の直結段が 5 速の自動変速機に比べて減速段の数が多くなる。

【0021】

したがって、一般的に減速比を大きくすることができて、小排気量エンジンに適用され

50

たときに、終減速比の増大や、これに伴う駆動ユニットの大型化、エンジンルームへの搭載性の悪化等を回避し、かつ、各変速段間の適切なギヤステップの設定を可能としながら、所要の駆動力や発進加速性を実現することが可能となる。

【0022】

さらに、第1、第2、第3、第4プラネタリギヤセットのうち、入力軸が常時連結された第1サンギヤを有する第1プラネタリギヤセットが最も駆動源側に配設されることにより、入力軸の慣性質量を低減して、自動変速機としての変速応答性を向上させることができる。

【0023】

また、請求項2に記載の発明によれば、各プラネタリギヤセットのサンギヤとリングギヤの歯数を適切に設定することにより、1～7速、及び後退速についても、適切な減速比が実現される。

【0024】

さらに、請求項3に記載の発明によれば、第1クラッチは、第1プラネタリギヤセットの駆動源側に配設され、第2及び第3クラッチは、第1プラネタリギヤセットと第2プラネタリギヤセットの間に配設されることにより、クラッチを最も駆動源側に配設される第1プラネタリギヤセットのさらに駆動源側に配設しなければならない場合でも、1つのクラッチだけであるので、入力軸の軸長の延長ないし変速応答性の悪化が抑制される。

【図面の簡単な説明】

【0025】

【図1】本発明の実施形態に係る自動変速機の骨子図である。

【図2】同自動変速機の摩擦締結要素の締結表である。

【図3】1速時の摩擦締結要素の締結状態を示す骨子図と減速比線図である。

【図4】2速時の摩擦締結要素の締結状態を示す骨子図と減速比線図である。

【図5】3速時の摩擦締結要素の締結状態を示す骨子図と減速比線図である。

【図6】4速時の摩擦締結要素の締結状態を示す骨子図と減速比線図である。

【図7】5速時の摩擦締結要素の締結状態を示す骨子図と減速比線図である。

【図8】6速時の摩擦締結要素の締結状態を示す骨子図と減速比線図である。

【図9】7速時の摩擦締結要素の締結状態を示す骨子図と減速比線図である。

【図10】8速時の摩擦締結要素の締結状態を示す骨子図と減速比線図である。

【図11】後退速時の摩擦締結要素の締結状態を示す骨子図と減速比線図である。

【図12】プラネタリギヤセットを構成するギヤの歯数例の表である。

【図13】図12の歯数例の場合の減速比とギヤステップを示す表である。

【図14】図13のギヤステップを比較例と共に図示したグラフである。

【図15】本実施形態の変形例に係る自動変速機の骨子図である。

【発明を実施するための形態】

【0026】

以下、本発明の実施の形態について説明する。

【0027】

図1は、本発明の実施形態に係る自動変速機10の構成を示す骨子図である。この自動変速機10は、入力側（駆動源側）が出力側と同じ側であるフロントエンジン・フロントドライブ車用等の横置き式の自動変速機であって、変速機ケース11内に、駆動源（不図示）に連結された入力軸12と該入力軸12の軸心上に配置された出力部材としての出力ギヤ13とを有し、出力ギヤ13は、変速機ケース11の中間壁11aに設けられた反駆動源側に突出するボス部11bに支持されている。

【0028】

なお、前記出力ギヤ13は、図示しないが、カウンタ軸上のギヤを介して、当該自動変速機10と一体化されたデファレンシャル機構の入力ギヤに連結されており、この出力ギヤ13から入力ギヤまでのギヤ列で終減速機が構成されている。

【0029】

10

20

30

40

50

変速機ケース 11 内にはまた、中間壁 11 の反駆動源側において、入力軸 12 の軸心上に、図の右側の入力側から、ダブルピニオン型の第 1 プラネタリギヤセット（以下、単に「第 1 ギヤセット」という）PG1 と、シングルピニオン型の第 2 プラネタリギヤセット（以下、単に「第 2 ギヤセット」という）PG2 と、シングルピニオン型の第 3 プラネタリギヤセット（以下、単に「第 3 ギヤセット」という）PG3 と、ダブルピニオン型の第 4 プラネタリギヤセット（以下、単に「第 4 ギヤセット」という）PG4 とが配設されている。

【0030】

また、第 1 ギヤセット PG1 の入力側には第 1 クラッチ CL1 が配設され、第 1 ギヤセット PG1 と第 2 ギヤセット PG2 の間には、入力側から第 2 及び第 3 クラッチ CL2、CL3 が配設されている。そして、第 4 ギヤセットの近傍に、入力側から第 1、第 2 ブレーキ BR1、BR2 が配設されている。

10

【0031】

前記第 1～第 4 ギヤセット PG1～PG4 は、それぞれ 3 つの回転要素を有し、これらの回転要素として、第 1 ギヤセット PG1 は、第 1 サンギヤ S1、第 1 リングギヤ R1、第 1 キャリヤ C1 を有し、第 2 ギヤセット PG2 は、第 2 サンギヤ S2、第 2 リングギヤ R2、第 2 キャリヤ C2 を有し、第 3 ギヤセット PG3 は、第 3 サンギヤ S3、第 3 リングギヤ R3、第 3 キャリヤ C3 を有し、第 4 ギヤセット PG4 は、第 4 サンギヤ S4、第 4 リングギヤ R4、第 4 キャリヤ C4 を有する。

【0032】

ここで、ダブルピニオン型の第 1、第 4 ギヤセット PG1、PG4 は、第 1、第 4 サンギヤ S1、S4 にそれぞれ噛み合わされた第 1 ピニオンと、該第 1 ピニオンと第 1、第 4 リングギヤ R1、R4 とにそれぞれ噛み合わされた第 2 ピニオンとを有し、これらのピニオンが前記第 1、第 4 キャリヤ C1、C4 にそれぞれ支持されている。また、シングルピニオン型の第 2、第 3 ギヤセット PG2、PG3 は、第 2、第 3 サンギヤ S2、S3 と第 2、第 3 リングギヤ R2、R3 とにそれぞれ噛み合わされたピニオンを有し、これらのピニオンが前記第 2、第 3 キャリヤ C2、C3 にそれぞれ支持されている。

20

【0033】

また、この自動変速機 10 においては、前記第 1 リングギヤ R1 と第 3 リングギヤ R3、前記第 1 キャリヤ C1 と第 4 サンギヤ S4、前記第 2 リングギヤ R2 と前記第 4 リングギヤ R4、及び、前記第 2 キャリヤ C2 と第 3 サンギヤ S3 とが、それぞれ常時連結されている。そして、前記入力軸 12 は、第 1 サンギヤ S1 に常時連結され、前記出力ギヤ 13 は、第 3 キャリヤ C3 に常時連結されている。

30

【0034】

また、前記第 1 クラッチ CL1 は、前記第 1 キャリヤ C1 と第 3 キャリヤ C3 及び出力ギヤ 13 との間に配設されて、これらを断接するようになっており、前記第 2 クラッチ CL2 は、前記第 4 キャリヤ C4 と第 1 リングギヤ R1 及び前記第 3 リングギヤ R3 との間に配設されて、これらを断接するようになっており、前記第 3 クラッチ CL3 は、前記第 4 キャリヤ C4 と第 2 キャリヤ C2 及び第 3 サンギヤ S3 との間に配設されて、これらを断接するようになっている。

40

【0035】

さらに、前記第 1 ブレーキ BR1 は、前記変速機ケース 11 と第 2 サンギヤ S2 との間に配設されて、これらを断接するようになっており、前記第 2 ブレーキ BR2 は、前記変速機ケース 11 と第 2 リングギヤ R2 及び第 4 リングギヤ R4 との間に配設されて、これらを断接するようになっている。

【0036】

この自動変速機 10 によれば、以上の構成により、図 2 の締結表に示すように、5 つの摩擦締結要素から 3 つの摩擦締結要素を選択的に締結することによって前進の 1～8 速及び後退速が形成される。

【0037】

50

次に、図 2 に示す各摩擦締結要素の締結の組み合わせに従い、変速段ごとに、減速比が決定されるメカニズムを図 3 ~ 図 11 によって説明する。

【 0 0 3 8 】

なお、図 3 ~ 図 11 の (a) 図は、当該変速段で締結される摩擦締結要素を網掛けによって表示したものであり、また、(b) 図は、当該変速段の減速比を線図によって示すもので、この減速比線図において、各ギヤセット P G 1 ~ P G 4 における回転要素間の横方向の間隔はそれぞれのギヤ比によって定まり、ダブルピニオン型のギヤセット P G 1、P G 4 では、キャリア、リングギヤ、サンギヤの順に配置され、シングルピニオン型のギヤセット P G 2、P G 3 では、リングギヤ、キャリア、サンギヤの順に配置されている。

【 0 0 3 9 】

また、縦軸は回転速度を表し、入力回転速度、即ち、入力軸 12 とこれに常時連結された第 1 サンギヤ S 1 の回転速度を「1」、ブレーキによって固定された回転要素の回転速度を「0」とする。また、常時連結された回転要素同士、及びクラッチによって連結された回転要素同士の回転速度は等しくなる。そして、N 1 ~ N 8、N r は、第 1 キャリア C 1 又は第 3 キャリア C 3 ないし出力ギヤ 13 から出力される回転の各変速段での回転速度を示し、この出力回転速度の逆数が当該変速段における減速比となる。

【 0 0 4 0 】

まず、1 速では、図 3 に示すように、第 2 クラッチ C L 2 と、第 1、第 2 ブレーキ B R 1、B R 2 とが締結されるから、まず、第 4 キャリア C 4 と、常時連結された第 1、第 3 リングギヤ R 1、R 3 とが連結されて、これらが同一回転すると共に、第 2、第 4 リングギヤ R 2、R 4 及び第 2 サンギヤ S 2 の回転速度が「0」となる。また、第 2 ギヤセット P G 2 において第 2 サンギヤ S 2 と第 2 リングギヤ R 2 の回転速度が「0」となることにより、第 2 ギヤセット P G 2 の全体が固定されて、第 2 キャリア C 2 及びこれに常時連結された第 3 サンギヤ S 3 の回転速度も「0」となる。

【 0 0 4 1 】

そして、これらの条件と、第 1 キャリア C 1 と第 4 サンギヤ S 4 とが常時連結されていることから、第 1 サンギヤ S 1 の回転速度「1」に対する第 3 キャリア C 3 の回転速度が決定し、この回転速度が出力回転速度 N 1 となる。

【 0 0 4 2 】

次に、2 速では、図 4 に示すように、第 2、第 3 クラッチ C L 2、C L 3 と、第 2 ブレーキ B R 2 とが締結されるから、まず、第 4 キャリア C 4 と、常時連結された第 1、第 3 リングギヤ R 1、R 3 とが連結されて、これらが同一回転し、また、第 2 キャリア C 2 と第 4 キャリア C 4 とが連結され、これらと第 2 キャリア C 2 に常時連結された第 3 サンギヤ S 3 とが同一回転し、その結果、第 3 サンギヤ S 3 及び第 3 リングギヤ R 3 がいずれも第 4 キャリア C 4 と同一回転することになって、第 3 ギヤセット P G 3 が一体化し、第 3 キャリア C 3 もこれらと同一回転する。

【 0 0 4 3 】

そして、第 2、第 4 リングギヤ R 2、R 4 の回転速度が「0」とされると共に、第 1 キャリア C 1 と第 4 サンギヤ S 4 とが常時連結されていることから、第 1 サンギヤ S 1 の回転速度「1」に対して、同一回転する前記各回転要素の回転速度が決定し、この回転速度が出力回転速度 N 2 として第 3 キャリア C 3 から出力される。

【 0 0 4 4 】

次に、3 速では、図 5 に示すように、第 3 クラッチ C L 3 と、第 1、第 2 ブレーキ B R 1、B R 2 とが締結されるから、まず、第 2、第 4 リングギヤ R 2、R 4 及び第 2 サンギヤ S 2 の回転速度が「0」とされ、第 2 ギヤセット P G 2 は全体が固定されて、第 2 キャリア C 2 の回転速度及びこれに連結された第 4 キャリア C 4 の回転速度も「0」となる。したがって、第 4 ギヤセット P G 4 も全体が固定され、第 4 サンギヤ S 4 の回転速度も「0」となる。

【 0 0 4 5 】

さらに、第 2、第 4 ギヤセット P G 2、P G 4 の全体が固定されることにより、第 4 サ

10

20

30

40

50

ンギヤS 4に常時連結された第1キャリアC 1、及び、第2キャリアC 2に常時連結された第3サンギヤS 3の回転速度も「0」となる。

【0046】

そして、これらの条件と、第1リングギヤR 1と第3リングギヤR 3とが常時連結されていることにより、第1サンギヤS 1の入力回転速度「1」に対する第3キャリアC 3の回転速度が決定し、この回転速度が出力回転速度N 3となる。

【0047】

次に、4速では、図6に示すように、第1、第3クラッチCL 1、CL 3と、第2ブレーキBR 2とが締結されるから、第1キャリアC 1と第3キャリアC 3とが連結され、これらと第1キャリアC 1に常時連結された第4サンギヤS 4とが同一回転し、また、第4キャリアC 4と第2キャリアC 2とが連結され、これらと第2キャリアC 2に常時連結された第3サンギヤS 3とが同一回転する。そして、第2リングギヤR 2及び第4リングギヤR 4の回転速度が「0」となる。

10

【0048】

これらの条件と、第1リングギヤR 1と第3リングギヤR 3とが常時連結されていることから、第1サンギヤS 1への入力回転速度「1」に対する第3キャリアC 3の回転速度が決定し、この回転速度が出力回転速度N 4となる。

【0049】

次に、5速では、図7に示すように、第1クラッチCL 1と、第1、第2ブレーキBR 1、BR 2とが締結されるから、まず、第2、第4リングギヤR 2、R 4及び第2サンギヤS 2の回転速度が「0」となって、第2ギヤセットPG 2の全体が固定され、第2キャリアC 2及びこれに常時連結された第3サンギヤS 3の回転速度も「0」となる。また、第1キャリアC 1と第3キャリアC 3とが連結されて同一回転する。

20

【0050】

そして、これらの条件と、第1リングギヤR 1と第3リングギヤR 3とが常時連結されて同一回転することから、第1サンギヤS 1への入力回転速度「1」に対する第3キャリアC 3の回転速度が決定し、この回転速度が出力回転速度N 5となる。

【0051】

次に、6速では、図8に示すように、第1、第3クラッチCL 1、CL 3と、第1ブレーキBR 1とが締結されるから、まず、第1キャリアC 1と第3キャリアC 3とが連結され、これらと第1キャリアC 1に常時連結された第4サンギヤS 4とが同一回転し、また、第4キャリアC 4と第2キャリアC 2とが連結され、これらと第2キャリアC 2に常時連結された第3サンギヤS 3とが同一回転する。そして、第2サンギヤS 2の回転速度が「0」となる。

30

【0052】

これらの条件と、第1、第3リングギヤR 1、R 3が常時連結されていること、及び、第2、第4リングギヤR 2、R 4が常時連結されていることから、第1サンギヤS 1への入力回転速度「1」に対する第3キャリアC 3の回転速度が決定し、この回転速度が出力回転速度N 6となる。

【0053】

次に、7速では、図9に示すように、第1、第2クラッチCL 1、CL 2と、第1ブレーキBR 1とが締結されるから、まず、第1キャリアC 1と第3キャリアC 3とが連結され、これらと第1キャリアC 1に常時連結された第4サンギヤS 4とが同一回転し、また、第4キャリアC 4と、常時連結された第1リングギヤR 1及び第3リングギヤR 3とが連結されて、これらが同一回転する。そして、第2サンギヤS 2の回転速度が「0」となる。

40

【0054】

これらの条件と、第2、第4リングギヤR 2、R 4が常時連結されていること、及び、第2キャリアC 2と第3サンギヤS 3とが常時連結されていることから、第1サンギヤS 1への入力回転速度「1」に対する第3キャリアC 3の回転速度が決定し、この回転速

50

度が出力回転速度 N_7 となる。

【0055】

次に、8速では、図10に示すように、第1、第2、第3クラッチ CL_1 、 CL_2 、 CL_3 が締結されるから、第1キャリア C_1 と第3キャリア C_3 とが連結され、これらと第1キャリア C_1 に常時連結された第4サンギヤ S_4 とが同一回転し、また、第4キャリア C_4 と、常時連結された第1リングギヤ R_1 及び第3リングギヤ R_3 とが連結されて、これらが同一回転する。さらに、第4キャリア C_4 と第2キャリア C_2 とが連結され、これらと第2キャリア C_2 に常時連結された第2サンギヤ S_2 とが同一回転する。

【0056】

そのため、第3ギヤセット PG_3 において、第3サンギヤ S_3 と第3リングギヤ R_3 とが第4キャリア C_4 と同一回転することになって、第3ギヤセット PG_3 が一体化し、第3キャリア C_3 もこれらと同一回転し、これに連結された第1キャリア C_1 も同一回転する。

10

【0057】

したがって、第1ギヤセット PG_1 において、第1キャリア C_1 と第1リングギヤ R_1 も前記各回転要素と同一回転し、第1ギヤセット PG_1 も一体化する。その結果、第1サンギヤ S_1 への入力回転速度「1」に対して、第1キャリア C_1 及びこれに連結された第3キャリア C_3 の回転速度も「1」となり、この回転速度が出力回転速度 N_8 となる。つまり、8速が減速比「1」の直結段となる。

【0058】

なお、このとき、第2、第4ギヤセット PG_2 、 PG_4 も第1、第3ギヤセット PG_1 、 PG_3 と同一回転速度で一体回転し、第1～第4ギヤセット PG_1 ～ PG_4 の全てが、入力回転速度「1」で一体回転することになる。

20

【0059】

さらに、後退速では、図11に示すように、第1、第2クラッチ CL_1 、 CL_2 と、第2ブレーキ BR_2 とが締結されるから、まず、第1キャリア C_1 と第3キャリア C_3 とが連結され、これらと第1キャリア C_1 に常時連結された第4サンギヤ S_4 とが同一回転し、また、第4キャリア C_4 と、常時連結された第1リングギヤ R_1 及び第3リングギヤ R_3 とが連結されて、これらが同一回転する。

【0060】

そして、第1、第4ギヤセット PG_1 、 PG_4 において、第1サンギヤ S_1 の回転速度が「1」、第4リングギヤ R_4 の回転速度が「0」の条件から、同一回転する第1キャリア C_1 及び第4サンギヤ S_4 の回転速度が決定され、この回転速度が負の値の出力回転速度 N_r となる。

30

【0061】

以上のようにして、図2に示す5つの摩擦締結要素の締結の組み合わせにより、回転速度 N_1 ～ N_8 、 N_r を、 $N_1 < N_2 < N_3 < N_4 < N_5 < N_6 < N_7 < N_8$ 、 $N_r < 0$ とすることが可能となると共に、前記の構成により、 $N_8 = 1$ となるから、前進8段、後退段1段で、8速が減速比「1」の直結段となる自動変速機が得られる。

【0062】

したがって、直結段が例えば5速の自動変速機に比べて減速段の数が多くなり、一般的に減速比を大きくすることが可能となって、小排気量エンジンに適用したときに、終減速比の増大や、これに伴う差動装置ないし駆動ユニットの大型化、エンジンルームへの搭載性の悪化等を抑制し、かつ、各変速段間の適切なギヤステップの設定を可能としながら、所要の駆動力や発進加速性を実現することが可能となる。

40

【0063】

ここで、第1～第4ギヤセット PG_1 ～ PG_4 の各ギヤの歯数を例えば図12に示すように設定すれば、各変速段の減速比及び前進の隣接変速段間のギヤステップは図13に示すようになる。

【0064】

50

このギヤステップの配分を、図14により、前述の特許文献2に記載された直結段が5速の自動変速機のものと比較すると、特許文献2のものは、1速の減速比を相対的に大きくした結果、1 - 2速間のギヤステップが他の変速段間に比べて極端に大きくなっており、これに対して、本発明の実施形態に係る自動変速機10では、各変速段間のギヤステップは、1.1から1.4の狭い範囲内に収まり、極めて均等化されたギヤステップの配分が実現される。

【0065】

前述した自動変速機10はまた、第1、第2、第3、第4ギヤセットPG1、PG2、PG3、PG4のうち、入力軸12が常時連結された第1サンギヤS1を有する第1ギヤセットPG1が最も駆動源側に配設されることにより、入力軸12の慣性質量を低減して、自動変速機としての変速応答性を向上させることができる。

10

【0066】

自動変速機10ではまた、第1クラッチCL1は、第1ギヤセットPG1の駆動源側に配設され、第2及び第3クラッチCL2、CL3は、第1ギヤセットPG1と第2ギヤセットPG2の間に配設されることにより、クラッチを最も駆動源側に配設される第1ギヤセットPG1のさらに駆動源側に配設しなければならない場合でも、1つのクラッチだけであるので、入力軸12の軸長の延長ないし変速応答性の悪化が抑制される。

【0067】

なお、本実施形態に係る自動変速機10は、変速機ケース11に設けられた中間壁11aの反駆動源側に出力ギヤ13が配置されているが、変速機ケース11に設けられた中間壁の駆動源側に出力ギヤを配置するように構成することも可能である。

20

【0068】

図15に示すように、出力ギヤを変速機ケースの中間壁の駆動側に配置した自動変速機10'においては、自動変速機10に対して出力ギヤ13'が変速機ケース11の中間壁11a'の駆動源側に配置されて、変速機ケース11の中間壁11a'に設けられた駆動源側に突出するボス部11b'に支持されている。

【0069】

出力ギヤ13'を変速機ケース11の中間壁11a'の駆動源側に配置した自動変速機10'においても、出力ギヤ13'は、ボス部11b'の内部を通じて第3ギヤセットPG3の第3キャリアC3に常時連結されると共に、第1クラッチCL1によって第1キャリアC1と断接される。その他の構成は、自動変速機10と全く同じである。

30

【0070】

そして、前記出力ギヤ13'においても、図示しないが、カウンタ軸上のギヤを介して、当該自動変速機10'と一体化されたデファレンシャル機構の入力ギヤに連結されており、この出力ギヤ13'から入力ギヤまでのギヤ列で終減速機が構成されている。

【産業上の利用可能性】

【0071】

以上のように本発明によれば、直結段を8速に設定することができると共に、各変速段間のギヤステップを適切に設定することができる前進8段の自動変速機が実現され、車両用自動変速機ないし車両の製造技術分野において好適に利用される可能性がある。

40

【符号の説明】

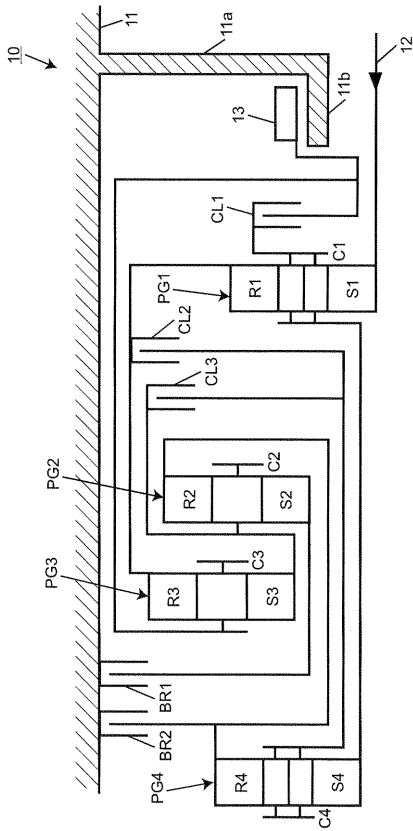
【0072】

10、10'	自動変速機
11	変速機ケース
12	入力軸
13、13'	出力ギヤ
PG1～PG4	第1～第4プラネタリギヤセット
S1～S4	サンギヤ
R1～R4	リングギヤ
C1～C4	キャリア

50

CL1 ~ CL3 第1 ~ 第3クラッチ
BR1、BR2 第1、第2ブレーキ

【図1】

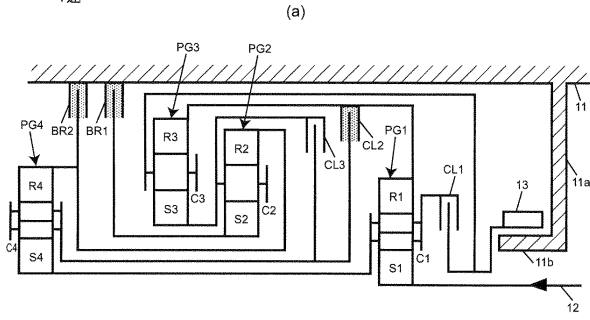


【図2】

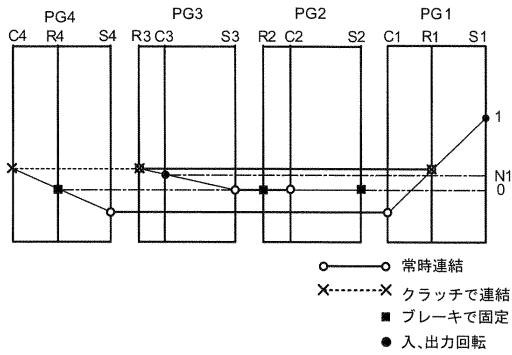
	CL1	CL2	CL3	BR1	BR2
1速		○		○	○
2速		○	○		○
3速			○	○	○
4速	○		○		○
5速	○			○	○
6速	○		○	○	
7速	○	○		○	
8速	○	○	○		
後退速	○	○			○

【図3】

- 1速 -

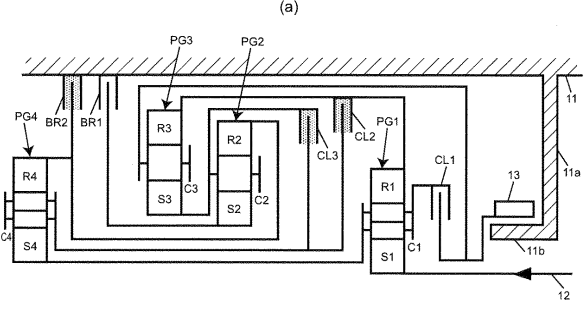


(b)

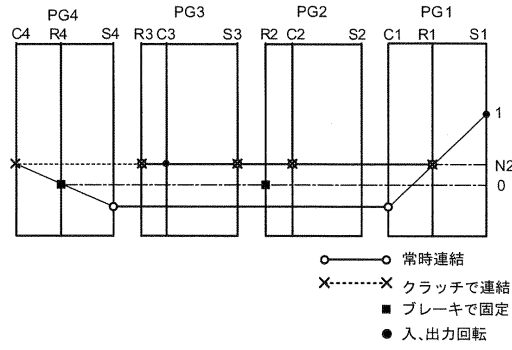


【図4】

- 2速 -

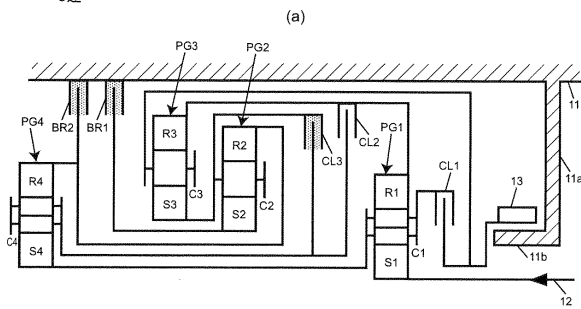


(b)

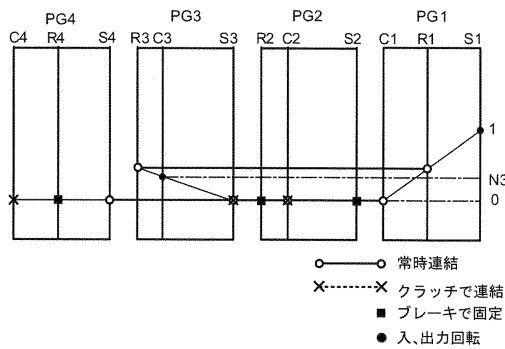


【図5】

- 3速 -

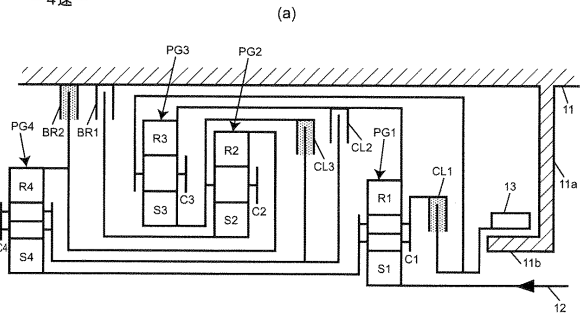


(b)

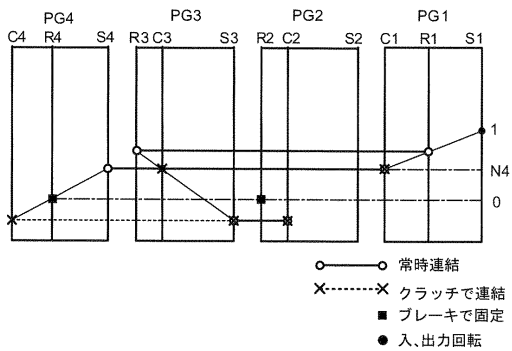


【図6】

- 4速 -

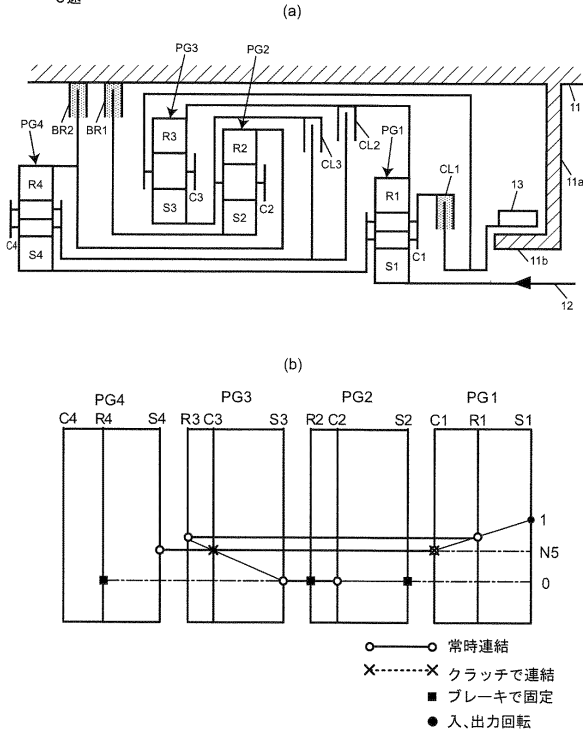


(b)



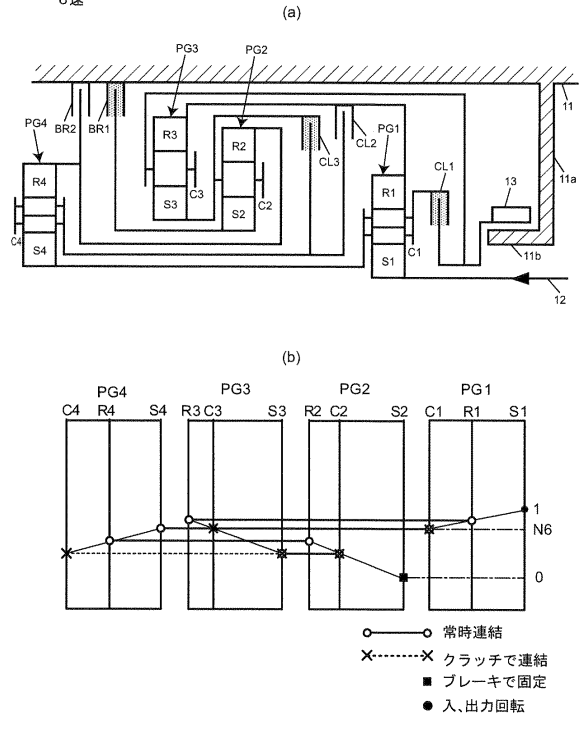
【図7】

- 5速 -



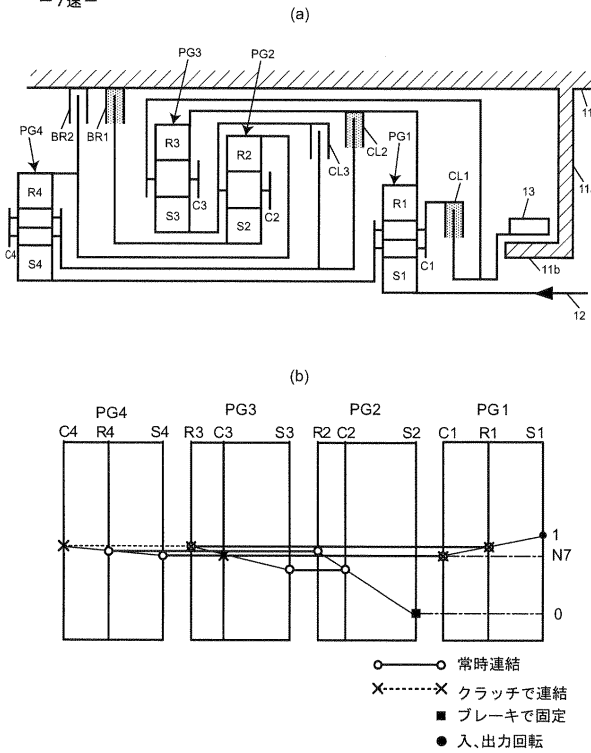
【図8】

- 6速 -



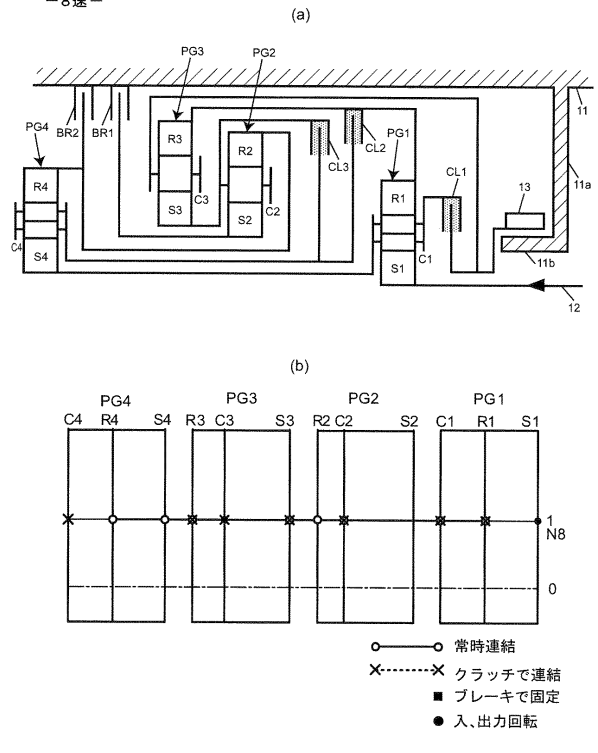
【図9】

- 7速 -

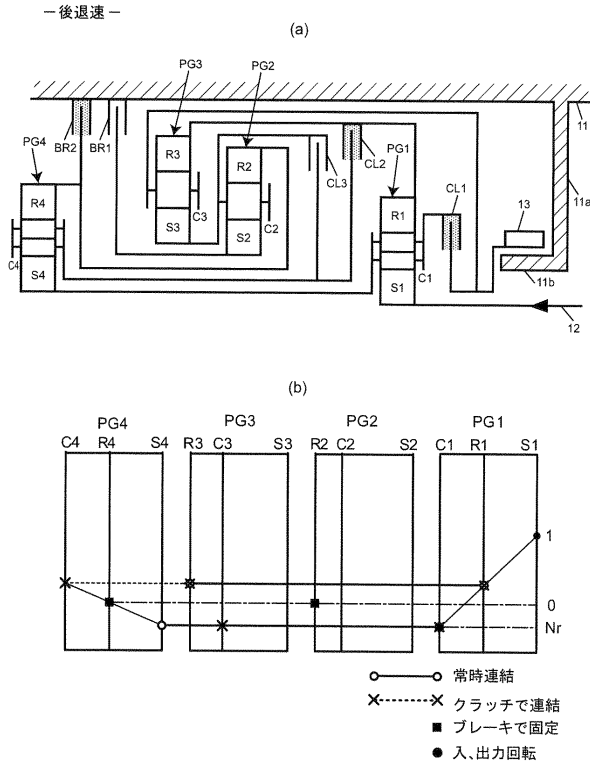


【図10】

- 8速 -



【図11】



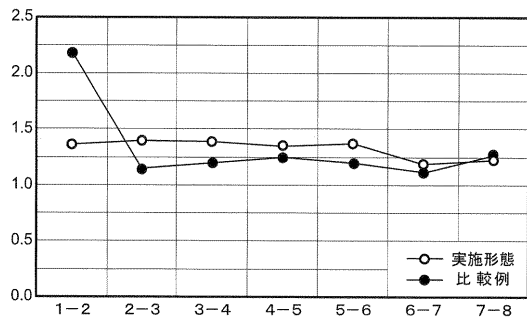
【図12】

	サンギヤ	リングギヤ	第1ピニオン	第2ピニオン
PG1	39	108	35	35
PG2	45	108	32	32
PG3	39	108	35	
PG4	39	108	32	

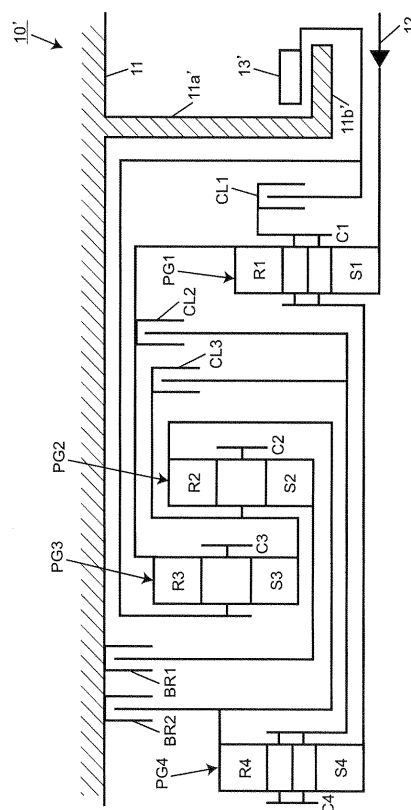
【図13】

	減速比	ギヤステップ
1速	7.141	1.361
2速	5.246	1.392
3速	3.769	1.389
4速	2.714	1.357
5速	2.000	1.366
6速	1.464	1.191
7速	1.230	1.230
8速	1.000	
後退速	-3.747	

【図14】



【図15】



フロントページの続き

- (72)発明者 鎌田 真也
広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
- (72)発明者 岩 崎 龍彦
広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

審査官 塚原 一久

- (56)参考文献 特開2009-174626(JP,A)
特開2009-250437(JP,A)
米国特許出願公開第2009/0017963(US,A1)
米国特許出願公開第2009/0054199(US,A1)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16H 3/00-3/78