

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2003 年 10 月 23 日 (23.10.2003)

PCT

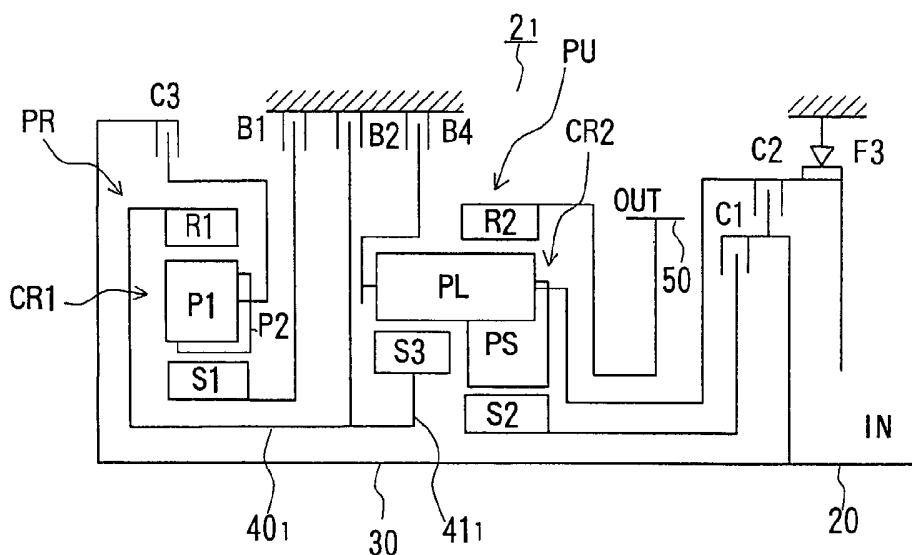
(10) 国際公開番号
WO 03/087624 A1

- (51) 国際特許分類: **F16H 3/66** [JP/JP]; ㊦444-1192 愛知県 安城市 藤井町高根 1 0 番地 Aichi (JP).
- (21) 国際出願番号: PCT/JP03/04112
- (22) 国際出願日: 2003 年 3 月 31 日 (31.03.2003)
- (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2002-98020 2002 年 3 月 29 日 (29.03.2002) JP
特願2002-204894 2002 年 7 月 12 日 (12.07.2002) JP
特願 2002-382147 2002 年 12 月 27 日 (27.12.2002) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): アイシン・エイ・ダブリュ株式会社 (AISIN AW CO., LTD.)
- (72) 発明者; および
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 杉浦 伸忠 (SUGIURA, Nobutada) [JP/JP]; ㊦444-1192 愛知県 安城市 藤井町高根 1 0 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 香山 和道 (KAYAMA, Kazumichi) [JP/JP]; ㊦444-1192 愛知県 安城市 藤井町高根 1 0 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 荒井 武夫 (ARAI, Takeo) [JP/JP]; ㊦444-1192 愛知県 安城市 藤井町高根 1 0 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 尾崎 和久 (OZAKI, Kazuhisa) [JP/JP]; ㊦444-1192 愛知県 安城市 藤井町高根 1 0 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 塚本 一雅 (TSUKAMOTO, Kazumasa) [JP/JP]; ㊦444-1192 愛知県 安城市 藤井町高根 1 0 番地 アイシン・エイ・ダブ

[続葉有]

(54) Title: AUTOMATIC TRANSMISSION

(54) 発明の名称: 自動変速機



(57) Abstract: An automatic transmission, wherein a reduced rotation outputting means for outputting a reduced rotation obtained by reducing the rotational speed of an input shaft is disposed on the axial one side of a planetary gear unit, first and second clutches installed between the second and third rotating elements and the input shaft of the planetary gear unit are disposed on the axial other side of the planetary gear unit, and output members are disposed between the first and second clutches and the planetary gear unit, whereby the reduced rotation outputting means and the planetary gear unit can be disposed in proximity to each other, and a transmission member for transmitting the reduced rotation outputted from the reduced rotation outputting means to the planetary gear unit can be shortened.

[続葉有]



WO 03/087624 A1



リュ株式会社内 Aichi (JP). 稲垣 知親 (INAGAKI, Tomochika) [JP/JP]; 〒444-1192 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: 近島 一夫, 外(CHIKASHIMA, Kazuo et al.); 〒105-0023 東京都 港区 芝浦 1 丁目 9 番 7 号 おもだかビル 2 階 アクト国際特許事務所 Tokyo (JP).

(81) 指定国 (国内): CN, JP, KR, US.

(84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, SI, SK, TR).

添付公開書類:
— 国際調査報告書

2 文字コード及び他の略語については、定期発行される各 PCT ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

(57) 要約: 入力軸の回転を減速した減速回転を出力する減速回転出力手段を、プラネタリギヤユニットの軸方向一方側に配置し、該プラネタリギヤユニットの第2の回転要素、第3の回転要素と入力軸との間に介在する第1のクラッチ及び第2のクラッチを、該プラネタリギヤユニットの軸方向他方側に配置し、更に、出力部材を、該第1のクラッチ及び該第2のクラッチと該プラネタリギヤユニットとの間に配置する。それにより、上記減速回転出力手段と上記プラネタリギヤユニットとを近接して配置することを可能とし、減速回転出力手段から出力される減速回転をプラネタリギヤユニットに伝達する伝達部材などを短くすることを可能とする。

明細書

自動変速機

技術分野

本発明は、車輛等に搭載される自動変速機に係り、詳しくは、プラネタリギヤユニットの1つの回転要素に減速回転を入力自在にすることで多段変速を可能にする自動変速機の配置構造に関する。

背景技術

一般に、車輛等に搭載される自動変速機において、2列のプラネタリギヤを連結したプラネタリギヤユニットと、入力軸の回転を減速した減速回転を出力自在なプラネタリギヤとを備えているものがある（例えば、特開平4-125345号公報、及び特開2000-274498号公報参照）。これらのものは、例えば4つの回転要素を有するプラネタリギヤユニットの1つの回転要素に上記プラネタリギヤからの減速回転をクラッチを介在して入力自在することで、例えば前進6速段、後進1速段を達成している。

ところで、上述した自動変速機には、上記プラネタリギヤユニットの回転要素や上記プラネタリギヤの回転要素に入力軸の回転を入力するための複数のクラッチが備えられているが、それら複数のクラッチの配置によっては、該プラネタリギヤの減速回転をプラネタリギヤユニットの回転要素に伝達するための部材が軸方向に長くなってしまう。また、特にFF（フロントエンジン、フロントドライブ）の車輛に用いられる自動変速機などにおいては、駆動車輪に該自動変速機の出回転を、平行な他の軸に出力するためのギヤ、いわゆるカウンタギヤを有するものがあり、該カウンタギヤも同様に、例えば上記プラネタリギヤユニットと上記プラネタリギヤとの間に配置するなど、該カウンタギヤの配置によっては、上記減速回転を伝達するための部材が軸方向に長くなってしまう。

減速回転を伝達する部材が長くなることは、つまり大きなトルクを伝達する部材が長くなることであり、その大きなトルクに耐え得るような部材を長く設ける

ことは、比較的肉厚の厚い部材を長く設けることであって、自動変速機のコンパクト化の妨げになる。また、そのような部材は重さも重くなり、自動変速機の軽量化の妨げになるばかりか、イナーシャ（慣性力）が大きくなって、自動変速機の制御性を低下させることによる変速ショックが発生し易くなる虞もある。

そこで本発明は、減速回転出力手段をプラネタリギヤユニットの軸方向一方側に配置し、第１及び第２のクラッチをプラネタリギヤユニットの軸方向他方側に配置し、出力部材を第１及び第２のクラッチとプラネタリギヤユニットとの間に配置し、もって上記課題を解決した自動変速機を提供することを目的とするものである。

発明の開示

請求の範囲第１項に係る本発明は、駆動源の出力回転に基づき回転する入力軸と、第１、第２、第３及び第４の回転要素を有するプラネタリギヤユニットと、前記入力軸の回転を減速した減速回転を前記第１の回転要素に出力自在な減速回転出力手段と、前記入力軸と前記第２の回転要素との間に介在する第１のクラッチと、前記入力軸と前記第３の回転要素との間に介在する第２のクラッチと、前記第４の回転要素の回転を駆動車輪伝達機構に出力する出力部材と、を備えた自動変速機において、前記減速回転出力手段を、前記プラネタリギヤユニットの軸方向一方側に配置し、前記第１及び第２のクラッチを、前記プラネタリギヤユニットの軸方向他方側に配置し、前記出力部材を、前記第１及び第２のクラッチと前記プラネタリギヤユニットとの間に配置して構成される。

これにより、減速回転出力手段とプラネタリギヤユニットとを、例えばクラッチ、出力部材を間に配置することなく、近接して配置することができ、減速回転を伝達するための部材（例えば伝達部材やスリーブ部材など）を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

請求の範囲第２項に係る本発明は、前記第１のクラッチは、前記出力部材の内

周側を通して前記第 2 の回転要素に連結されてなり、前記第 2 のクラッチは、前記第 1 のクラッチの外周側及び前記出力部材の内周側を通して前記第 3 の回転要素に連結されて構成される。

これにより、各回転要素の連結のための部材の錯綜を防止でき、自動変速機をコンパクト化することができる。

請求の範囲第 3 項に係る本発明は、前記第 1 のクラッチは、内周側が前記第 2 の回転要素に連結する部材にスプライン係合する摩擦板と、油圧サーボを内包すると共に該摩擦板の外周側にスプライン係合し、かつ前記入力軸に連結される第 1 のクラッチドラムと、該摩擦板を押圧する第 1 のピストンと、該第 1 のピストンの内周側と前記入力軸との間、及び外周側と該第 1 のクラッチドラムとの間を液密状にシールすることにより形成される第 1 の油圧サーボ用油圧室と、を有してなり、前記第 2 のクラッチは、内周側が前記第 1 のクラッチドラムにスプライン係合する摩擦板と、油圧サーボを内包すると共に該摩擦板の外周側にスプライン係合し、かつ前記第 3 の回転要素に連結する第 2 のクラッチドラムと、該摩擦板を押圧する第 2 のピストンと、該第 2 のピストンの内周側及び外周側と該第 2 のクラッチドラムとの間を液密状にシールすることにより形成される第 2 の油圧サーボ用油圧室と、を有して構成される。

これにより、第 1 のクラッチは、その外周側に第 2 のクラッチが配置される構造であり、外周側に拡張することができないが、油圧サーボを入力軸上に設けることによって、(例えばボス部上に設ける場合より)該油圧サーボ、特に第 1 の油圧サーボ用油室の受圧面積を内周側に大きく確保することができ、第 1 のクラッチの容量を増大させることができる。

請求の範囲第 4 項に係る本発明は、前記第 1 のクラッチは、内周側が前記第 2 の回転要素に連結する部材にスプライン係合する摩擦板と、油圧サーボを内包すると共に該摩擦板の外周側にスプライン係合し、かつ前記入力軸に連結される第 1 のクラッチドラムと、該摩擦板を押圧する第 1 のピストンと、該第 1 のピストンの内周側と前記入力軸との間、及び外周側と該第 1 のクラッチドラムとの間を液密状にシールすることにより形成される第 1 の油圧サーボ用油圧室と、を有してなり、前記第 2 のクラッチは、内周側が前記第 3 の回転要素に連結する部材に

スプライン係合する摩擦板と、油圧サーボを内包すると共に該摩擦板の外周側にスプライン係合し、かつ前記第 1 のクラッチドラムの外周側に配置されると共に前記入力軸に連結される第 2 のクラッチドラムと、該摩擦板を押圧する第 2 のピストンと、該第 2 のピストンの内周側及び外周側と該第 2 のクラッチドラムとの間を液密状にシールすることにより形成される第 2 の油圧サーボ用油圧室と、を有して構成される。

これにより、第 1 のクラッチは、その外周側に第 2 のクラッチが配置される構造であり、外周側に拡張することができないが、油圧サーボを入力軸上に設けることによって、(例えばボス部上に設ける場合より)該油圧サーボ、特に第 1 の油圧サーボ用油室の受圧面積を内周側に大きく確保することができ、第 1 のクラッチの容量を増大させることができる。

請求の範囲第 5 項に係る本発明は、前記減速回転出力手段は、減速プラネタリギヤを有し、前記減速プラネタリギヤ、前記プラネタリギヤユニット、及び前記出力部材を前記入力軸と同軸上に設けて構成される。

これにより、特に自動変速機を F F 車両に搭載した場合には、(例えば減速プラネタリギヤなどを他軸上に設ける場合に比して)駆動車輪伝達機構(例えばカウンタシャフト部 4 など)をコンパクト化することができ、例えば車体メンバとの干渉を防止することができ、自動変速機の車両搭載性を向上させることができる。

請求の範囲第 6 項に係る本発明は、前記減速回転出力手段は、前記入力軸の回転を入力する入力回転要素、回転を固定する固定要素、及び前記第 1 の回転要素に常時連結する出力回転要素とを有する前記減速プラネタリギヤと、前記固定要素の回転を固定可能な第 1 のブレーキと、からなり、前記第 1 のブレーキの係合により、前記減速回転の出力が可能に構成される。

これにより、固定要素の回転を固定可能な第 1 のブレーキが減速回転の出力を接・断するので、例えば減速回転を接・断するクラッチに比して、第 1 のブレーキをコンパクト化することができ、かつ減速回転出力手段とプラネタリギヤユニットとを近接して配置することができる。それにより自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができる。

請求の範囲第 7 項に係る本発明は、前記減速回転出力手段は、前記入力軸の回

転を入力する入力回転要素、回転を固定する固定要素、及び前記第 1 の回転要素に常時連結する出力回転要素とを有する減速プラネタリギヤと、前記入力軸と前記入力回転要素との間に介在する第 3 のクラッチ及び前記固定要素の回転を固定可能な第 1 のブレーキと、からなり、前記第 3 のクラッチ、前記第 1 のブレーキの係合により、前記減速回転の出力が可能に構成される。

これにより、入力軸と入力回転要素との間に介在する第 3 のクラッチ、及び固定要素の回転を固定可能な第 1 のブレーキが減速回転の出力を接・断するので、例えば減速回転を接・断するクラッチに比して、第 3 のクラッチ及び第 1 のブレーキをコンパクト化することができ、かつ減速回転出力手段とプラネタリギヤユニットとを近接して配置することができる。それにより自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができる。

請求の範囲第 8 項に係る本発明は、前記減速回転出力手段は、前記入力軸の回転を常時入力する入力回転要素、回転を常時固定する固定要素、及び前記第 1 の回転要素に常時連結する出力回転要素とを有する減速プラネタリギヤと、前記入力軸と前記入力回転要素との間に介在する第 3 のクラッチと、からなり、前記第 3 のクラッチの係合により、前記減速回転の出力が可能に構成される。

これにより、入力軸と入力回転要素との間に介在する第 3 のクラッチが減速回転の出力を接・断するので、例えば減速回転を接・断するクラッチに比して、第 3 のクラッチをコンパクト化することができ、かつ減速回転出力手段とプラネタリギヤユニットとを近接して配置することができる。それにより自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができる。

請求の範囲第 9 項に係る本発明は、前記減速回転出力手段は、前記入力軸の回転を常時入力する入力回転要素、回転を常時固定する固定要素、及び前記第 1 の回転要素に連結する出力回転要素とを有する減速プラネタリギヤと、前記第 1 の回転要素と前記出力回転要素との間に介在する第 3 のクラッチと、からなり、前記第 3 のクラッチの係合により、前記減速回転の出力が可能に構成される。

これにより、第 1 の回転要素と出力回転要素との間に介在する第 3 のクラッチが減速回転の出力を接・断するので、減速回転を第 1 の回転要素に出力自在にすることができるものでありながら、例えば第 3 のクラッチを解放することで、入

力回転要素に入力される入力軸の回転をプラネタリギヤにて空転させることができる。それにより、例えば回転を固定する要素を、ブレーキを配設することなく、直接ケースなどに固定することができ、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができる。

請求の範囲第 10 項に係る本発明は、前記第 1 のクラッチ、前記第 2 のクラッチ、前記第 3 のクラッチは、それぞれの油圧サーボを有し、前記第 2 のクラッチの油圧サーボは、前記ケースの一端から延設された第 1 のボス部に配置されると共に、該第 1 のボス部に設けられた油路に連通し、前記第 1 のクラッチの油圧サーボは、前記入力軸の一端上に配置され、前記入力軸内に設けられた油路を介して前記第 1 のボス部又は前記ケースの一端の油路に連通し、前記第 3 のクラッチの油圧サーボは、前記ケースの他端から延設された第 2 のボス部上又は前記入力軸の他端上に配置され、前記第 2 のボス部に設けられた油路又は前記入力軸内に設けられた油路に連通して構成される。

これにより、第 1 のクラッチの油圧サーボは入力軸の一端上に設けられているので、ケースから 1 対のシールリングで漏れ止めして入力軸内に設けられた油路に油を供給することで、例えば入力軸と該油圧サーボとの間にシールリングを設けることなく、該油圧サーボに油を供給することができる。更に、第 2 及び第 3 のクラッチの油圧サーボは、それぞれケースから延設されたボス部から、例えば他の部材を介することなく、油を供給することができ、即ち、1 対のシールリングをそれぞれ設けることで、油を供給することができる。従って、3 つの油圧サーボには、それぞれ 1 対のシールリングを設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、自動変速機の効率を向上させることができる。

請求の範囲第 11 項に係る本発明は、前記第 1 のクラッチ、前記第 2 のクラッチ、前記第 3 のクラッチは、それぞれの油圧サーボを有し、前記第 2 のクラッチの油圧サーボは、前記ケースの一端から延設された第 1 のボス部に配置されると共に、該第 1 のボス部に設けられた油路に連通し、前記第 1 のクラッチの油圧サーボは、前記入力軸の一端上に配置され、前記入力軸内に設けられた油路を介して前記第 1 のボス部又は前記ケースの一端の油路に連通し、前記第 3 のクラッ

チの油圧サーボは、前記入力軸の一端上に配置され、前記入力軸の他端上に配置され、前記入力軸内に設けられた油路に連通して構成される。

これにより、第1のクラッチの油圧サーボは入力軸の一端上に設けられているので、ケースから1対のシールリングで漏れ止めして入力軸内に設けられた油路に油を供給することで、例えば入力軸と該油圧サーボとの間にシールリングを設けることなく、該油圧サーボに油を供給することができる。第2のクラッチの油圧サーボは、ケースから延設されたボス部から、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができる。更に、第3のクラッチの油圧サーボは前記入力軸の上に配置され、ケースから1対のシールリングで漏れ止めして入力軸内に設けられた油路に油を供給することで、例えば入力軸と該油圧サーボとの間にシールリングを設けることなく、該油圧サーボに油を供給することができる。即ち、1対のシールリングをそれぞれ設けることで、油を供給することができる。従って、3つの油圧サーボには、それぞれ1対のシールリングを設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、自動変速機の効率を向上させることができる。さらに、入力軸上に第1及び第3のクラッチの油圧サーボが配置されるが、それぞれ入力軸の一端側及び他端側に分けて配置されるため、入力軸内の油圧サーボ用の油路を重ねて設ける必要がないため、入力軸を細くすることができ、自動変速機をコンパクトにすることができる。

請求の範囲第12項に係る本発明は、前記第3のクラッチは、内周側が前記減速プラネタリギヤの前記入力回転要素又は前記出力回転要素に連結する部材にスプライン係合する摩擦板と、油圧サーボを内包すると共に該摩擦板の外周側にスプライン係合する第3のクラッチドラムと、該摩擦板を押圧する第3のピストンと、該第3のピストンの内周側及び外周側と該第3のクラッチドラムとの間を液密状にシールすることにより形成される第1の油圧サーボ用油圧室と、を有してなり、前記摩擦板は、前記減速プラネタリギヤの径方向外周側に少なくとも一部が重なる位置に配置されてなり、前記第3のクラッチドラムは、前記減速プラネタリギヤ方向に開口するように配置されてなり、前記減速プラネタリギヤは、前記第3のクラッチの油圧サーボと前記プラネタリギヤユニットとの軸方向の間に配置されて構成される。

これにより、摩擦板が減速プラネタリギヤの径方向外周側に配置されて、自動変速機を軸方向にコンパクト化することができる。また、減速プラネタリギヤを第3のクラッチの油圧サーボとプラネタリギヤユニットとの軸方向の間に配置することによって、減速プラネタリギヤとプラネタリギヤユニットとを隣接して配置することができるため（第3のクラッチの油圧サーボが減速プラネタリギヤとプラネタリギヤユニットとの間にないため）、減速回転を伝達するための部材（例えば伝達部材やスリーブ部材など）を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

請求の範囲第13項に係る本発明は、前記減速プラネタリギヤは、ダブルピニオンプラネタリギヤである。

これにより、入力軸の回転が減速回転として出力することができると共に、自動変速機のギヤ比を良好に設定したとしても、プラネタリギヤユニット、減速プラネタリギヤの各回転要素を大きくすることがなく、高回転をも抑制できるため、自動変速機をコンパクトにすることができる。

請求の範囲第14項に係る本発明は、前記減速プラネタリギヤは、前記入力回転要素である第1のキャリアと、前記固定要素である第1のサンギヤと、前記出力回転要素である第1のリングギヤと、を有して構成される。

これにより、入力軸の回転が減速回転として出力することができる。

請求の範囲第15項に係る本発明は、前記減速プラネタリギヤは、前記入力回転要素である第1のサンギヤと、前記固定要素である第1のキャリアと、前記出力回転要素である第1のリングギヤと、を有して構成される。

これにより、入力軸の回転が減速回転として出力することができる。

請求の範囲第16項に係る本発明は、前記プラネタリギヤユニットは、第2のサンギヤ、第3のサンギヤ、第2のキャリア、及び第2のリングギヤにより構成されるラビニヨ型プラネタリギヤであり、前記第1の回転要素は、前記減速回転出力手段の出力回転を入力し、かつ第2のブレーキの係止により固定自在な前記第2のサンギヤであり、前記第2の回転要素は、前記第1のクラッチの係合によ

り前記入力軸の回転を入力する前記第3のサンギヤであり、前記第3の回転要素は、前記第2のサンギヤに噛合するロングピニオンと、前記第3のサンギヤに噛合するショートピニオンと、を有し、第3のブレーキの係止により固定自在であると共に、前記第2のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力する前記第2のキャリアであり、前記第4の回転要素は、前記ロングピニオンに噛合する前記第2のリングギヤである。

これにより、例えば前進6速段、後進1速段を可能にすることができるものでありながら、減速回転出力手段とプラネタリギヤユニットとを近接して配置することができ、減速回転を伝達するための部材を比較的短くすることができる。

請求の範囲第17項に係る本発明は、前記第3のブレーキと並列に配置され、前記キャリアの回転を一方向に規制する第1のワンウェイクラッチを備えて構成される。

これにより、例えば正駆動時の前進1速段を第1のクラッチと第1のワンウェイクラッチの係合で達成できるため、例えば非走行レンジから走行レンジに切換えた際の前進1速段の達成を滑らかに行うことができる。

請求の範囲第18項に係る本発明は、前記第3のブレーキを前記プラネタリギヤユニットの外周側に配置し、前記第1のワンウェイクラッチを前記第2のクラッチに隣接させて配置して構成される。

これにより、第1のワンウェイクラッチは前進1速段達成時に入力軸の回転を入力する第1のクラッチと共に係合されるのに対し、第3のブレーキは減速回転を接・断するための第3のクラッチと共に係合することで後進1速段を達成するものであることから、第3のブレーキに作用する反力トルクは、第1のワンウェイクラッチに作用する反力トルクより大きくなる。従って、第3のブレーキをプラネタリギヤユニットの外周側に近接して設けることによって、減速回転に基づくトルクを第3のブレーキに伝達する部材を比較的短くすることができる。更に、第1のワンウェイクラッチをプラネタリギヤユニットと離れた第2のクラッチに近接させて設けても、第2のクラッチと第2のキャリアを連結する部材を大きくする必要はない。また、第1のワンウェイクラッチをプラネタリギヤユニットの外周に配置しないことによって、ブレーキの設計自由度を増やすことができる。

それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができる。

請求の範囲第 19 項に係る本発明は、前記第 3 のブレーキと前記第 1 のワンウェイクラッチとを前記プラネタリギヤユニットの外周側に配置して構成される。

これにより、(例えば第 1 のワンウェイクラッチを第 1 のクラッチに隣接して配置した場合に比して、第 1 及び第 2 のクラッチが配設されている部分を軸方向にコンパクト化することができるため) 出力部材を、例えばトルクコンバータ側に近づけることができる。それにより、駆動車輪伝達機構部(特にカウンタシャフト部)を軸方向に対してコンパクト化することができる。

請求の範囲第 20 項に係る本発明は、前記第 2 のブレーキと並列に配置され、第 4 のブレーキの係止により前記第 2 のサンギヤの回転を一方向に規制する第 2 のワンウェイクラッチを備えて構成される。

これにより、例えば前進 2 速段から前進 3 速段への変速を滑らかに行うことができる。

請求の範囲第 21 項に係る本発明は、前記減速回転出力手段と前記第 2 のサンギヤとの間に介在し、前記減速回転出力手段の出力回転と前記第 2 のサンギヤの回転とを連結するスリーブ部材を備え、前記第 2 のワンウェイクラッチのインナーレースと前記スリーブ部材とを一体に形成して構成される。

これにより、前進 2 速段から前進 3 速段への変速を滑らかに行うことができるものでありながら、自動変速機をコンパクト化することができる。

請求の範囲第 22 項に係る本発明は、縦軸に前記第 1、第 2、第 3 及び第 4 の回転要素のそれぞれの回転数を示すと共に、横軸に前記第 1、第 2、第 3 及び第 4 の回転要素のギヤ比に対応させて示してなる速度線図において、前記減速回転が入力される前記第 1 の回転要素を横方向最端部の縦軸に対応させ、順に前記第 3 の回転要素、前記出力部材に連結された前記第 4 の回転要素、前記第 2 の回転要素に対応させて構成される。

これにより、速度線図に示すように、前進 6 速段、後進 1 速段を達成できるものでありながら、減速回転出力手段とプラネタリギヤユニットとを近接して配置することができ、減速回転を伝達するための部材を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、

イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

請求の範囲第 2 3 項に係る本発明は、前記第 1 のクラッチ及び前記第 3 のブレーキの係合により前進 1 速段を、前記第 1 のクラッチ及び前記第 2 のブレーキの係合により前進 2 速段を、前記第 1 のクラッチの係合及び前記減速回転出力手段から減速回転を出力可能な状態とすることで前進 3 速段を、前記第 1 のクラッチ及び前記第 2 のクラッチの係合により前進 4 速段を、前記第 2 のクラッチの係合及び前記減速回転出力手段から減速回転を出力可能な状態とすることで前進 5 速段を、前記第 2 のクラッチ及び前記第 2 のブレーキの係合により前進 6 速段を、前記第 3 のブレーキの係合及び前記減速回転出力手段から減速回転を出力可能な状態とすることで後進 1 速段をそれぞれ達成する。

これにより、前進 6 速段及び後進 1 速段を達成するものであって、前進 4 速段に第 1 及び第 2 のクラッチを共に係合し、つまり前進 4 速段において直結状態となるので、前進 5 速段及び前進 6 速段でのギヤ比を高く設定することができ、特に車輛に搭載された際に、高車速で走行する車輛において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輛の静粛性に寄与することができる。

請求の範囲第 2 4 項に係る本発明は、前記プラネタリギヤユニットは、第 2 のサンギヤ、第 2 のキャリヤ、第 2 のリングギヤを有する第 1 シンプルプラネタリギヤと、第 3 のサンギヤ、第 3 のキャリヤ、第 3 のリングギヤを有する第 2 シンプルプラネタリギヤと、からなり、前記第 1 の回転要素は、前記ダブルピニオンプラネタリギヤの出力回転を入力し、かつ第 2 のブレーキの係止により固定自在な前記第 3 のリングギヤであり、前記第 2 の回転要素は、第 3 のブレーキの係止により固定自在であると共に、前記第 1 のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力する前記第 3 のキャリヤ及び前記第 2 のリングギヤであり、前記第 3 の回転要素は、前記第 2 のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力する前記第 2 のサンギヤ及び前記第 3 のサンギヤであり、前記第 4 の回転要素は、前記第 2 のサンギヤ及び前記第 2 のリングギヤに噛合する前記第 2 のキャリヤである。

これにより、例えば前進 6 速段、後進 1 速段を可能にすることができるものでありながら、減速回転出力手段とプラネタリギヤユニットとを近接して配置する

ことができ、減速回転を伝達するための部材を比較的短くすることができる。

請求の範囲第 2 5 項に係る本発明は、前記第 3 のブレーキと並列に配置され、前記第 3 のキャリヤ及び前記第 2 のリングギヤの回転を一方向に規制する第 1 のワンウェイクラッチを備えて構成される。

これにより、例えば正駆動時の前進 1 速段を第 2 のクラッチと第 1 のワンウェイクラッチの係合で達成できるため、例えば非走行レンジから走行レンジに切換えた際の前進 1 速段の達成を滑らかに行うことができる。

請求の範囲第 2 6 項に係る本発明は、前記第 3 のブレーキと前記第 1 のワンウェイクラッチとを前記プラネタリギヤユニットの外周側に配置して構成される。

これにより、(例えば第 1 のワンウェイクラッチを第 2 のクラッチに隣接して配置した場合に比して、第 1 及び第 2 のクラッチが配設されている部分を軸方向にコンパクト化することができるため) 出力部材を、例えばトルクコンバータ側に近づけることができる。それにより、駆動車輪伝達機構部(特にカウンタシャフト部)を軸方向に対してコンパクト化することができる。

請求の範囲第 2 7 項に係る本発明は、前記第 1 のワンウェイクラッチのインナーレースと前記第 2 のリングギヤとを一体に形成して構成される。

これにより、例えば非走行レンジから走行レンジに切換えた際の前進 1 速段の達成を滑らかに行うことができるものでありながら、自動変速機をコンパクト化することができる。

請求の範囲第 2 8 項に係る本発明は、前記第 2 のブレーキと並列に配置され、第 4 のブレーキの係止により前記第 3 のリングギヤの回転を一方向に規制する第 2 のワンウェイクラッチを備えて構成される。

これにより、例えば前進 2 速段から前進 3 速段への変速を滑らかに行うことができる。

請求の範囲第 2 9 項に係る本発明は、縦軸に前記第 1、第 2、第 3 及び第 4 の回転要素のそれぞれの回転数を示すと共に、横軸に前記第 1、第 2、第 3 及び第 4 の回転要素のギヤ比に対応させて示してなる速度線図において、前記減速回転が入力される前記第 1 の回転要素を横方向最端部の縦軸に対応させ、順に前記第 3 の回転要素、前記出力部材に連結された前記第 4 の回転要素、前記第 2 の回転

要素に対応させて構成される。

これにより、速度線図に示すように、前進 6 速段、後進 1 速段を達成できるものでありながら、減速回転出力手段とプラネタリギヤユニットとを近接して配置することができ、減速回転を伝達するための部材を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

請求の範囲第 3 0 項に係る本発明は、前記第 2 のクラッチ及び前記第 3 のブレーキの係合により前進 1 速段を、前記第 2 のクラッチ及び前記第 2 のブレーキの係合により前進 2 速段を、前記第 2 のクラッチの係合及び前記減速回転出力手段から減速回転を出力可能な状態とすることで前進 3 速段を、前記第 1 のクラッチ及び前記第 2 のクラッチの係合により前進 4 速段を、前記第 1 のクラッチの係合及び前記減速回転出力手段から減速回転を出力可能な状態とすることで前進 5 速段を、前記第 1 のクラッチ及び前記第 2 のブレーキの係合により前進 6 速段を、前記第 3 のブレーキの係合及び前記減速回転出力手段から減速回転を出力可能な状態とすることで後進 1 速段をそれぞれ達成する。

これにより、前進 6 速段及び後進 1 速段を達成するものであって、前進 4 速段に第 1 及び第 2 のクラッチを共に係合し、つまり前進 4 速段において直結状態となるので、前進 5 速段及び前進 6 速段でのギヤ比を高く設定することができ、特に車輛に搭載された際に、高車速で走行する車輛において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輛の静粛性に寄与することができる。

請求の範囲第 3 1 項に係る本発明は、前記プラネタリギヤユニットは、第 2 のサンギヤ、第 3 のサンギヤ、第 2 のキャリヤ、及び第 2 のリングギヤにより構成されるラビニヨ型プラネタリギヤであり、前記第 1 の回転要素は、前記減速回転出力手段の出力回転を入力し得る前記第 3 のサンギヤであり、前記第 2 の回転要素は、前記第 2 のサンギヤに噛合するロングピニオンと、前記第 3 のサンギヤに噛合するショートピニオンと、を有し、第 2 のブレーキの係止により固定自在であると共に、前記第 1 のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力する前記第 2 のキャリヤであり、前記第 3 の回転要素は、前記第 2 のクラッチの係合によ

り前記入力軸の回転を入力し、かつ第3のブレーキの係止により固定自在な前記第2のサンギヤであり、前記第4の回転要素は、前記ロングピニオンに噛合する前記第2のリングギヤである。

これにより、例えば前進6速段、後進1速段を可能にすることができるものでありながら、減速回転出力手段とプラネタリギヤユニットとを近接して配置することができ、減速回転を伝達するための部材を比較的短くすることができる。

請求の範囲第32項に係る本発明は、前記第2のブレーキと並列に配置され、前記第2のキャリアの回転を一方向に規制する第1のワンウェイクラッチを備えて構成される。

これにより、例えば正駆動時の前進1速段を第3のクラッチと第1のワンウェイクラッチの係合で達成できるため、例えば非走行レンジから走行レンジに切替えた際の前進1速段の達成を滑らかに行うことができる。

請求の範囲第33項に係る本発明は、前記第2のブレーキと前記第1のワンウェイクラッチとを前記プラネタリギヤユニットの外周側に配置して構成される。

これにより、(例えば第1のワンウェイクラッチを第1のクラッチに隣接して配置した場合に比して、第1及び第2のクラッチが配設されている部分を軸方向にコンパクト化することができるため)出力部材を、例えばトルクコンバータ側に近づけることができる。それにより、駆動車輪伝達機構部(特にカウンタシャフト部)を軸方向に対してコンパクト化することができる。

請求の範囲第34項に係る本発明は、縦軸に前記第1、第2、第3及び第4の回転要素のそれぞれの回転数を示すと共に、横軸に前記第1、第2、第3及び第4の回転要素のギヤ比に対応させて示してなる速度線図において、前記減速回転が入力される前記第1の回転要素を横方向最端部の縦軸に対応させ、順に前記出力部材に連結された前記第4の回転要素、前記第2の回転要素、前記第3の回転要素に対応させて構成される。

これにより、速度線図に示すように、前進6速段、後進1速段を達成できるものでありながら、減速回転出力手段とプラネタリギヤユニットとを近接して配置することができ、減速回転を伝達するための部材を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、

イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

請求の範囲第 3 5 項に係る本発明は、前記第 2 のブレーキの係合及び前記減速回転出力手段から減速回転を出力可能な状態とすることで前進 1 速段を、前記第 3 のブレーキの係合及び前記減速回転出力手段から減速回転を出力可能な状態とすることで前進 2 速段を、前記第 2 のクラッチの係合及び前記減速回転出力手段から減速回転を出力可能な状態とすることで前進 3 速段を、前記第 1 のクラッチの係合及び前記減速回転出力手段から減速回転を出力可能な状態とすることで前進 4 速段を、前記第 1 のクラッチ及び前記第 2 のクラッチの係合により前進 5 速段を、前記第 1 のクラッチ及び前記第 3 のブレーキの係合により前進 6 速段を、前記第 2 のクラッチ及び前記第 2 のブレーキの係合により後進 1 速段をそれぞれ達成する。

これにより、例えば前進 6 速段及び後進 1 速段を達成するものであって、前進 5 速段の際に第 1 及び第 2 のクラッチを係合し、いわゆる直結状態とするので、つまり減速回転を前記 1 速段から前進 4 速段までの 4 段にわたって出力することができ、特に自動変速機を車輛に搭載した際に、車輛の低中速領域での変速を細分化することができる。それにより、特に車輛の低中速領域において、例えばエンジン等の駆動源の最良効率となる回転数領域をより多く使用することが可能となり、燃費の向上を図ることができる。更に、前進 6 速段のみをオーバードライブとすることができ、例えば前進 4 速段の際に直結状態となって前進 5 速段及び前進 6 速段がオーバードライブとなるものに比して、最終減速比を小さくすることができる。それにより、例えばディファレンシャル部のデフリングギヤ径を小さくすることができ、入力軸とディファレンシャル部の軸との軸間距離を短縮することができ、特に F F 車両に搭載した場合には、自動変速機をコンパクトにすることができる。

請求の範囲第 3 6 項に係る本発明は、前記駆動車輪伝達機構は、駆動車輪に回転を出力するディファレンシャル部と、該ディファレンシャル部に係合するカウンタシャフト部と、を有し、前記出力部材は、前記カウンタシャフト部に噛合するカウンタギヤである。

これにより、自動変速機を例えばF F車輛に搭載することができる。

図面の簡単な説明

第1図は第1の実施の形態に係る自動変速機を示す断面展開図、第2図は第1の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す断面図、第3図は第1の実施の形態に係る自動変速機を示すスケルトン図、第4図は第1の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第5図は第1の実施の形態に係る自動変速機の世界速度線図、第6図は第2の実施の形態に係る自動変速機を示す断面展開図、第7図は第2の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す断面図、第8図は第2の実施の形態に係る自動変速機を示すスケルトン図、第9図は第2の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第10図は第2の実施の形態に係る自動変速機の世界速度線図、第11図は第3の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す断面図、第12図は第3の実施の形態に係る自動変速機を示すスケルトン図、第13図は第3の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第14図は第3の実施の形態に係る自動変速機の世界速度線図、第15図は第4の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す断面図、第16図は第4の実施の形態に係る自動変速機を示すスケルトン図、第17図は第4の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第18図は第4の実施の形態に係る自動変速機の世界速度線図、第19図は第5の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第20図は第5の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第21図は第5の実施の形態に係る自動変速機の世界速度線図、第22図は第6の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第23図は第7の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第24図は第7の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第25図は第7の実施の形態に係る自動変速機の世界速度線図、第26図は第8の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第27図は第8の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第28図は第8の実施の形態に係る自動変速機の世界速度線図、第29図は第9の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第30図は第9の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第31図は第9の実施の形態に係る自動変速機の世界速度線図、第32図は第10の実施の形

態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 3 3 図は第 1 0 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 3 4 図は第 1 0 の実施の形態に係る自動変速機の速度線図、第 3 5 図は第 1 1 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 3 6 図は第 1 1 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 3 7 図は第 1 1 の実施の形態に係る自動変速機の速度線図である。

発明を実施するための最良の形態

<第 1 の実施の形態>

以下、本発明に係る第 1 の実施の形態を第 1 図乃至第 5 図に沿って説明する。第 1 図は第 1 の実施の形態に係る自動変速機を示す断面展開図、第 2 図は第 1 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す断面図、第 3 図は第 1 の実施の形態に係る自動変速機を示すスケルトン図、第 4 図は第 1 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 5 図は第 1 の実施の形態に係る自動変速機の速度線図である。

本発明の第 1 の実施の形態に係る自動変速機 1₁は、特に F F（フロントエンジン、フロントドライブ）車輛に用いて好適であって、第 1 図に示すように、ハウジングケース 3 a 及びミッションケース 3 b からなるケース 3 を有しており、該ハウジングケース 3 a 内にトルクコンバータ 1 2、該ミッションケース 3 b 内に自動変速機構 2₁、カウンタシャフト部（駆動車輪伝達機構）4、及びディファレンシャル部（駆動車輪伝達機構）5 が配置されている。該トルクコンバータ 1 2 は、例えばエンジン（不図示）の出力軸 1 0 と同軸上である自動変速機構 2₁ の入力軸 2 0 を中心とした軸上に配置されており、該自動変速機構 2₁ は、該エンジンの出力軸 1 0、即ち、該入力軸 2 0 と同軸上である中心軸 3 0 を中心とした軸上に配置されている。また、カウンタシャフト部 4 は、それら入力軸 2 0 及び中心軸 3 0 と平行な軸上であるカウンタシャフト 5 2 上に配置されており、ディファレンシャル部 5 は、該カウンタシャフト 5 2 と平行な軸上に不図示の左右車軸を有する形で配置されている。

なお、第 1 図に示す断面展開図は、自動変速機 1₁ を平面的に展開して示しているものであって、上記入力軸 2 0 及び中心軸 3 0 と、カウンタシャフト 5 2 と、

不図示の左右車軸とは、側面視の字状の位置関係であり、特に第1図における符号12'は、カウンタシャフト52に対するトルクコンバータの位置関係を示しているものである。

上記エンジンの出力軸10には、ディスク状部材11が配置されており、該ディスク状部材11の外周側がトルクコンバータ12のポンプインペラ12aに接続されている。また、トルクコンバータ12のタービンランナ12bがその内周側にて、トルク変動を吸収するダンパ装置13に接続されており、該ダンパ装置13の外周側が、上記ポンプインペラ12aに係合自在であるロックアップクラッチのピストン部材14に接続され、更に該ピストン部材14が上記自動変速機構2₁の入力軸20に接続されている。つまり、該ピストン部材14がポンプインペラ12aに対して係合していない状態では、トルクコンバータ12を介して上記入力軸20に不図示のエンジンのトルクが伝達され、該ピストン部材14がポンプインペラ12aに対して係合している状態では、上記出力軸10と入力軸20とが直結状態となって、エンジンのトルクが直接的に入力軸20に伝達される。

ついで、自動変速機構2₁について第2図に沿って説明する。第2図に示すように、上記入力軸20のトルクコンバータ12とは反対側の一端には、その内周側にスプライン20sが形成されており、中心軸30の一端外周側に形成されているスプライン30sに係合して、つまり入力軸20と中心軸30とが回転方向に接続されている。該中心軸30上には、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤ(減速回転出力手段、減速プラネタリギヤ)PRとを有している。該プラネタリギヤユニットPUは、4つの回転要素としてサンギヤ(第2の回転要素、第3のサンギヤ)S2、キャリア(第3の回転要素、第2のキャリア)CR2、リングギヤ(第4の回転要素、第2のリングギヤ)R2、及びサンギヤ(第1の回転要素、第2のサンギヤ)S3を有し、該キャリアCR2に、側板42, 44に支持されてサンギヤS3及びリングギヤR2に噛合するロングピニオンPLと、側板43, 44に支持されてサンギヤS2に噛合するショートピニオンPSとを、互いに噛合する形で有している、いわゆるラビニヨ型プラネタリギヤである。また、上記プラネタリギヤPRは、キャリア(入力回転要素、第1のキャリア)C

R 1 に、リングギヤ R 1（出力回転要素、第 1 のリングギヤ）に噛合するピニオン P 1 及びサンギヤ（固定要素、第 1 のサンギヤ） S 1 に噛合するピニオン P 2 を互いに噛合する形で有している、いわゆるダブルピニオンプラネタリギヤである。

上記入力軸 2 0 上には、内周側に、油圧サーボ 6 2、摩擦板 7 2、クラッチドラム（第 1 のクラッチドラム）を形成するハブ部材 2 2 及びドラム状部材 2 1、サンギヤ S 2 に連結されるハブ部材（第 2 の回転要素に連結する部材） 2 3、を有する多板式クラッチ（第 1 のクラッチ） C 1 と、その外周側に、油圧サーボ 6 1、摩擦板 7 1、クラッチドラム（第 2 のクラッチドラム）を形成するハブ部材 2 4 及びシリンダ部材 6 1 e、キャリア C R 2 に連結されるハブ部材 2 5、を有する多板式クラッチ（第 2 のクラッチ） C 2 と、が配置されている。

該油圧サーボ 6 2 は、摩擦板 7 2 を押圧するためのピストン部材（第 1 のピストン） 6 2 b と、シリンダ部 6 2 e を有するドラム状部材 2 1、該ピストン部材 6 2 b と該シリンダ部 6 2 e との間にシールリング 6 2 f、 6 2 g によってシールされて形成される油室（第 1 の油圧サーボ用油室） 6 2 a と、該ピストン部材 6 2 b を該油室 6 2 a の方向に付勢するリターンスプリング 6 2 c と、該リターンスプリング 6 2 c の付勢を受け止めるリターンプレート 6 2 d と、により構成されている。該油室 6 2 a は、上記入力軸 2 0 に形成されている油路 2 0 a、 2 0 b と連通しており、該油路 2 0 a は、ケース 3 の一端に延設され、入力軸 2 0 上にスリーブ状に設けられているボス部 3 c の油路 9 1 に連通している。そして、該油路 9 1 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 6 2 は、入力軸 2 0 上に配置されているため、ケース 3 のボス部 3 c と入力軸 2 0 との間をシールする 1 対のシールリング 8 1 によって、不図示の油圧制御装置から油室 6 2 a までの油路が構成されている。

また、該油圧サーボ 6 1 は、摩擦板 7 1 を押圧するためのピストン部材（第 2 のピストン） 6 1 b と、シリンダ部材 6 1 e、該ピストン部材 6 1 b と該シリンダ部材 6 1 e との間にシールリング 6 1 f、 6 1 g によってシールされて形成される油室（第 2 の油圧サーボ用油室） 6 1 a と、該ピストン部材 6 1 b を該油室 6 1 a の方向に付勢するリターンスプリング 6 1 c と、該リターンスプリング

6 1 c の付勢を受け止めるリターンプレート 6 1 d と、により構成されている。該油室 6 1 a は、上記ボス部 3 c の油路 9 2 に連通しており、該油路 9 2 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 6 1 は、ケース 3 のボス部 3 c とシリンダ部材 6 1 e との間をシールする 1 対のシールリング 8 0 によって、不図示の油圧制御装置から油室 6 1 a までの油路が構成されている。

即ち、上記入力軸 2 0 には、上記ドラム状部材 2 1 が接続されており、該ドラム状部材 2 1 の外周側には、上記ハブ部材 2 2 が接続されている。該ハブ部材 2 2 の先端部内周側には、クラッチ C 1 用油圧サーボ 6 2 によって係合自在となっているクラッチ C 1 がスプライン係合する形で配置されており、該クラッチ C 1 の内周側がハブ部材 2 3 にスプライン係合する形で接続されている。そして、該ハブ部材 2 3 の内周側が、中心軸 3 0 上に回転自在に設けられたスリーブ部材(第 2 の回転要素に連結する部材) 2 6 の一端に接続されており、該スリーブ部材 2 6 の他端の先端部外周側に上記サンギヤ S 2 が一体的に形成されている。

また、上記ハブ部材 2 2 の先端部外周側には、クラッチ C 2 用油圧サーボ 6 1 により係合自在となっているクラッチ C 2 がスプライン係合する形で配置されており、該クラッチ C 2 の外周側には、ドラム状部材 2 4 がその内周側にてスプライン係合する形で接続されている。該ドラム状部材 2 4 の一端(図中右方側)外周側には、上記ミッションケース 3 b との間にワンウェイクラッチ(第 1 のワンウェイクラッチ) F 3 が配置されており、該ドラム部材 2 4 の回転を一方向に対して規制している。また、該ドラム状部材の他端(図中左方側)の内周側には、接続部材 2 5 がスプライン係合する形で接続されており、上記キャリア C R 2 の側板 4 4 に接続されている。

一方、中心軸 3 0 上には、油圧サーボ 6 6、摩擦板 7 6、クラッチドラム(第 3 のクラッチドラム)を形成するハブ部材 3 2 及びドラム状部材 3 1、キャリア C R 1 に連結されるハブ部材 3 3、を有する多板式クラッチ(第 3 のクラッチ、減速回転出力手段) C 3 が配置されている。該油圧サーボ 6 6 は、摩擦板 7 6 を押圧するためのピストン部材 6 6 b と、シリンダ部 6 6 e を有するドラム状部材 3 1、該ピストン部材 6 6 b と該シリンダ部 6 6 e との間にシールリング 6 6 f、6 6 g によってシールされて形成される油室 6 6 a と、該ピストン部材 6 6 b を

該油室 6 6 a の方向に付勢するリターンスプリング 6 6 c と、該リターンスプリング 6 6 c の付勢を受け止めるリターンプレート 6 6 d と、により構成されている。なお、ハブ部材 3 2 及びドラム状部材 3 1 からなるクラッチドラムは、プラネタリギヤ P R の方向に開口しており、該プラネタリギヤ P R は、油圧サーボ 6 6 とプラネタリギヤユニット P U との軸方向の間に配置されている。また、摩擦板 7 6 がプラネタリギヤ P R の径方向外径側に重なる位置に配置されている。

該油室 6 6 a は、ケース 3 の、上記ボス部 3 c とは反対側の他端に延設され、中心軸 3 0 上にスリーブ状に設けられているボス部 3 d の油路 9 3 に連通しており、該油路 9 3 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 6 6 は、ケース 3 のボス部 3 d とシリンダ部 6 6 e を有するドラム状部材 6 1 との間をシールする 1 対のシールリング 8 2 によって、不図示の油圧制御装置から油室 6 6 a までの油路が構成されている。

即ち、上記入力軸 2 0 に接続されている中心軸 3 0 には、該入力軸 2 0 とは反対側（図中左方側）において、ドラム状部材 3 1 が接続されており、該ドラム状部材 3 1 の外周側には、ハブ部材 3 2 が接続されている。該ハブ部材 3 2 の先端部内周側には、クラッチ C 3 用油圧サーボ 6 6 により係合自在となっているクラッチ C 3 がスプライン係合する形で配置されており、該クラッチ C 3 の内周側には、上記キャリヤ C R 1 の側板 3 3 の延設部分がスプライン係合する形で配置されている。該キャリヤ C R 1 は、該側板 3 3 と側板 3 4 とにより支持している上記ピニオン P 1 及びピニオン P 2 を有しており、該ピニオン P 2 は、スリーブ状に形成されて軸上に回転自在に配置されているサンギヤ S 1 に噛合している。該サンギヤ S 1 の一端には、ハブ部材 3 5 が接続されており、該ハブ部材 3 5 の外周側には、ブレーキ B 1 用油圧サーボ 6 5 及び摩擦板 7 5 を有して、該油圧サーボ 6 5 により係止自在となっている多板式ブレーキ（第 1 のブレーキ）B 1 が、その摩擦板 7 5 がスプライン係合する形で配置されている。そして、該ブレーキ B 1 の摩擦板 7 5 の外周側は、上記ミッションケース 3 b の内周側に形成されているスプライン 3 s にスプライン係合している。

また、上記ピニオン P 1 は、上述のようにリングギヤ R 1 に噛合しており、該リングギヤ R 1 の内周側一端には、上記中心軸 3 0 上に回転自在に支持され、該

リングギヤR 1の回転を伝達する伝達部材（減速回転出力手段）4 0₁が接続されている。該伝達部材4 0₁のリングギヤR 1に接続されている部分の反対側（図中右方側）には、その外周側にスプライン4 0 sが形成されており、該スプライン4 0 sには、（図中左方側において）ハブ部材4 6がスプライン係合していると共に、（図中右方側において）スリーブ部材4 1₁がスプライン係合している。該ハブ部材4 6の外周側には、ブレーキB 2用油圧サーボ6 4及び摩擦板7 4を有して、該油圧サーボ6 4により係止自在となっているブレーキ（第2のブレーキ）B 2が、その摩擦板7 4がスプライン係合する形で配置されており、該ブレーキB 2の摩擦板7 4の外周側は、上記ブレーキB 1と同様に、上記ミッションケース3 bの内周側に形成されているスプライン3 sにスプライン係合している。

上記スリーブ部材4 1₁の内周側には、上記プラネタリギヤユニットP UのサンギヤS 3が一体的に形成されており、該サンギヤS 1には、上述のようにキャリアC R 2の側板4 2及び側板4 4に支持されているロングピニオンP Lが噛合している。また、該側板4 4と側板4 3との間には、上述のようにショートピニオンP Sが支持されており、該側板4 3の外周側には、ハブ部材4 7が接続されている。該ハブ部材4 7の外周側には、ブレーキB 4用油圧サーボ6 3及び摩擦板7 3を有して、該ブレーキB 4用油圧サーボ6 3により係止自在となっているブレーキ（第3のブレーキ）B 4が、その摩擦板7 3がスプライン係合する形で配置されており、該ブレーキB 4の摩擦板7 3の外周側は、上記ブレーキB 1及びブレーキB 2と同様に、上記ミッションケース3 bの内周側に形成されているスプライン3 sにスプライン係合している。

そして、上記ロングピニオンP Lには、上述のようにリングギヤR 2が噛合しており、該リングギヤR 2の一端には連結部材4 5が接続されて、該リングギヤR 2が該連結部材4 5を介してカウンタギヤ5 0に連結されている。該カウンタギヤ5 0には、第1図に示すように、上記カウンタシャフト部4のカウンタシャフト5 2上に固定されているギヤ5 1が噛合しており、該カウンタシャフト5 2には、外周面上に形成されているギヤ5 2 aを介してディファレンシャル部5のギヤ5 3が噛合している。そして、該ギヤ5 3は、ハウジング5 4に固定されており、該ハウジング5 4がディファレンシャルギヤ5 5を介して不図示の左右車

軸に接続されている。

以上説明したように、入力軸 20 上においてクラッチ C 1 及びクラッチ C 2 が配置され、中心軸 30 上においてカウンタギヤ 50、プラネタリギヤユニット P U、プラネタリギヤ P R が順に配置されており、つまり、プラネタリギヤユニット P U の軸方向一方側にプラネタリギヤ P R が、軸方向他方側にクラッチ C 1 及びクラッチ C 2 が、クラッチ C 1 及びクラッチ C 2 とプラネタリギヤユニット P U との間にカウンタギヤ 50 が配置されている。また、クラッチ C 3 及びブレーキ B 1 はプラネタリギヤ P R の外周側に、ブレーキ B 2 及びブレーキ B 4 はプラネタリギヤユニット P U の外周側に、それぞれ配置されている。また、プラネタリギヤ P R、プラネタリギヤユニット P U、及びカウンタギヤ 50 は、入力軸 20 と同軸上に設けられて構成されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機 1₁ の作用について第 3 図、第 4 図及び第 5 図に沿って説明する。なお、第 5 図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニット P U の部分において、横方向最端部（第 5 図中右方側）の縦軸はサンギヤ S 3 に、以降図中左方側へ順に縦軸はキャリヤ C R 2、リングギヤ R 2、サンギヤ S 2 に対応している。

第 3 図に示すように、上記サンギヤ S 2 には、クラッチ C 1 が係合することにより入力軸 20 の回転が入力される。上記キャリヤ C R 2 には、クラッチ C 2 が係合することにより入力軸 20 の回転が入力されると共に、該キャリヤ C R 2 は、ブレーキ B 4 の係止により回転が固定自在となっており、また、ワンウェイクラッチ F 3 により一方向の回転が規制されている。

一方、上記キャリヤ C R 1 には、クラッチ C 3 が係合することにより入力軸 20 の回転が入力され、上記サンギヤ S 1 は、ブレーキ B 1 の係止により回転が固定自在となっている。上記リングギヤ R 1 は、伝達部材 40₁ 及びスリーブ部材 41₁ により上記サンギヤ S 3 に接続されており、該リングギヤ R 1 及びサンギヤ S 3 は、ブレーキ B 2 の係止により回転が固定自在となっている。そして、上記リングギヤ R 2 の回転は、上記カウンタギヤ 50 に出力され、該カウンタギヤ 50、上記カウンタシャフト部 4 及びディファレンシャル部 5（第 1 図参照）を

介して不図示の駆動車輪に出力される。

D（ドライブ）レンジにおける前進 1 速段では、第 4 図に示すように、クラッチ C 1 及びワンウェイクラッチ F 3 が係合される。すると、第 5 図に示すように、クラッチ C 1 を介してサンギヤ S 2 に入力軸 2 0 の回転が入力されると共に、キャリア C R 2 の回転が一方向（正転回転方向）に規制されて、つまりキャリア C R 2 の逆転回転が防止されて固定された状態になる。そして、サンギヤ S 2 に入力された入力軸 2 0 の回転が、固定されたキャリア C R 2 を介してリングギヤ R 2 に出力され、前進 1 速段としての正転回転がカウンタギヤ 5 0 から出力される。なお、この際、上記プラネタリギヤ P R において、サンギヤ S 3 を介してリングギヤ R 1 に逆転した減速回転が出力され、かつブレーキ B 1 の係止によりサンギヤ S 1 が固定されているが、クラッチ C 3 が解放されているため、キャリア C R 1 が空転状態であって、特にトルク伝達は行われぬ。また、エンジンプレーキ時（コースト時）には、ブレーキ B 4 を係止してキャリア C R 2 を固定し、該キャリア C R 2 の正転回転を防止する形で、上記前進 1 速段の状態を維持する。

なお、該前進 1 速段では、ワンウェイクラッチ F 3 によりキャリア C R 2 の逆転回転を防止し、かつ正転回転を可能にするので、例えば非走行レンジから走行レンジに切換えた際の前進 1 速段の達成を、ワンウェイクラッチの自動係合により滑らかに行うことができる。また、該ワンウェイクラッチ F 3 は、サンギヤ S 2 を介して入力軸 2 0 の回転を受け止める形であり、例えば減速回転を受け止める場合に比して作用するトルクが小さいため、該ワンウェイクラッチ F 3 や、該ワンウェイクラッチ F 3 とクラッチ C 2 とを接続するドラム状部材 2 4 などを大きくする必要がない。

D（ドライブ）レンジにおける前進 2 速段では、第 4 図に示すように、クラッチ C 1 が係合され、ブレーキ B 2 が係止される。すると、第 5 図に示すように、クラッチ C 1 を介してサンギヤ S 2 に入力軸 2 0 の回転が入力されると共に、ブレーキ B 2 の係止によりサンギヤ S 3 が固定される。それにより、キャリア C R 2 が僅かに減速回転し、サンギヤ S 2 に入力された入力軸 2 0 の回転が、該減速回転のキャリア C R 2 を介してリングギヤ R 2 に出力され、前進 2 速段としての正転回転がカウンタギヤ 5 0 から出力される。なお、この際、上記プラネタリギ

ヤPRにおいて、サンギヤS3及びリングギヤR1は、ブレーキB2の係止により固定されており、クラッチC3が解放されているため、キャリアCR1及びサンギヤS1は停止状態である。

D（ドライブ）レンジにおける前進3速段では、第4図に示すように、クラッチC1及びクラッチC3が係合され、ブレーキB1が係止される。すると、第5図に示すように、クラッチC3を介してキャリアCR1と、クラッチC1を介してサンギヤS2と、に入力軸20の回転が入力されると共に、ブレーキB1の係止によりサンギヤS1が固定される。それにより、キャリアCR1に入力された入力軸20の回転と、固定されたサンギヤS1とによりリングギヤR1が減速回転し、上記伝達部材40₁及びスリーブ部材41₁を介してサンギヤS3に該減速回転が出力される。すると、サンギヤS2に入力された入力軸20の回転と、サンギヤS3の減速回転とによりキャリアCR2が、該サンギヤS3の減速回転より僅かに大きな減速回転となる。そして、サンギヤS2に入力された入力軸20の回転が、該減速回転のキャリアCR2を介してリングギヤR2に出力され、前進3速段としての正転回転がカウンタギヤ50から出力される。なお、この際、サンギヤS3及びリングギヤR1は減速回転しているので、上記伝達部材40₁及びスリーブ部材41₁は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進4速段では、第4図に示すように、クラッチC1及びクラッチC2が係合される。すると、第5図に示すように、クラッチC1を介してサンギヤS2と、クラッチC2を介してキャリアCR2とに入力軸20の回転が入力される。それにより、サンギヤS2に入力された入力軸20の回転と、キャリアCR2に入力された入力軸20の回転とにより、つまり直結回転の状態となってリングギヤR2に入力軸20の回転がそのまま出力され、前進4速段としての正転回転がカウンタギヤ50から出力される。なお、この際、上記プラネタリギヤPRにおいて、クラッチC3を介してキャリアCR1に入力軸20の回転が入力され、また、リングギヤR1にサンギヤS3からの入力軸20の回転（直結回転）が入力されるが、ブレーキB1が解放されており、サンギヤS1が空転状態であって、特にトルク伝達は行われない。

D（ドライブ）レンジにおける前進5速段では、第4図に示すように、クラッ

チC 2及びクラッチC 3に係合され、ブレーキB 1に係止される。すると、第5図に示すように、クラッチC 3を介してキャリアC R 1と、クラッチC 2を介してキャリアC R 2と、に入力軸2 0の回転が入力されると共に、ブレーキB 1の係止によりサンギヤS 1が固定される。それにより、キャリアC R 1に入力された入力軸2 0の回転と、固定されたサンギヤS 1とによりリングギヤR 1が減速回転し、上記伝達部材4 0₁及びスリーブ部材4 1₁を介してサンギヤS 3に該減速回転が出力される。すると、サンギヤS 3の減速回転と、入力軸2 0の回転が入力されたキャリアC R 2とにより、増速回転となってリングギヤR 2に出力され、前進5速段としての正転回転がカウンタギヤ5 0から出力される。なお、この際、上記前進3速段の状態と同様に、サンギヤS 3及びリングギヤR 1は減速回転しているので、上記伝達部材4 0₁及びスリーブ部材4 1₁は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進6速段では、第4図に示すように、クラッチC 2に係合され、ブレーキB 2に係止される。すると、第5図に示すように、クラッチC 2を介してキャリアC R 2に入力軸2 0の回転が入力されると共に、ブレーキB 2の係止によりサンギヤS 3が固定される。それにより、キャリアC R 2に入力された入力軸2 0の回転と固定されたサンギヤS 2とにより、(上記前進5速段よりも大きな)増速回転となってリングギヤR 2に出力され、前進6速段としての正転回転がカウンタギヤ5 0から出力される。なお、この際、上記プラネタリギヤP Rにおいて、上記前進2速段の状態と同様に、サンギヤS 3及びリングギヤR 1は、ブレーキB 2の係止により固定されており、クラッチC 3が解放されているため、キャリアC R 1及びサンギヤS 1は停止状態である。

R（リバース）レンジにおける後進1速段では、第4図に示すように、クラッチC 3に係合され、ブレーキB 1及びブレーキB 4に係止される。すると、第5図に示すように、クラッチC 3を介してキャリアC R 1に入力軸2 0の回転が入力されると共に、ブレーキB 1の係止によりサンギヤS 1と、ブレーキB 4の係止によりキャリアC R 2とが固定される。それにより、キャリアC R 1に入力された入力軸2 0の回転と、固定されたサンギヤS 1とによりリングギヤR 1が減速回転し、上記伝達部材4 0₁及びスリーブ部材4 1₁を介してサンギヤS 3に該

減速回転が出力される。すると、サンギヤS 3の減速回転と固定されたキャリアCR 2とにより、逆転回転としてリングギヤR 2に出力され、後進1速段としての逆転回転がカウンタギヤ5 0から出力される。なお、この際、上記前進3速段や前進5速段の状態と同様に、サンギヤS 3及びリングギヤR 1は減速回転しているので、上記伝達部材4 0₁及びスリーブ部材4 1₁は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

また、この際、ブレーキB 4は、減速回転が入力されるサンギヤS 3の回転を受け止める形であるが、該ブレーキB 4をプラネタリギヤユニットPUの外周側において、比較的近くに配置しているので、該減速回転に基づくトルクを伝達するハブ部材4 7を比較的に短くすることができる。

P（パーキング）レンジ及びN（ニュートラル）レンジでは、特にクラッチC 1、クラッチC 2及びクラッチC 3が解放されており、入力軸2 0とカウンタギヤ5 0との間の動力伝達が切断状態であって、自動変速機構2₁全体としては空転状態（ニュートラル状態）となる。なお、サンギヤS 1を固定するブレーキB 1に係止されているが、これは該ブレーキB 1の頻繁な係止・解放の繰り返しを防止するものであって、特に自動変速機構2₁内のその他の回転要素の回転状態に影響を与えるものではない。

なお、上記自動変速機1₁において、上記クラッチC 3は、上述のように前進3速段、前進5速段、及び後進1速段の状態に係合し、入力軸2 0の回転をキャリアCR 1に入力しているが、これに限らず、クラッチC 3をリングギヤR 1とサンギヤS 3との間に介在させて、キャリアCR 1を入力軸2 0に常時接続状態とし、上記前進3速段、前進5速段、及び後進1速段の状態では該クラッチC 3に係合するようにしても、同様にプラネタリギヤPR、クラッチC 3、及び伝達部材4 0₁により減速回転をサンギヤS 3に出力することができ、同様に前進6速段、後進1速段を得ることができる。しかしながら、この際のクラッチC 3は、減速回転を接・断するものとなり、入力軸2 0の回転を接・断する上記実施の形態のものよりも、大きなトルクを接・断する必要があるため、比較的大きなものにする必要がある。

以上のように、本発明に係る自動変速機1₁によると、減速回転出力手段とし

てのプラネタリギヤPR、クラッチC3、及び伝達部材40₁をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側（第1図、第2図及び第3図中左方側）に配置し、クラッチC1及びクラッチC2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側（第1図、第2図及び第3図中右方側）に配置し、更に、出力部材としてのカウンタギヤ50をクラッチC1及びクラッチC2とプラネタリギヤユニットPUとの間に配置したので、特にプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近接して位置に配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材40₁及びスリーブ部材41₁の軸方向の長さを比較的短くすることができる。それにより、自動変速機1₁のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、伝達部材40₁及びスリーブ部材41₁の軽量化によってイナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機1₁の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、クラッチC2は、クラッチC1の外周側を通してキャリヤCR2に連結されるので、各回転要素の連結のための部材の錯綜を防止でき、自動変速機1₁をコンパクト化することができる。

更に、クラッチC1は、その外周側にクラッチC2が配置される構造であり、外周側に拡張することができないが、油圧サーボ62を入力軸20上に設けることによって、（例えばボス部3c上に設ける場合より）該油圧サーボ62、特に油圧サーボ62用油室62aの受圧面積を内周側に大きく確保することができ、クラッチC1の容量を増大させることができる。

また、プラネタリギヤPR、プラネタリギヤユニットPU、及びカウンタギヤ50を入力軸20と同軸上に設けるので、特に自動変速機1₁をFF車両に搭載した場合には、（例えば減速プラネタリギヤなどを他軸上に設ける場合に比して）駆動車輪伝達機構（例えばカウンタシャフト部4など）をコンパクト化することができ、例えば車体メンバとの干渉を防止することができ、自動変速機1₁の車両搭載性を向上させることができる。

また、例えば特開2001-263438号公報などに開示されているように、クラッチC3を、リングギヤR1とサンギヤS3との間に介在させると、減速回転を接・断する必要がある、比較的大きなものになってしまい、かつプラネタリ

ギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとの間が広がってしまうが、入力軸2 0とキャリヤC R 1との間に介在させることで、該クラッチC 3による入力軸2 0の回転の接・断によってプラネタリギヤP RのリングギヤR 1から出力される減速回転を接・断するので、クラッチC 3をコンパクト化することができ、かつプラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとを比較的近い位置に配置することができる。それにより自動変速機1₁をコンパクト化することができる。

また、油圧サーボ6 2は入力軸2 0上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング8 1で漏れ止めして入力軸2 0内に設けられた油路2 0 a, 2 0 bに油を供給することで、例えば入力軸2 0との油圧サーボ6 2との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ6 2の油室6 2 aに油を供給することができる。更に、油圧サーボ6 1, 6 6は、それぞれケース3から延設されたボス部3 c, 3 dから、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング8 0, 8 2をそれぞれ設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ6 2, 6 1, 6 6には、それぞれ1対のシールリング8 1, 8 0, 8 2を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機1₁の効率を向上させることができる。

また、摩擦板3 3がプラネタリギヤP Rの径方向外周側に配置されるので、自動変速機1₁を軸方向にコンパクト化することができる。また、プラネタリギヤP RをクラッチC 3の油圧サーボ6 6とプラネタリギヤユニットP Uとの軸方向の間に配置することによって、プラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとを隣接して配置することができるため（クラッチC 3の油圧サーボ6 6がプラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとの間にないため）、伝達部材4 0₁及びスリーブ部材4 1₁を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機1₁のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機1₁の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、プラネタリギヤP Rは、ダブルピニオンプラネタリギヤであるので、入力軸2 0の回転を減速回転として出力することができると共に、自動変速機1₁

のギヤ比を良好に設定したとしても、プラネタリギヤユニット、減速プラネタリギヤの各回転要素を大きくすることがなく、高回転をも抑制できるため、自動変速機 1₁をコンパクトにすることができる。

更に、プラネタリギヤ P R は、入力回転要素であるキャリア C R 1 と、固定要素であるサンギヤ S 1 と、出力回転要素であるリングギヤ R 1 と、を有して構成されるので、入力軸 2 0 の回転を減速回転として出力することができる。

また、プラネタリギヤユニット P U は、サンギヤ S 2、サンギヤ S 3、キャリア C R 2、及びリングギヤ R 2 により構成されるラビニヨ型プラネタリギヤであるので、例えば前進 6 速段、後進 1 速段を可能にすることができるものでありながら、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近接して配置することができ、減速回転を伝達する伝達部材 4 0₁及びスリーブ部材 4 1₁を比較的短くすることができる。

また、ブレーキ B 4 と並列に配置され、キャリア C R 2 の回転を一方向に規制するワンウェイクラッチ F 3 を備えているので、正駆動時の前進 1 速段をクラッチ C 1 とワンウェイクラッチ F 3 の係合で達成できるため、例えば非走行レンジから走行レンジに切換えた際の前進 1 速段の達成を滑らかに行うことができる。

更に、ブレーキ B 4 をプラネタリギヤユニット P U の外周側に配置し、ワンウェイクラッチ F 3 をクラッチ C 2 に隣接させて配置するので、ワンウェイクラッチ F 3 は前進 1 速段達成時に入力軸の回転を入力するクラッチ C 1 と共に係合されるのに対し、ブレーキ B 4 は減速回転を接・断するためのクラッチ C 3 と共に係合することで後進 1 速段を達成するものであることから、ブレーキ B 4 に作用する反力トルクは、ワンウェイクラッチ F 3 に作用する反力トルクより大きくなる。従って、ブレーキ B 4 をプラネタリギヤユニット P U の外周側に近接して設けることによって、減速回転に基づくトルクをブレーキ B 4 に伝達するハブ部材 4 7 を比較的短くすることができる。更に、ワンウェイクラッチ F 3 をプラネタリギヤユニット P U と離れたクラッチ C 2 に近接させて設けても、クラッチ C 2 とキャリア C R 2 を連結するハブ部材 2 5 及び側板 4 4 を大きくする必要はない。また、ワンウェイクラッチ F 3 をプラネタリギヤユニット P U の外周に配置しないことによって、ブレーキの設計自由度を増やすことができる。それにより、自

動変速機 1₁ のコンパクト化、軽量化を可能にすることができる。

また、速度線図に示すように、前進 6 速段、後進 1 速段を達成できるものでありながら、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近接して配置することができ、減速回転を伝達する伝達部材 4 0₁ 及びスリーブ部材 4 1₁ を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機 1₁ のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機 1₁ の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、前進 6 速段及び後進 1 速段を達成するものであって、前進 4 速段にクラッチ C 1、C 2 を共に係合し、つまり前進 4 速段において直結状態となるので、前進 5 速段及び前進 6 速段でのギヤ比を高く設定することができ、特に車輻に搭載された際に、高車速で走行する車輻において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輻の静粛性に寄与することができる。

また、駆動車輪伝達機構として、駆動車輪に回転を出力するディファレンシャル部 5 と、該ディファレンシャル部 5 に係合するカウンタシャフト部 4 と、を有し、出力部材がカウンタシャフト部 4 に噛合するカウンタギヤであるので、自動変速機 1₁ を例えば F F 車輻に搭載することができる。

<第 2 の実施の形態>

以下、第 1 の実施の形態を一部変更した第 2 の実施の形態について第 6 図乃至第 10 図に沿って説明する。第 6 図は第 2 の実施の形態に係る自動変速機を示す断面展開図、第 7 図は第 2 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す断面図、第 8 図は第 2 の実施の形態に係る自動変速機を示すスケルトン図、第 9 図は第 2 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 10 図は第 2 の実施の形態に係る自動変速機の世界線図である。なお、第 2 の実施の形態は、一部変更を除き、第 1 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 6 図に示すように、第 2 の実施の形態に係る自動変速機 1₂ は、第 1 の実施の形態の自動変速機 1₁ に対して（第 1 図参照）、プラネタリギヤユニット P U とプラネタリギヤ（減速回転出力手段、減速プラネタリギヤ）P R との間にワンウェイクラッチ（第 2 のワンウェイクラッチ）F 2 を配置し、該ワンウェイクラッ

チF 2の係合を接・断するブレーキ（第4のブレーキ）B 3を配置したものである。

第7図に示すように、プラネタリギヤP RのリングギヤR 1に接続された伝達部材4 0₂は、プラネタリギヤユニットP UのサンギヤS 3が一体的に形成されているスリーブ部材4 1₂とスプライン係合している。また、該スリーブ部材4 1₂は、ワンウェイクラッチF 2のインナーレースが一体的に形成されており、該ワンウェイクラッチF 2のアウターレースがハブ部材4 8と一体的に形成されている。該ハブ部材4 8の外周側には、ブレーキB 3用油圧サーボ6 7及び摩擦板7 7を有して、該ブレーキB 3用油圧サーボ6 7により係止自在となっているブレーキ（第4のブレーキ）B 3が、その摩擦板7 7がスプライン係合する形で配置されており、該ブレーキB 3の摩擦板7 7の外周側は、上記ミッションケース3 bの内周側に形成されているスプライン3 sにスプライン係合している。なお、ブレーキB 2にスプライン係合するハブ部材4 6は、内周側にてスリーブ部材4 1₂にスプライン係合しており、即ち、該スリーブ部材4 1₂を介して伝達部材4 0₂に接続されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機1₂のワンウェイクラッチF 2に係る作用について第8図、第9図及び第10図に沿って説明する。なお、上記第1の実施の形態と同様に、第10図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニットP Uの部分において、横方向最端部（第10図中右方側）の縦軸はサンギヤS 3に、以降図中左方側へ順に縦軸はキャリアC R 2、リングギヤR 2、サンギヤS 2に対応している。

第8図に示すように、該ワンウェイクラッチF 2は、ブレーキB 2と並列に配置されており、ブレーキB 3の係止により上記スリーブ部材4 1₂、つまりサンギヤS 3、及び伝達部材4 0₂を介してリングギヤR 1の回転を一方向（正転回転方向）に規制する。

すると、第9図に示すように、D（ドライブ）レンジにおける前進2速段では、クラッチC 1が係合され、ブレーキB 3を係合することによってワンウェイクラッチF 2が係合される。すると、第10図に示すように、クラッチC 1を介して

サンギヤS 2に入力軸20の回転が入力されると共に、ブレーキB 3に係合することによってワンウェイクラッチF 2によりサンギヤS 3の回転が一方向（正転回転方向）に規制され、該サンギヤS 3の逆転回転が防止される。それにより、キャリアCR 2が僅かに減速回転し、サンギヤS 2に入力された入力軸20の回転が、該減速回転のキャリアCR 2を介してリングギヤR 2に出力され、前進2速段としての正転回転がカウンタギヤ50から出力される。なお、この際、上記プラネタリギヤPRにおいて、サンギヤS 3及びリングギヤR 1は、ワンウェイクラッチF 2により逆転回転が防止されており、クラッチC 3が解放されているため、キャリアCR 1及びサンギヤS 1は停止状態である。

なお、前進1速段から前進2速段への変速は、ブレーキB 3に係合し、ワンウェイクラッチF 2がサンギヤS 3の逆転を防止することによって、サンギヤS 2は正転回転となり前進1速段に係合しているワンウェイクラッチF 3により自動的に解放されるので、例えばエンジンの吹き上がりなどを防いで、滑らかに該前進2速段に変速させることができる。また、エンジンブレーキ時（コースト時）には、ワンウェイクラッチF 2と並列に設けられたブレーキB 2に係止してサンギヤS 3（及びリングギヤR 1）を固定し、該サンギヤS 3の正転回転を防止する形で、上記前進2速段の状態を維持する。

以上のように、本発明に係る自動変速機1₂によると、減速回転出力手段としてのプラネタリギヤPR、クラッチC 3、及び伝達部材40₂をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側（第6図、第7図及び第8図中左方側）に配置し、クラッチC 1及びクラッチC 2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側（第6図、第7図及び第8図中右方側）に配置し、更に、出力部材としてのカウンタギヤ50をクラッチC 1及びクラッチC 2とプラネタリギヤユニットPUとの間に配置したので、特にプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近接して位置に配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材40₂及びスリーブ部材41₂の軸方向の長さを比較的短くすることができる。それにより、自動変速機1₂のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、伝達部材40₂及びスリーブ部材41₂の軽量化によってイナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機1₂の制御性を向上させることができ、

変速ショックの発生を低減することができる。

また、クラッチC 2は、クラッチC 1の外周側を通してキャリアC R 2に連結されるので、各回転要素の連結のための部材の錯綜を防止でき、自動変速機1₂をコンパクト化することができる。

更に、クラッチC 1は、その外周側にクラッチC 2が配置される構造であり、外周側に拡張することができないが、油圧サーボ6 2を入力軸2 0上に設けることによって、(例えばボス部3 c上に設ける場合より)該油圧サーボ6 2、特に油圧サーボ6 2用油室6 2 aの受圧面積を内周側に大きく確保することができ、クラッチC 1の容量を増大させることができる。

また、プラネタリギヤP R、プラネタリギヤユニットP U、及びカウンタギヤ5 0を入力軸2 0と同軸上に設けるので、特に自動変速機1₂をF F車両に搭載した場合には、(例えば減速プラネタリギヤなどを他軸上に設ける場合に比して)駆動車輪伝達機構(例えばカウンタシャフト部4など)をコンパクト化することができ、例えば車体メンバとの干渉を防止することができ、自動変速機1₂の車両搭載性を向上させることができる。

また、第1の実施の形態と同様に、クラッチC 3を、リングギヤR 1とサンギヤS 3との間に介在させると、減速回転を接・断する必要があり、比較的大きなものになってしまい、かつプラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとの間が広がってしまうが、入力軸2 0とキャリアC R 1との間に介在させることで、該クラッチC 3による入力軸2 0の回転の接・断によってプラネタリギヤP RのリングギヤR 1から出力される減速回転を接・断するので、クラッチC 3をコンパクト化することができ、かつプラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとを比較的近い位置に配置することができる。それにより自動変速機1₂をコンパクト化することができる。

また、油圧サーボ6 2は入力軸2 0上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング8 1で漏れ止めして入力軸2 0内に設けられた油路2 0 a, 2 0 bに油を供給することで、例えば入力軸2 0との油圧サーボ6 2との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ6 2の油室6 2 aに油を供給することができる。更に、油圧サーボ6 1, 6 6は、それぞれケース3から延設されたボス

部 3 c, 3 d から、例えば他の部材を介することなく、油を供給することができ、即ち、1 対のシールリング 8 0, 8 2 をそれぞれ設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ 6 2, 6 1, 6 6 には、それぞれ 1 対のシールリング 8 1, 8 0, 8 2 を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機 1₂ の効率を向上させることができる。

また、摩擦板 3 3 がプラネタリギヤ P R の径方向外周側に配置されるので、自動変速機 1₂ を軸方向にコンパクト化することができる。また、プラネタリギヤ P R をクラッチ C 3 の油圧サーボ 6 6 とプラネタリギヤユニット P U との軸方向の間に配置することによって、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを隣接して配置することができるため（クラッチ C 3 の油圧サーボ 6 6 がプラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U との間にないため）、伝達部材 4 0₂ 及びスリーブ部材 4 1₂ を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機 1₂ のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機 1₂ の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、プラネタリギヤ P R は、ダブルピニオンプラネタリギヤであるので、入力軸 2 0 の回転を減速回転として出力することができると共に、自動変速機 1₂ のギヤ比を良好に設定したとしても、プラネタリギヤユニット、減速プラネタリギヤの各回転要素を大きくすることがなく、高回転をも抑制できるため、自動変速機 1₂ をコンパクトにすることができる。

更に、プラネタリギヤ P R は、入力回転要素であるキャリア C R 1 と、固定要素であるサンギヤ S 1 と、出力回転要素であるリングギヤ R 1 と、を有して構成されるので、入力軸 2 0 の回転を減速回転として出力することができる。

また、プラネタリギヤユニット P U は、サンギヤ S 2、サンギヤ S 3、キャリア C R 2、及びリングギヤ R 2 により構成されるラビニヨ型プラネタリギヤであるので、例えば前進 6 速段、後進 1 速段を可能にすることができるものでありながら、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近接して配置することができ、減速回転を伝達する伝達部材 4 0₂ 及びスリーブ部材 4 1₂ を比較的

短くすることができる。

また、ブレーキB 4と並列に配置され、キャリアC R 2の回転を一方向に規制するワンウェイクラッチF 3を備えているので、正駆動時の前進1速段をクラッチC 1とワンウェイクラッチF 3の係合で達成できるため、例えば非走行レンジから走行レンジに切換えた際の前進1速段の達成を滑らかに行うことができる。

更に、ブレーキB 4をプラネタリギヤユニットP Uの外周側に配置し、ワンウェイクラッチF 3をクラッチC 2に隣接させて配置するので、ワンウェイクラッチF 3は前進1速段達成時に入力軸の回転を入力するクラッチC 1と共に係合されるのに対し、ブレーキB 4は減速回転を接・断するためのクラッチC 3と共に係合することで後進1速段を達成するものであることから、ブレーキB 4に作用する反力トルクは、ワンウェイクラッチF 3に作用する反力トルクより大きくなる。従って、ブレーキB 4をプラネタリギヤユニットP Uの外周側に近接して設けることによって、減速回転に基づくトルクをブレーキB 4に伝達するハブ部材4 7を比較的短くすることができる。更に、ワンウェイクラッチF 3をプラネタリギヤユニットP Uと離れたクラッチC 2に近接させて設けても、クラッチC 2とキャリアC R 2を連結するハブ部材2 5及び側板4 4を大きくする必要はない。また、ワンウェイクラッチF 3をプラネタリギヤユニットP Uの外周に配置しないことによって、ブレーキの設計自由度を増やすことができる。それにより、自動変速機1₂のコンパクト化、軽量化を可能にすることができる。

また、ブレーキB 2と並列に配置され、ブレーキB 3の係止によりサンギヤS 3の回転を一方向に規制するワンウェイクラッチF 2を備えているので、前進2速段から前進3速段への変速を滑らかに行うことができる。

更に、ワンウェイクラッチF 2のインナーレースとスリーブ部材4 1₂とを一体に形成するので、前進2速段から前進3速段への変速を滑らかに行うことができるものでありながら、自動変速機1₂を、特に径方向に対してコンパクト化することができる。

また、速度線図に示すように、前進6速段、後進1速段を達成できるものでありながら、プラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとを近接して配置することができ、減速回転を伝達する伝達部材4 0₂及びスリーブ部材4 1₂を比

較的短くすることができる。それにより、自動変速機 1_2 のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機 1_2 の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、前進6速段及び後進1速段を達成するものであって、前進4速段にクラッチC1、C2を共に係合し、つまり前進4速段において直結状態となるので、前進5速段及び前進6速段でのギヤ比を高く設定することができ、特に車輛に搭載された際に、高車速で走行する車輛において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輛の静粛性に寄与することができる。

また、駆動車輪伝達機構として、駆動車輪に回転を出力するディファレンシャル部5と、該ディファレンシャル部5に係合するカウンタシャフト部4と、を有し、出力部材がカウンタシャフト部4に噛合するカウンタギヤであるので、自動変速機 1_2 を例えばFF車輛に搭載することができる。

＜第3の実施の形態＞

以下、第1及び第2の実施の形態を一部変更した第3の実施の形態について第11図乃至第14図に沿って説明する。第11図は第3の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す断面図、第12図は第3の実施の形態に係る自動変速機を示すスケルトン図、第13図は第3の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第14図は第3の実施の形態に係る自動変速機の世界線図である。なお、第3の実施の形態は、変更部分を除き、第1の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第11図に示すように、第3の実施の形態に係る自動変速機 1_3 は、第1及び第2の実施の形態の自動変速機 1_1 、 1_2 に対して（第1図及び第6図参照）、自動変速機構2を変更したものである。自動変速機構 2_3 は、第1及び第2の実施の形態の自動変速機構 2_1 、 2_2 と同様に、上記入力軸20のトルクコンバータ12（第1図及び第6図参照）とは反対側の一端に、その内周側にスプライン20sが形成されており、中心軸30₃の一端外周側に形成されているスプライン30sに係合して、つまり入力軸20と中心軸30₃とが回転方向に接続されている。該中心軸30₃上には、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤ（減

速回転出力手段、減速プラネタリギヤ) P Rとを有している。

該プラネタリギヤユニット P Uは、第 1 シンプルプラネタリギヤ S P 2 と第 2 シンプルプラネタリ S P 3 とにより構成されており、4 つの回転要素として、後述するスリーブ 1 2 7 を介して連結されているサンギヤ (第 3 の回転要素、第 2 のサンギヤ) S 2 及びサンギヤ (第 3 の回転要素、第 3 のサンギヤ) S 3、側板 1 4 3 により連結されているキャリア (第 2 の回転要素、第 3 のキャリア) C R 3 及びリングギヤ (第 2 の回転要素、第 2 のリングギヤ) R 2、リングギヤ (第 1 の回転要素、第 3 のリングギヤ) R 3、キャリア (第 4 の回転要素、第 2 のキャリア) C R 2 を有している、いわゆるシンプソン型プラネタリギヤである。また、上記プラネタリギヤ P Rは、キャリア (入力回転要素、第 1 のキャリア) C R 1 に、リングギヤ (出力回転要素、第 1 のリングギヤ) R 1 に噛合するピニオン P 1 a 及びサンギヤ (固定要素、第 1 のサンギヤ) S 1 に噛合するピニオン P 1 b を互いに噛合する形で有している、いわゆるダブルピニオンプラネタリギヤである。

上記入力軸 2 0 上には、外周側に、油圧サーボ 1 6 1、摩擦板 1 7 2、クラッチドラム (第 2 のクラッチドラム) を形成するシリンダ部材 1 6 1 e 及びドラム状部材 1 2 2、スリーブ部材 1 2 7 に連結されるハブ部材 (第 3 の回転要素に連結する部材) 1 2 5、を有する多板式クラッチ (第 2 のクラッチ) C 1 と、その内周側に、油圧サーボ 1 6 2、摩擦板 1 7 1、クラッチドラム (第 1 のクラッチドラム) を形成するシリンダ部材 1 6 2 e 及びドラム状部材 1 2 4、スリーブ部材 1 2 6₃ に連結されるハブ部材 (第 2 の回転要素に連結する部材) 1 2 3、を有する多板式クラッチ (第 1 のクラッチ) C 2 と、が配置されている。

該油圧サーボ 1 6 1 は、摩擦板 1 7 2 を押圧するためのピストン部材 (第 2 のピストン) 1 6 1 b と、後述するシリンダ部材 1 6 2 e にスプライン係合して入力軸 2 0 の回転が入力されるシリンダ部材 1 6 1 e、該ピストン部材 1 6 1 b と該シリンダ部材 1 6 1 e との間にシールリング 1 6 1 f、1 6 1 g によってシールされて形成される油室 (第 2 の油圧サーボ用油圧室) 1 6 1 a と、該ピストン部材 1 6 1 b を該油室 1 6 1 a の方向に付勢するリタースプリング 1 6 1 c と、該リタースプリング 1 6 1 c の付勢を受け止めるリターンプレート 1 6 1 d と、

により構成されている。該油室 1 6 1 a は、ケース 3 の一端に延設され、入力軸 2 0 上にスリーブ状に設けられているボス部（第 1 のボス部） 3 c の油路 1 9 2 に連通しており、該油路 1 9 2 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 1 6 1 は、ケース 3 のボス部 3 c とシリンダ部材 1 6 1 e との間をシールする 1 対のシールリング 8 0 によって、不図示の油圧制御装置から油室 1 6 1 a までの油路が構成されている。

また、該油圧サーボ 1 6 2 は、摩擦板 1 7 1 を押圧するためのピストン部材（第 1 のピストン） 1 6 2 b と、入力軸 2 0 に固着されているシリンダ部材 1 6 2 e、該ピストン部材 1 6 2 b と該シリンダ部材 1 6 2 e との間にシールリング 1 6 2 f、1 6 2 g によってシールされて形成される油室（第 1 の油圧サーボ用油圧室） 1 6 2 a と、該ピストン部材 1 6 2 b を該油室 1 6 2 a の方向に付勢するリターンスプリング 1 6 2 c と、該リターンスプリング 1 6 2 c の付勢を受け止めるリターンプレート 1 6 2 d と、により構成されている。該油室 1 6 2 a は、上記入力軸 2 0 に形成されている油路 2 0 a、2 0 b と連通しており、該油路 2 0 a は、上記ボス部 3 c の油路 1 9 1 に連通している。そして、該油路 1 9 1 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 1 6 2 は、入力軸 2 0 上に配置されているため、ケース 3 のボス部 3 c と入力軸 2 0 との間をシールする 1 対のシールリング 8 1 によって、不図示の油圧制御装置から油室 1 6 2 a までの油路が構成されている。

即ち、上記入力軸 2 0 に、上記シリンダ部材 1 6 2 e を介して上記シリンダ部材 1 6 1 e が接続されており、該シリンダ部材 1 6 1 e の外周側には、上記ドラム状部材 1 2 2 が接続されている。該ドラム状部材 1 2 2 の先端部内周側には、クラッチ C 1 用油圧サーボ 1 6 1 によって係合自在となっているクラッチ C 1 の摩擦板 1 7 2 がスプライン係合する形で配置されており、該クラッチ C 1 の摩擦板 1 7 2 の内周側がハブ部材 1 2 5 にスプライン係合する形で接続されている。そして、該ハブ部材 1 2 5 の内周側が、中心軸 3 0₃ 上に回転自在に設けられたスリーブ部材 1 2 7 の一端に接続されており、該スリーブ部材 1 2 7 外周側に上記サンギヤ S 2 及びサンギヤ S 3 が一体的に形成されている。

また、上記シリンダ部材 1 6 2 e の外周側には、ドラム状部材 1 2 4 が接続さ

れており、該ドラム状部材 1 2 4 の先端部内周側には、クラッチ C 2 用油圧サーボ 1 6 2 によって係合自在となっているクラッチ C 2 の摩擦板 1 7 1 がスプライン係合する形で配置されて、該クラッチ C 2 の摩擦板 1 7 1 の内周側がハブ部材 1 2 3 にスプライン係合する形で接続されている。そして、該ハブ部材 1 2 3 の内周側が、中心軸 3 0₃ 上に回転自在に設けられたスリーブ部材 1 2 6 の一端に接続されており、該スリーブ部材 1 2 6 の他端の先端部外周側にスプライン 1 2 6 s が形成されて、上記キャリヤ C R 3 の側板 1 4 2₃ のスプライン 1 4 2 s を介して該側板 1 4 2₃ が接続されている。

一方、ケース 3 の、上記ボス部 3 c とは反対側の他端に延設され、固着されたスリーブ状部材 1 3 1₃ を有するボス部（第 2 のボス部） 3 d₃ 上には、油圧サーボ 1 6 6、摩擦板 1 7 6、シリンダ部 1 6 6 e を有するクラッチドラム（第 3 のクラッチドラム） 1 3 2、を有する多板式クラッチ（減速回転出力手段、第 3 のクラッチ） C 3 が配置されている。該油圧サーボ 1 6 6 は、摩擦板 1 7 6 を押圧するためのピストン部材 1 6 6 b と、該ピストン部材 1 6 6 b と上記シリンダ部 1 6 6 e との間にシールリング 1 6 6 f、1 6 6 g によってシールされて形成される油室 1 6 6 a と、該ピストン部材 1 6 6 b を該油室 1 6 6 a の方向に付勢するリターンスプリング 1 6 6 c と、該リターンスプリング 1 6 6 c の付勢を受け止めるリターンプレート 1 6 6 d と、により構成されている。なお、クラッチドラム 1 3 2 は、プラネタリギヤ P R の方向に開口しており、該プラネタリギヤ P R は、油圧サーボ 1 6 6 とプラネタリギヤユニット P U との軸方向の間に配置されている。また、摩擦板 1 7 6 がプラネタリギヤ P R の径方向外径側に重なる位置に配置されている。

該油室 1 6 6 a は、ボス部 3 d₃ の油路 1 9 3 に連通しており、該油路 1 9 3 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 1 6 6 は、ケース 3 のボス部 3 d₃ とシリンダ部 1 6 6 e を有するドラム状部材 1 3 2 との間をシールする 1 対のシールリング 1 8 2 によって、不図示の油圧制御装置から油室 1 6 6 a までの油路が構成されている。

上記クラッチ C 3 のクラッチドラム 1 3 2 の内周側には、上記摩擦板 1 7 6 がスプライン係合しており、該摩擦板 1 7 6 の内周側は、リングギヤ R 1 にスプラ

イン係合して、つまりクラッチC 3によってクラッチドラム1 3 2とリングギヤR 1とが係合自在となっている。また、該クラッチドラム1 3 2の外周側には、油圧サーボ1 6 4、摩擦板1 7 4を有するブレーキ（第2のブレーキ）B 2が配設されており、該摩擦板1 7 4の外周側がミッションケース3 bの内周に形成されているスプライン3 sにスプライン係合していると共に、該摩擦板1 7 4の内周側がクラッチドラム1 3 2の先端部外周側にスプライン係合しており、つまりブレーキB 2によって、クラッチドラム1 3 2が係止自在となっている。

上記リングギヤR 1には、側板1 3 3₃、側板1 3 4₃、及びそれら側板1 3 3₃、1 3 4₃に支持されたピニオンP 1 a、P 1 bを（第12図参照）有しているキャリアCR 1が、該ピニオンP 1 aを介して噛合しており、該側板1 3 4₃は、上記中間軸3 0₃に固着（入力回転が常時入力）されている。また、該キャリアCR 1は、上述のようにケース3のボス部3 d₃にスプライン係合して回転不能（常時固定）になっているサンギヤS 1に、ピニオンP 1 bを介して噛合している。なお、リングギヤR 1は、円盤状部材1 3 5₃により中間軸3 0₃に対して回転自在に支持されている。

そして、上記クラッチドラム1 3 2の先端部内周側には、上記中心軸3 0₃上にスリーブ部材1 2 6₃及びキャリアCR 3の側板1 4 2₃を介して回転自在に支持され、該クラッチドラム1 3 2の回転を伝達する伝達部材（減速回転出力手段）1 4 0₃が接続されている。該伝達部材1 4 0₃の略々中間部分には、上記プラネタリギヤユニットPUの第2シンブルプラネタリSP 3のリングギヤR 3が固着されている。

該リングギヤR 3の外周側には、ワンウェイクラッチ（第2のワンウェイクラッチ）F 2が配設されており、該ワンウェイクラッチF 2のインナーレース1 4 1が該リングギヤR 3の外周側にスプライン係合している。また、該ワンウェイクラッチF 2のアウターレース1 4 8の外周側には、油圧サーボ1 6 7、摩擦板1 7 7を有するブレーキ（第4のブレーキ）B 3が配設されており、該摩擦板1 7 7の内周側が該アウターレース1 4 8にスプライン係合していると共に、該摩擦板1 7 7の外周側がミッションケース3 bの内周に形成されているスプライン3 sにスプライン係合して、つまりブレーキB 3によって該アウターレース1 4

8が係止自在となっている。

また、上記リングギヤR 3の内周側には、上述のようにスリーブ部材1 2 6₃にスプライン係合している側板1 4 2₃、側板1 4 3、及びそれら側板1 4 2₃、1 4 3に支持されたピニオンP 3を有しているキャリアCR 3が、該ピニオンP 3を介して嚙合しており、該キャリアCR 3は、該ピニオンP 3を介して上記スリーブ部材1 2 7に形成されているサンギヤS 3に嚙合している。該キャリアCR 3の側板1 4 3は、上記プラネタリギヤユニットPUの第1 シンプルプラネタリSP 2のリングギヤR 2にスプライン係合している。

該リングギヤR 2は、それ自体がワンウェイクラッチF 3のインナーレースとなる形で、該リングギヤR 2の一端外周側にワンウェイクラッチ（第1のワンウェイクラッチ）F 3が配設されており、該ワンウェイクラッチF 3のアウトーレースは、ミッションケース3 bの内周に形成されているスプライン3 sにスプライン係合している。また、該リングギヤR 2の他端外周側には、油圧サーボ1 6 3、摩擦板1 7 3を有するブレーキ（第3のブレーキ）B 4が配設されており、該摩擦板1 7 3の内周側が該リングギヤR 2に固着されたハブ部材1 4 7にスプライン係合すると共に、該摩擦板1 7 3の外周側がミッションケース3 bの内周に形成されているスプライン3 sにスプライン係合して、つまりブレーキB 4によってリングギヤR 2が係止自在となっている。

また、上記リングギヤR 2の内周側には、側板1 4 4、側板1 4 5、及びそれら側板1 4 4、1 4 5に支持されたピニオンP 2を有しているキャリアCR 2が、該ピニオンP 2を介して嚙合しており、該キャリアCR 2は、該ピニオンP 2を介して上記スリーブ部材1 2 7に形成されているサンギヤS 2に嚙合している。そして、該キャリアCR 2は、該側板1 4 5を介してカウンタギヤ5 0に連結されている。

該カウンタギヤ5 0には、例えば第1図又は第6図に示す自動変速機1₁、1₂と同様に、上記カウンタシャフト部4のカウンタシャフト5 2上に固定されているギヤ5 1が嚙合しており、該カウンタシャフト5 2には、外周面上に形成されているギヤ5 2 aを介してディファレンシャル部5のギヤ5 3が嚙合している。そして、該ギヤ5 3は、ハウジング5 4に固定されており、該ハウジング5 4が

ディファレンシャルギヤ 55 を介して不図示の左右車軸に接続されている。

以上説明したように、入力軸 20 上においてクラッチ C1 及びクラッチ C2 が配置され、中心軸 30₃ 上においてカウンタギヤ 50、プラネタリギヤユニット PU、プラネタリギヤ PR が順に配置されており、つまり、プラネタリギヤユニット PU の軸方向一方側にプラネタリギヤ PR が、軸方向他方側にクラッチ C1 及びクラッチ C2 が、クラッチ C1 及びクラッチ C2 とプラネタリギヤユニット PU との間にカウンタギヤ 50 が配置されている。また、クラッチ C3 及びブレーキ B2 はプラネタリギヤ PR の外周側に、ブレーキ B3 及びブレーキ B4 はプラネタリギヤユニット PU の外周側に、それぞれ配置されている。また、プラネタリギヤ PR、プラネタリギヤユニット PU、及びカウンタギヤ 50 は、入力軸 20 と同軸上に設けられて構成されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機 1₃ の作用について第 12 図、第 13 図及び第 14 図に沿って説明する。なお、第 14 図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニット PU の部分において、横方向最端部（第 14 図中右方側）の縦軸はリングギヤ R3 に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤ R2 及びキャリア CR3、キャリア CR2、サンギヤ S2 及びサンギヤ S3 に対応している。

第 12 図に示すように、上記サンギヤ S2 及びサンギヤ S3 には、クラッチ C1 が係合することにより入力軸 20 の回転が入力される。上記キャリア CR3 及びリングギヤ R2 には、クラッチ C2 が係合することにより入力軸 20 の回転が入力されると共に、該キャリア CR2 及びリングギヤ R2 は、ブレーキ B4 の係止により回転が固定自在となっており、また、ワンウェイクラッチ F3 により一方方向の回転が規制されている。

一方、上記キャリア CR1 には、中間軸 30₃ を介して入力軸 20 の回転が入力され、上記サンギヤ S1 は、ケース 3 に対して回転が固定されており、上記リングギヤ R1 は、該キャリア CR1 に入力される入力軸 20 の回転に基づき減速回転する。上記リングギヤ R3 には、クラッチ C3 が係合することにより、伝達部材 140₃ を介してリングギヤ R1 の減速回転が入力される。また、該リング

ギヤR 3は、ブレーキB 3の係止によって作用するワンウェイクラッチF 3により一方向の回転が規制されていると共に、ブレーキB 2の係止により回転が固定自在となっている。そして、上記リングギヤR 2の回転は、上記カウンタギヤ50に出力され、該カウンタギヤ50、上記カウンタシャフト部4及びディファレンシャル部5(第1図又は第6図参照)を介して不図示の駆動車輪に出力される。

D(ドライブ)レンジにおける前進1速段では、第13図に示すように、クラッチC 1及びワンウェイクラッチF 3が係合される。すると、第5図に示すように、クラッチC 1を介してサンギヤS 2及びサンギヤS 3に入力軸20の回転が入力されると共に、キャリアCR 3及びリングギヤR 2の回転が一方向(正転回転方向)に規制されて、つまりリングギヤR 2の逆転回転が防止されて固定された状態になる。そして、サンギヤS 2に入力された入力軸20の回転と、固定されたリングギヤR 2とによりキャリアCR 2に減速回転が出力され、前進1速段としての正転回転がカウンタギヤ50から出力される。なお、この際、プラネタリギヤPRにおいて、入力軸20の回転が入力されるキャリアCR 1と固定されたサンギヤS 1によりリングギヤR 3に減速回転が出力されるが、クラッチC 3が解放されているため、特に伝達部材140₃にはトルク伝達が行われない。また、エンジンプレーキ時(コースト時)には、ブレーキB 4を係止してリングギヤR 2を固定し、該リングギヤR 2の正転回転を防止する形で、上記前進1速段の状態を維持する。

なお、該前進1速段では、ワンウェイクラッチF 3によりリングギヤR 2の逆転回転を防止し、かつ正転回転を可能にするので、例えば非走行レンジから走行レンジに切換えた際の前進1速段の達成を、ワンウェイクラッチF 3の自動係合により滑らかに行うことができる。

D(ドライブ)レンジにおける前進2速段では、第13図に示すように、クラッチC 1及びワンウェイクラッチF 2が係合される。すると、第14図に示すように、クラッチC 1を介してサンギヤS 2及びサンギヤS 3に入力軸20の回転が入力されると共に、リングギヤR 3の回転が一方向(正転回転方向)に規制されて、つまりリングギヤR 3の逆転回転が防止されて固定された状態になる。そして、サンギヤS 3に入力された入力軸20の回転と、固定されたリングギヤR

3 によりキャリア C R 3 及びリングギヤ R 2 に減速回転が出力され、サンギヤ S 2 に入力された入力軸 2 0 の回転と、該リングギヤ R 2 に入力された減速回転とによりキャリア C R 2 に上記前進 1 速段よりも大きな減速回転が出力され、前進 2 速段としての正転回転がカウンタギヤ 5 0 から出力される。なお、この際も、プラネタリギヤ P R において、入力軸 2 0 の回転が入力されるキャリア C R 1 と固定されたサンギヤ S 1 によりリングギヤ R 3 に減速回転が出力されるが、クラッチ C 3 が解放されているため、特に伝達部材 1 4 0₃ にはトルク伝達が行われない。また、エンジンプレーキ時（コースト時）には、ブレーキ B 2 を係止してリングギヤ R 3 を固定し、該リングギヤ R 3 の正転回転を防止する形で、上記前進 2 速段の状態を維持する。

なお、前進 1 速段から前進 2 速段への変速は、ブレーキ B 3 を係合し、ワンウェイクラッチ F 2 がリングギヤ R 3 の逆転を防止することによって、キャリア C R 3 及びリングギヤ R 2 は正転回転となり前進 1 速段で係合しているワンウェイクラッチ F 3 により自動的に解放されるので、例えばエンジンの吹き上がりなどを防いで、滑らかに前進 2 速段に変速させることができる。

D（ドライブ）レンジにおける前進 3 速段では、第 1 3 図に示すように、クラッチ C 1 及びクラッチ C 3 が係合される。すると、第 1 4 図に示すように、キャリア C R 1 に入力軸 2 0 の回転が入力され、固定されたサンギヤ S 1 によりリングギヤ R 1 が減速回転する。また、クラッチ C 3 の係合により、上記伝達部材 1 4 0₃ を介してリングギヤ R 3 に該リングギヤ R 1 の減速回転が入力される。一方、サンギヤ S 3 には、入力軸 2 0 の回転が入力され、該サンギヤ S 3 に入力された入力軸 2 0 の回転と、リングギヤ R 3 の減速回転とによりキャリア C R 3 及びリングギヤ R 2 に僅かに大きな減速回転が出力され、サンギヤ S 2 に入力された入力軸 2 0 の回転と、該リングギヤ R 2 に入力された僅かに大きな減速回転とによりキャリア C R 2 に上記前進 2 速段よりも大きな減速回転が出力され、前進 3 速段としての正転回転がカウンタギヤ 5 0 から出力される。なお、この際、リングギヤ R 1 及びリングギヤ R 3 は減速回転しているので、上記伝達部材 1 4 0₃ は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進 4 速段では、第 1 3 図に示すように、クラ

ッチC 1 及びクラッチC 2 が係合される。すると、第14図に示すように、クラッチC 1 を介してサンギヤS 2 及びサンギヤS 3 と、クラッチC 2 を介してキャリアCR 3 及びリングギヤR 2 とに入力軸20の回転が入力される。それにより、サンギヤS 2 に入力された入力軸20の回転と、リングギヤR 2 に入力された入力軸20の回転とにより、つまり直結回転の状態となってキャリアCR 2 に入力軸20の回転がそのまま出力され、前進4速段としての正転回転がカウンタギヤ50から出力される。なお、この際も、プラネタリギヤPRにおいて、入力軸20の回転が入力されるキャリアCR 1 と固定されたサンギヤS 1 によりリングギヤR 3 に減速回転が出力されるが、クラッチC 3 が解放されているため、特に伝達部材140₃にはトルク伝達が行われない。

D(ドライブ)レンジにおける前進5速段では、第13図に示すように、クラッチC 2 及びクラッチC 3 が係合される。すると、第14図に示すように、キャリアCR 1 に入力軸20の回転が入力され、固定されたサンギヤS 1 によりリングギヤR 1 が減速回転する。また、クラッチC 3 の係合により、上記伝達部材140₃を介してリングギヤR 3 に該リングギヤR 1 の減速回転が入力される。一方、キャリアCR 3 及びリングギヤR 2 には、入力軸20の回転が入力され、該キャリアCR 3 に入力された入力軸20の回転と、リングギヤR 3 の減速回転とによりサンギヤS 3 及びサンギヤS 3 に増速回転が出力され、リングギヤR 2 に入力された入力軸20の回転と、該サンギヤS 2 に入力された増速回転とによりキャリアCR 2 に増速回転が出力され、前進5速段としての正転回転がカウンタギヤ50から出力される。なお、この際、上記前進3速段の状態と同様に、リングギヤR 1 及びリングギヤR 3 は減速回転しているので、上記伝達部材140₃は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D(ドライブ)レンジにおける前進6速段では、第13図に示すように、クラッチC 2 が係合され、ブレーキB 2 が係止される。すると、第14図に示すように、クラッチC 2 を介してキャリアCR 3 及びリングギヤR 2 に入力軸20の回転が入力されると共に、ブレーキB 2 の係止によりリングギヤR 3 が固定される。それにより、キャリアCR 3 に入力された入力軸20の回転と固定されたリングギヤR 3 とにより、(上記前進5速段よりも大きな)増速回転となってサンギヤS

3 及びサンギヤ S 2 に出力され、リングギヤ R 2 に入力された入力軸 2 0 の回転と、該サンギヤ S 2 に入力された増速回転とによりキャリヤ C R 2 に前進 5 速段より大きな増速回転が出力され、前進 6 速段としての正転回転がカウンタギヤ 5 0 から出力される。なお、この際も、プラネタリギヤ P R において、入力軸 2 0 の回転が入力されるキャリヤ C R 1 と固定されたサンギヤ S 1 によりリングギヤ R 3 に減速回転が出力されるが、クラッチ C 3 が解放されているため、特に伝達部材 1 4 0₃ にはトルク伝達が行われない。

R (リバース) レンジにおける後進 1 速段では、第 1 3 図に示すように、クラッチ C 3 が係合され、ブレーキ B 4 が係止される。すると、第 1 4 図に示すように、キャリヤ C R 1 に入力軸 2 0 の回転が入力され、固定されたサンギヤ S 1 によりリングギヤ R 1 が減速回転する。また、クラッチ C 3 の係合により、上記伝達部材 1 4 0₃ を介してリングギヤ R 3 に該リングギヤ R 1 の減速回転が入力される。一方、ブレーキ B 4 の係止によりキャリヤ C R 3 及びリングギヤ R 2 の回転が固定され、固定されたキャリヤ C R 3 と、リングギヤ R 3 の減速回転とによりサンギヤ S 3 及びサンギヤ S 3 に逆転回転が出力され、固定されたリングギヤ R 2 と、該サンギヤ S 2 に入力された逆転回転とによりキャリヤ C R 2 に逆転回転が出力され、後進 1 速段としての逆転回転がカウンタギヤ 5 0 から出力される。なお、この際、上記前進 3 速段や前進 5 速段の状態と同様に、リングギヤ R 1 及びリングギヤ R 3 は減速回転しているので、上記伝達部材 1 4 0₃ は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

P (パーキング) レンジ及び N (ニュートラル) レンジでは、特にクラッチ C 1、クラッチ C 2 及びクラッチ C 3 が解放されており、入力軸 2 0 とカウンタギヤ 5 0 との間の動力伝達が切断状態であって、自動変速機構 2₃ 全体としては空転状態 (ニュートラル状態) となる。

以上のように、本発明に係る自動変速機 1₃ によると、減速回転出力手段としてのプラネタリギヤ P R、クラッチ C 3、及び伝達部材 1 4 0₃ をプラネタリギヤユニット P U の軸方向一方側 (第 1 1 図及び第 1 2 図中左方側) に配置し、クラッチ C 1 及びクラッチ C 2 をプラネタリギヤユニット P U の軸方向他方側 (第 1 1 図及び第 1 2 図中右方側) に配置し、更に、出力部材としてのカウンタギヤ

50をクラッチC1及びクラッチC2とプラネタリギヤユニットPUとの間に配置したので、特にプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近接して位置に配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材140₃の軸方向の長さを比較的短くすることができる。それにより、自動変速機1₃のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、伝達部材140₃の軽量化によってイナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機1₃の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、クラッチC1は、クラッチC2の外周側を通してサンギヤS2及びサンギヤS3に連結されるので、各回転要素の連結のための部材の錯綜を防止でき、自動変速機1₃をコンパクト化することができる。

更に、クラッチC2は、その外周側にクラッチC1が配置される構造であり、外周側に拡張することができないが、油圧サーボ162を入力軸20上に設けることによって、（例えばボス部3c上に設ける場合より）該油圧サーボ162、特に油圧サーボ162用油室162aの受圧面積を内周側に大きく確保することができ、クラッチC1の容量を増大させることができる。

また、プラネタリギヤPR、プラネタリギヤユニットPU、及びカウンタギヤ50を入力軸20と同軸上に設けるので、特に自動変速機1₃をFF車両に搭載した場合には、（例えば減速プラネタリギヤなどを他軸上に設ける場合に比して）駆動車輪伝達機構（例えばカウンタシャフト部4など）をコンパクト化することができ、例えば車体メンバとの干渉を防止することができ、自動変速機1₃の車両搭載性を向上させることができる。

また、クラッチC3が減速回転の出力を接・断するので、減速回転をリングギヤR3に出力自在にすることができるものでありながら、クラッチC3を解放することで、キャリアCR1に入力される入力軸の回転をプラネタリギヤPR、特にリングギヤR1にて空転させることができる。それにより、サンギヤS1を、ブレーキを配設することなく、直接ケース3などに固定することができ、自動変速機1₃のコンパクト化、軽量化を可能にすることができる。また、サンギヤS1を固定するブレーキを配設しないので、リングギヤR3に係止自在にするためのブレーキB2をプラネタリギヤPRの外周側に配設することが可能となる。

また、油圧サーボ 1 6 2 は入力軸 2 0 上に設けられているので、ケース 3 から 1 対のシールリング 1 8 1 で漏れ止めして入力軸 2 0 内に設けられた油路 2 0 a, 2 0 b に油を供給することで、例えば入力軸 2 0 との油圧サーボ 1 6 2 との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ 1 6 2 の油室 1 6 2 a に油を供給することができる。更に、油圧サーボ 1 6 1, 1 6 6 は、それぞれケース 3 から延設されたボス部 3 c, 3 d₃ から、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができ、即ち、1 対のシールリング 1 8 0, 1 8 2 をそれぞれ設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ 1 6 2, 1 6 1, 1 6 6 には、それぞれ 1 対のシールリング 1 8 1, 1 8 0, 1 8 2 を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機 1₃ の効率を向上させることができる。

また、摩擦板 1 7 6 がプラネタリギヤ P R の径方向外周側に配置されるので、自動変速機 1₃ を軸方向にコンパクト化することができる。また、プラネタリギヤ P R をクラッチ C 3 の油圧サーボ 1 6 6 とプラネタリギヤユニット P U との軸方向の間に配置することによって、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを隣接して配置することができるため（クラッチ C 3 の油圧サーボ 1 6 6 がプラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U との間にないため）、伝達部材 1 4 0₃ を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機 1₃ のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機 1₃ の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、プラネタリギヤ P R は、ダブルピニオンプラネタリギヤであるので、入力軸 2 0 の回転を減速回転として出力することができると共に、自動変速機 1₃ のギヤ比を良好に設定したとしても、プラネタリギヤユニット、減速プラネタリギヤの各回転要素を大きくすることがなく、高回転をも抑制できるため、自動変速機 1₃ をコンパクトにすることができる。

更に、プラネタリギヤ P R は、入力回転要素であるキャリア C R 1 と、固定要素であるサンギヤ S 1 と、出力回転要素であるリングギヤ R 1 と、を有して構成されるので、入力軸 2 0 の回転を減速回転として出力することができる。

また、プラネタリギヤユニット P U は、サンギヤ S 2、キャリア C R 2、リングギヤ R 2 を有する第 1 シンプルプラネタリギヤ S P 2 と、サンギヤ S 3、キャリア C R 3、リングギヤ R 3 を有する第 2 シンプルプラネタリギヤ S P 3 と、により構成されるので、例えば前進 6 速段、後進 1 速段を可能にすることができるものでありながら、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近接して配置することができ、減速回転を伝達する伝達部材 1 4 0₃ を比較的短くすることができる。

また、ブレーキ B 4 と並列に配置され、キャリア C R 3 及びリングギヤ R 2 の回転を一方向に規制するワンウェイクラッチ F 3 を備えているので、例えば正駆動時の前進 1 速段をクラッチ C 1 とワンウェイクラッチ F 3 の係合で達成できるため、例えば非走行レンジから走行レンジに切替えた際の前進 1 速段の達成を滑らかにすることができる。

更に、ブレーキ B 4 とワンウェイクラッチ F 3 とをプラネタリギヤユニット P U の外周側に配置するので、例えばワンウェイクラッチ F 3 をクラッチ C 2 に隣接して（特にハブ部材 1 2 3 の一方向の回転を規制するために）配置した場合に比して、クラッチ C 1、C 2 が配設されている部分を軸方向にコンパクト化することができるため、カウンタギヤ 5 0 をトルクコンバータ側に近づけることができる。それにより、カウンタシャフト 5 2 のギヤ 5 1 もトルクコンバータ側に近づけることができ、カウンタシャフト部 4 を軸方向に対してコンパクト化することができる。

また、ワンウェイクラッチ F 3 のインナーレースとリングギヤ R 2 とを一体に形成しているので、カウンタシャフト部 4 を軸方向に対してコンパクト化することができるものでありながら、自動変速機 1₃ の自動変速機構 2₃ を径方向に対してコンパクト化することができる。

また、ブレーキ B 2 と並列に配置され、ブレーキ B 3 の係止によりリングギヤ R 3 の回転を一方向に規制するワンウェイクラッチ F 2 を備えているので、例えば前進 2 速段から前進 3 速段への変速を滑らかにすることができる。

また、速度線図に示すように、前進 6 速段、後進 1 速段を達成できるものでありながら、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近接して配置

することができ、減速回転を伝達する伝達部材 140₃を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機 1₃のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機 1₃の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、前進 6 速段及び後進 1 速段を達成するものであって、前進 4 速段にクラッチ C 1、C 2 を共に係合し、つまり前進 4 速段において直結状態となるので、前進 5 速段及び前進 6 速段でのギヤ比を高く設定することができ、特に車輛に搭載された際に、高車速で走行する車輛において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輛の静粛性に寄与することができる。

また、駆動車輪伝達機構として、駆動車輪に回転を出力するディファレンシャル部 5 と、該ディファレンシャル部 5 に係合するカウンタシャフト部 4 と、を有し、出力部材がカウンタシャフト部 4 に噛合するカウンタギヤであるので、自動変速機 1₃を例えば F F 車輛に搭載することができる。

＜第 4 の実施の形態＞

以下、第 3 の実施の形態を一部変更した第 4 の実施の形態について第 15 図乃至第 18 図に沿って説明する。第 15 図は第 4 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す断面図、第 16 図は第 4 の実施の形態に係る自動変速機を示すスケルトン図、第 17 図は第 4 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 18 図は第 4 の実施の形態に係る自動変速機の世界線図である。なお、第 4 の実施の形態は、一部変更を除き、第 3 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 15 図及び第 16 図に示すように、第 4 の実施の形態に係る自動変速機 1₄は、第 3 の実施の形態の自動変速機 1₃に対して（第 11 図及び第 12 図参照）、入力軸 20 の回転をプラネタリギヤ（減速回転出力手段、減速プラネタリギヤ）P R のキャリア C R 1 でなく、サンギヤ（入力回転要素、第 1 のサンギヤ）S 1 に入力するものである。

第 15 図に示すように、自動変速機構 2₄において、中間軸 304 の入力軸 20 とは反対側の一端外周側（第 15 図中左方側）に、サンギヤ S 1 が該中間軸 3

0 と一体的に形成されており、入力回転が常時入力される。また、固着されたスリーブ状部材 1 3 1₄ を有するボス部 3 d₄ 上には、キャリア（固定要素、第 1 のキャリア）C R 1 の側板 1 3 3₄ が、該スリーブ状部材 1 3 1₄ にスプライン係合すると共に該ボス部 3 d₄ 上に固着（常時固定）されている。キャリア C R 1 は、もう一方の側板 1 3 4₄ によりピニオン P 1 a, P 1 b（第 1 6 図参照）を支持して有しており、該ピニオン P 1 b が上記サンギヤ S 1 に噛合していると共に、該ピニオン P 1 a がリングギヤ（出力回転要素、第 1 のリングギヤ）R 1 に噛合している。該リングギヤ R 1 は、円盤状部材 1 3 5₄ により上記スリーブ状部材 1 3 1₄ に対して回転自在に支持されている。

一方、クラッチドラム（第 3 のクラッチドラム）1 3 2 の先端部内周側には、上記中心軸 3 0₄ 上に回転自在に支持され、該クラッチドラム 1 3 2 の回転を伝達する伝達部材（減速回転出力手段）1 4 0₄ が接続されている。そして、該伝達部材 1 4 0₄ の略々中間部分には、プラネタリギヤユニット P U の第 2 シンプルプラネタリ S P 3 のリングギヤ R 3 が固着されている。また、該第 2 シンプルプラネタリ S P 3 のキャリア C R 3 の側板 1 4 2₄ は、クラッチ C 2 のハブ部材 1 2 3 にスプライン係合しているスリーブ部材 1 2 6₄ と一体的に形成されている。なお、クラッチドラム 1 3 2 は、プラネタリギヤ P R の方向に開口しており、該プラネタリギヤ P R は、油圧サーボ 1 6 6 とプラネタリギヤユニット P U との軸方向の間に配置されている。また、摩擦板 1 7 6 がプラネタリギヤ P R の径方向外径側に重なる位置に配置されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機 1₂ のプラネタリギヤ P R に係る作用について第 1 6 図、第 1 7 図及び第 1 8 図に沿って説明する。なお、上記第 3 の実施の形態と同様に、第 1 8 図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニット P U の部分において、横方向最端部（第 1 8 図中右方側）の縦軸はリングギヤ R 3 に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤ R 2 及びキャリア C R 3、キャリア C R 2、サンギヤ S 2 及びサンギヤ S 3 に対応している。

第 1 6 図に示すように、上記サンギヤ S 1 には、中間軸 3 0₄ を介して入力軸

20の回転が入力され、上記キャリアCR1は、ケース3に対して回転が固定されており、上記リングギヤR1は、該サンギヤS1に入力される入力軸20の回転に基づき減速回転する。上記リングギヤR3には、クラッチC3に係合することにより、伝達部材140₄を介してリングギヤR1の減速回転が入力される。

すると、第17図及び第18図に示すように、前進1速段、前進2速段、前進4速段、前進6速段では、プラネタリギヤPRにおいて、入力軸20の回転が入力されるサンギヤS1と固定されたキャリアCR1によりリングギヤR3に減速回転が出力されるが、クラッチC3が解放されているため、特に伝達部材140₄にはトルク伝達が行われず。一方、前進3速段、前進5速段、後進1速段では、プラネタリギヤPRにおいて、クラッチC3に係合されるため、入力軸20の回転が入力されるサンギヤS1と固定されたキャリアCR1によりリングギヤR3が減速回転し、該クラッチC3及び伝達部材140₄を介してリングギヤR3に該リングギヤR1の減速回転が出力される。この際、リングギヤR1及びリングギヤR3は減速回転しているので、上記伝達部材140₄は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

なお、上記プラネタリギヤPR以外の作用については、上述した第3の実施の形態と同様であるので、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機1₄によると、減速回転出力手段としてのプラネタリギヤPR、クラッチC3、及び伝達部材140₄をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側（第15図及び第16図中左方側）に配置し、クラッチC1及びクラッチC2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側（第15図及び第16図中右方側）に配置し、更に、出力部材としてのカウンタギヤ50をクラッチC1及びクラッチC2とプラネタリギヤユニットPUとの間に配置したので、特にプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近接して位置に配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材140₄の軸方向の長さを比較的短くすることができる。それにより、自動変速機1₄のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、伝達部材140₄の軽量化によってイナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機1₄の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、クラッチ C 1 は、クラッチ C 2 の外周側を通してサンギヤ S 2 及びサンギヤ S 3 に連結されるので、各回転要素の連結のための部材の錯綜を防止でき、自動変速機 1₄ をコンパクト化することができる。

更に、クラッチ C 2 は、その外周側にクラッチ C 1 が配置される構造であり、外周側に拡張することができないが、油圧サーボ 1 6 2 を入力軸 2 0 上に設けることによって、(例えばボス部 3 c 上に設ける場合より) 該油圧サーボ 1 6 2、特に油圧サーボ 1 6 2 用油室 1 6 2 a の受圧面積を内周側に大きく確保することができ、クラッチ C 1 の容量を増大させることができる。

また、プラネタリギヤ P R、プラネタリギヤユニット P U、及びカウンタギヤ 5 0 を入力軸 2 0 と同軸上に設けるので、特に自動変速機 1₄ を F F 車両に搭載した場合には、(例えば減速プラネタリギヤなどを他軸上に設ける場合に比して) 駆動車輪伝達機構 (例えばカウンタシャフト部 4 など) をコンパクト化することができ、例えば車体メンバとの干渉を防止することができ、自動変速機 1₄ の車両搭載性を向上させることができる。

また、クラッチ C 3 が減速回転の出力を接・断するので、減速回転をリングギヤ R 3 に出力自在にすることができるものでありながら、クラッチ C 3 を解放することで、サンギヤ S 1 に入力される入力軸の回転をプラネタリギヤ P R、特にリングギヤ R 1 にて空転させることができる。それにより、キャリア C R 1 を、ブレーキを配設することなく、直接ケース 3 などに固定することができ、自動変速機 1₄ のコンパクト化、軽量化を可能にすることができる。また、キャリア C R 1 を固定するブレーキを配設しないので、リングギヤ R 3 を係止自在にするためのブレーキ B 2 をプラネタリギヤ P R の外周側に配設することが可能となる。

また、油圧サーボ 1 6 2 は入力軸 2 0 上に設けられているので、ケース 3 から 1 対のシールリング 1 8 1 で漏れ止めして入力軸 2 0 内に設けられた油路 2 0 a、2 0 b に油を供給することで、例えば入力軸 2 0 との油圧サーボ 1 6 2 との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ 1 6 2 の油室 1 6 2 a に油を供給することができる。更に、油圧サーボ 1 6 1、1 6 6 は、それぞれケース 3 から延設されたボス部 3 c、3 d から、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができ、即ち、1 対のシールリング 1 8 0、1 8 2 をそれぞれ設けることで、

油を供給することができる。従って、油圧サーボ 162, 161, 166 には、それぞれ 1 対のシールリング 181, 180, 182 を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機 14 の効率を向上させることができる。

また、摩擦板 176 がプラネタリギヤ P R の径方向外周側に配置されるので、自動変速機 14 を軸方向にコンパクト化することができる。また、プラネタリギヤ P R をクラッチ C 3 の油圧サーボ 166 とプラネタリギヤユニット P U との軸方向の間に配置することによって、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを隣接して配置することができるため（クラッチ C 3 の油圧サーボ 166 がプラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U との間にないため）、伝達部材 1404 を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機 14 のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機 14 の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、プラネタリギヤ P R は、ダブルピニオンプラネタリギヤであるので、入力軸 20 の回転を減速回転として出力することができると共に、自動変速機 14 のギヤ比を良好に設定したとしても、プラネタリギヤユニット、減速プラネタリギヤの各回転要素を大きくすることがなく、高回転をも抑制できるため、自動変速機 14 をコンパクトにすることができる。

更に、プラネタリギヤ P R は、入力回転要素であるサンギヤ S 1 と、固定要素であるキャリヤ C R 1 と、出力回転要素であるリングギヤ R 1 と、を有して構成されるので、入力軸 20 の回転を減速回転として出力することができる。

また、プラネタリギヤユニット P U は、サンギヤ S 2、キャリヤ C R 2、リングギヤ R 2 を有する第 1 シンプルプラネタリギヤ S P 2 と、サンギヤ S 3、キャリヤ C R 3、リングギヤ R 3 を有する第 2 シンプルプラネタリギヤ S P 3 と、により構成されるので、例えば前進 6 速段、後進 1 速段を可能にすることができるものでありながら、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近接して配置することができ、減速回転を伝達する伝達部材 1404 を比較的短くすることができる。

また、ブレーキB 4 と並列に配置され、キャリアC R 3 及びリングギヤR 2 の回転を一方向に規制するワンウェイクラッチF 3 を備えているので、例えば正駆動時の前進1 速段をクラッチC 1 とワンウェイクラッチF 3 の係合で達成できるため、例えば非走行レンジから走行レンジに切換えた際の前進1 速段の達成を滑らかに行うことができる。

更に、ブレーキB 4 とワンウェイクラッチF 3 とをプラネタリギヤユニットP U の外周側に配置するので、例えばワンウェイクラッチF 3 をクラッチC 2 に隣接して（特にハブ部材1 2 3 の一方向の回転を規制するために）配置した場合に比して、クラッチC 1 , C 2 が配設されている部分を軸方向にコンパクト化することができるため、カウンタギヤ5 0 をトルクコンバータ側に近づけることができる。それにより、カウンタシャフト5 2 のギヤ5 1 もトルクコンバータ側に近づけることができ、カウンタシャフト部4 を軸方向に対してコンパクト化することができる。

また、ワンウェイクラッチF 3 のインナーレースとリングギヤR 2 とを一体に形成しているので、カウンタシャフト部4 を軸方向に対してコンパクト化することができるものでありながら、自動変速機1₄の自動変速機構2₄を径方向に対してコンパクト化することができる。

また、ブレーキB 2 と並列に配置され、ブレーキB 3 の係止によりリングギヤR 3 の回転を一方向に規制するワンウェイクラッチF 2 を備えているので、例えば前進2 速段から前進3 速段への変速を滑らかに行うことができる。

また、速度線図に示すように、前進6 速段、後進1 速段を達成できるものでありながら、プラネタリギヤP R とプラネタリギヤユニットP U とを近接して配置することができ、減速回転を伝達する伝達部材1 4 0₄を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機1₄のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機1₄の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、前進6 速段及び後進1 速段を達成するものであって、前進4 速段にクラッチC 1 , C 2 を共に係合し、つまり前進4 速段において直結状態となるので、

前進 5 速段及び前進 6 速段でのギヤ比を高く設定することができ、特に車輛に搭載された際に、高車速で走行する車輛において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輛の静粛性に寄与することができる。

また、駆動車輪伝達機構として、駆動車輪に回転を出力するディファレンシャル部 5 と、該ディファレンシャル部 5 に係合するカウンタシャフト部 4 と、を有し、出力部材がカウンタシャフト部 4 に噛合するカウンタギヤであるので、自動変速機 1₄を例えば F F 車輛に搭載することができる。

なお、以上の本発明に係る第 1 乃至第 4 の実施の形態において、自動変速機 1₄にトルクコンバータ 1 2 を備えているものを一例として説明しているが、これに限らず、発進時にトルク（回転）の伝達を行うような発進装置であれば何れのものであってもよい。また、駆動源としてエンジンである車輛に搭載する場合について説明したが、これに限らず、ハイブリッド車輛に搭載することも可能であり、駆動源が何れのものであってもよいことは、勿論である。更に、上記自動変速機 1₄は F F 車輛に用いて好適であるが、これに限らず、F R 車輛、4 輪駆動車輛など、他の駆動方式の車輛に用いることも可能である。

＜第 5 の実施の形態＞

以下、第 1 及び第 2 の実施の形態を一部変更した第 5 の実施の形態について第 1 9 図乃至第 2 1 図に沿って説明する。第 1 9 図は第 5 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 2 0 図は第 5 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 2 1 図は第 5 の実施の形態に係る自動変速機の世界線図である。なお、第 5 の実施の形態は、一部変更を除き、第 1 及び第 2 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

まず、第 5 の実施の形態に係る自動変速機 1 の自動変速機構 2₅について第 1 9 図に沿って説明する。第 1 9 図に示すように、入力軸 2 0 上には、プラネタリギヤユニット P U とプラネタリギヤ（減速回転出力手段、減速プラネタリギヤ）P R とを有している。該プラネタリギヤユニット P U は、4 つの回転要素としてサンギヤ（第 2 の回転要素、第 3 のサンギヤ）S 2、キャリア（第 3 の回転要素、第 2 のキャリア）C R 2、リングギヤ（第 4 の回転要素、第 2 のリングギヤ）R 2、及びサンギヤ（第 1 の回転要素、第 2 のサンギヤ）S 3 を有し、該キャリア

C R 2 に、側板 2 4 2, 2 4 4 に支持されてサンギヤ S 3 及びリングギヤ R 2 に噛合するロングピニオン P L と、サンギヤ S 2 に噛合するショートピニオン P S とを、互いに噛合する形で有している、いわゆるラビニヨ型プラネタリギヤである。また、上記プラネタリギヤ P R は、キャリア（固定要素、第 1 のキャリア）C R 1 に、リングギヤ（出力回転要素、第 1 のリングギヤ）R 1 に噛合するピニオン P 2 及びサンギヤ（入力回転要素、第 1 のサンギヤ）S 1 に噛合するピニオン P 1 を互いに噛合する形で有している、いわゆるダブルピニオンプラネタリギヤである。

上記入力軸 2 0 上には、内周側に、油圧サーボ 2 6 2、摩擦板 2 7 2、クラッチドラム（第 1 のクラッチドラム）を形成するドラム状部材 2 2 2 と、サンギヤ S 2 に連結されるハブ部材（第 2 の回転要素に連結する部材）2 2 3、を有する多板式クラッチ（第 1 のクラッチ）C 1 と、その外周側に、油圧サーボ 2 6 1、摩擦板 2 7 1、クラッチドラム（第 2 のクラッチドラム）を形成するドラム部材 2 2 4、キャリア C R 2 に連結されるハブ部材（第 3 の回転要素に連結する部材）2 2 5、を有する多板式クラッチ（第 2 のクラッチ）C 2 と、が配置されている。

該油圧サーボ 2 6 2 は、摩擦板 2 7 2 を押圧するためのピストン部材（第 1 のピストン）2 6 2 b と、シリンダ部 2 6 2 e を有するドラム状部材 2 2 2 と、該ピストン部材 2 6 2 b と該シリンダ部 2 6 2 e との間にシールリング 2 6 2 f, 2 6 2 g によってシールされて形成される油室（第 1 の油圧サーボ用油圧室）2 6 2 a と、該ピストン部材 2 6 2 b を該油室 2 6 2 a の方向に付勢するリターンスプリング 2 6 2 c と、該リターンスプリング 2 6 2 c の付勢を受け止めるリターンプレート 2 6 2 d と、により構成されている。該油室 2 6 2 a は、上記入力軸 2 0 に形成されている油路 2 0 a, 2 0 b と連通しており、該油路 2 0 a は、ケース 3 の一端に延設され、入力軸 2 0 上にスリーブ状に設けられているボス部 3 c の油路 2 9 1 に連通している。そして、該油路 2 9 1 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 2 6 2 は、入力軸 2 0 上に配置されているため、ケース 3 のボス部 3 c と入力軸 2 0 との間をシールする 1 対のシールリング 2 8 1 によって、不図示の油圧制御装置から油室 2 6 2 a までの油路が構成されている。

また、該油圧サーボ 2 6 1 は、摩擦板 2 7 1 を押圧するためのピストン部材（第 2 のピストン） 2 6 1 b と、シリンダ部材 2 6 1 e を有するドラム状部材 2 2 4 と、該ピストン部材 2 6 1 b と該シリンダ部材 2 6 1 e との間にシールリング 2 6 1 f, 2 6 1 g によってシールされて形成される油室（第 2 の油圧サーボ用油圧室） 2 6 1 a と、該ピストン部材 2 6 1 b を該油室 2 6 1 a の方向に付勢するリターンスプリング 2 6 1 c と、該リターンスプリング 2 6 1 c の付勢を受け止めるリターンプレート 2 6 1 d と、により構成されている。該油室 2 6 1 a は、上記ボス部 3 c の油路 2 9 2 に連通しており、該油路 2 9 2 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 2 6 1 は、ケース 3 のボス部 3 c とシリンダ部材 2 6 1 e との間をシールする 1 対のシールリング 2 8 0 によって、不図示の油圧制御装置から油室 2 6 1 a までの油路が構成されている。

即ち、上記入力軸 2 0 には、上記ドラム状部材 2 2 2 が接続されており、該ドラム状部材 2 2 2 の先端部内周側には、クラッチ C 1 用油圧サーボ 2 6 2 によって係合自在となっているクラッチ C 1 がスプライン係合する形で配置されて、該クラッチ C 1 の内周側がハブ部材 2 2 3 にスプライン係合する形で接続されている。そして、該ハブ部材 2 2 3 は、上記サンギヤ S 2 に接続されている。また、上記ドラム状部材 2 2 4 の先端部内周側には、クラッチ C 2 用油圧サーボ 2 6 1 により係合自在となっているクラッチ C 2 がスプライン係合する形で配置されており、該クラッチ C 2 の内周側には、ハブ部材 2 2 5 がスプライン係合する形で接続されている。そして、該ハブ部材 2 2 5 は、上記キャリヤ C R 2 に接続されている。

一方、入力軸 2 0 の他端上（図中左方）には、油圧サーボ 2 6 5、摩擦板 2 7 5、クラッチドラム（第 3 のクラッチドラム）を形成するドラム状部材 2 3 2、リングギヤ R 1 に連結されるハブ部材 2 3 5、を有する多板式クラッチ C 3 が配置されている。該油圧サーボ 2 6 5 は、摩擦板 2 7 5 を押圧するためのピストン部材 2 6 5 b と、シリンダ部 2 6 5 e を有するドラム状部材 2 3 2 と、該ピストン部材 2 6 5 b と該シリンダ部 2 6 5 e との間にシールリング 2 6 5 f, 2 6 5 g によってシールされて形成される油室 2 6 5 a と、該ピストン部材 2 6 5 b を該油室 2 6 5 a の方向に付勢するリターンスプリング 2 6 5 c と、該リターンス

プリング 265c の付勢を受け止めるリターンプレート 265d と、により構成されている。なお、ドラム状部材 232 からなるクラッチドラムは、プラネタリギヤ P R の方向に開口しており、該プラネタリギヤ P R は、油圧サーボ 265 とプラネタリギヤユニット P U との軸方向の間に配置されている。また、摩擦板 275 がプラネタリギヤ P R の径方向外径側に重なる位置に配置されている。

該油室 265a は、ケース 3 の、上記ボス部 3c とは反対側の他端に延設され、入力軸 20 上にスリーブ状に設けられているボス部 3d の油路 293 に連通しており、該油路 293 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 265 は、ケース 3 のボス部 3d とシリンダ部 265e を有するドラム状部材 232 との間をシールする 1 対のシールリング 282 によって、不図示の油圧制御装置から油室 265a までの油路が構成されている。

また、クラッチ C 3 の外周側で、かつケース 3b の内周側には、油圧サーボ 264、摩擦板 274、を有する多板式ブレーキ B 1 が配置されている。該油圧サーボ 264 は、摩擦板 274 を押圧するためのピストン部材 264b と、ケース 3b の一部に形成されたシリンダ部 264e と、該ピストン部材 264b と該シリンダ部 264e との間にシールリング 264f、264g によってシールされて形成される油室 264a と、該ピストン部材 264b を該油室 264a の方向に付勢するリターンスプリング 264c と、該リターンスプリング 264c の付勢を受け止めるリターンプレート 264d と、により構成されている。

即ち、上記ボス部 3d 上には、図中左方側において、ドラム状部材 232 が回転自在に支持されており、該ドラム状部材 232 の先端部内周側には、クラッチ C 3 用油圧サーボ 265 により係合自在となっているクラッチ (第 3 のクラッチ) C 3 がスプライン係合する形で配置されている。該クラッチ C 3 の内周側には、上記リングギヤ R 1 が形成されているハブ部材 235 がスプライン係合する形で配置されており、該ハブ部材 235 は、入力軸 20 に回転自在に支持されている。また、該ドラム状部材 232 の先端部外周側には、ブレーキ B 1 用油圧サーボ 264 により係止自在となっているブレーキ (第 2 のブレーキ) B 1 がスプライン係合する形で配置されている。また、キャリア C R 1 は、ピニオン P 1 及びピニオン P 2 を有しており、該ピニオン P 2 は上記リングギヤ R 1 に噛合し、該ピニ

オンP 1は、入力軸2 0に接続されたサンギヤS 1に噛合している。該キャリアC R 1は、側板2 3 1を介してケース3 bのボス部3 dに固定されている。

そして、上記クラッチC 3及びブレーキB 1がスプライン係合しているドラム状部材2 3 2は、上記ボス部3 d上に回転自在に支持され、クラッチC 3が係合した際にリングギヤR 1の回転を伝達する伝達部材2 4 0が接続されており、また、該伝達部材2 4 0の他方側には、上記プラネタリギヤユニットP UのサンギヤS 3が接続されている。

一方、プラネタリギヤユニットP Uの外周側には、油圧サーボ2 6 3、摩擦板2 7 3、ハブ部材2 4 7を有する多板式ブレーキ（第3のブレーキ）B 2が配置されている。該油圧サーボ2 6 3は、摩擦板2 7 3を押圧するためのピストン部材2 6 3 bと、ケース3 bの一部に形成されたシリンダ部2 6 3 eと、該ピストン部材2 6 3 bと該シリンダ部2 6 3 eとの間にシールリング2 6 3 f、2 6 3 gによってシールされて形成される油室2 6 3 aと、該ピストン部材2 6 3 bを該油室2 6 3 aの方向に付勢するリターンスプリング2 6 3 cと、該リターンスプリング2 6 3 cの付勢を受け止めるリターンプレート2 6 3 dと、により構成されている。

また、ラネタリギヤユニットP Uの外周側には、ワンウェイクラッチ（第1のワンウェイクラッチ）F 3が配設されており、該ワンウェイクラッチF 3のアウトレースは、ミッションケース3 bの内周にスプライン係合している。上記プラネタリギヤユニットP UのキャリアC R 2の側板2 4 2には、上記ブレーキB 2がスプライン係合している形のハブ部材2 4 7が接続されており、該ハブ部材2 4 7にはワンウェイクラッチF 3のインナーレースが接続されている。そして、該キャリアC R 2のロングピニオンP Lには、上記リングギヤR 2が噛合しており、該リングギヤR 2の一端には連結部材2 4 5が接続されて、該リングギヤR 2が該連結部材2 4 5を介してカウンタギヤ5 0に連結されている。

以上説明したように、プラネタリギヤユニットP Uの軸方向一方側にプラネタリギヤP Rが、軸方向他方側にクラッチC 1及びクラッチC 2が、クラッチC 1及びクラッチC 2とプラネタリギヤユニットP Uとの間にカウンタギヤ5 0が配置されている。また、クラッチC 3及びブレーキB 1はプラネタリギヤP Rの外

周側に、ブレーキB 2はプラネタリギヤユニットP Uの外周側に、それぞれ配置されている。また、プラネタリギヤP R、プラネタリギヤユニットP U、及びカウンタギヤ5 0は、入力軸2 0と同軸上に設けられて構成されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構2 5の作用について第1 9図、第2 0図及び第2 1図に沿って説明する。なお、第2 1図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニットP Uの部分において、横方向最端部（第2 1図中右方側）の縦軸はサンギヤS 3に、以降図中左方側へ順に縦軸はキャリアC R 2、リングギヤR 2、サンギヤS 2に対応している。

第1 9図に示すように、上記サンギヤS 2には、クラッチC 1が係合することにより入力軸2 0の回転が入力される。上記キャリアC R 2には、クラッチC 2が係合することにより入力軸2 0の回転が入力されると共に、該キャリアC R 2は、ブレーキB 2の係止により回転が固定自在となっており、また、ワンウェイクラッチF 3により一方向の回転が規制されている。また、サンギヤS 3は、ブレーキB 1の係止により回転が固定自在になっている。

一方、上記サンギヤS 1は、入力軸2 0に接続されており、該入力軸2 0の回転が入力され、また、上記キャリアC R 1はケース3 bに接続されて回転が固定されており、それによってリングギヤR 1は減速回転する。また、クラッチC 3が係合することにより、該リングギヤR 1の減速回転がサンギヤS 3に入力される。

そして、上記リングギヤR 2の回転は、上記カウンタギヤ5 0に出力され、該カウンタギヤ5 0、上記カウンタシャフト部4及びディファレンシャル部5（第1図参照）を介して不図示の駆動車輪に出力される。

D（ドライブ）レンジにおける前進1速段では、第2 0図に示すように、クラッチC 1及びワンウェイクラッチF 3が係合される。すると、第2 1図に示すように、クラッチC 1を介してサンギヤS 2に入力軸2 0の回転が入力されると共に、キャリアC R 2の回転が一方向（正転回転方向）に規制されて、つまりキャリアC R 2の逆転回転が防止されて固定された状態になる。そして、サンギヤS

2に入力された入力軸20の回転が、固定されたキャリアCR2を介してリングギヤR2に出力され、前進1速段としての正転回転がカウンタギヤ50から出力される。なお、エンジンプレーキ時（コースト時）には、ブレーキB2に係止してキャリアCR2を固定し、該キャリアCR2の正転回転を防止する形で、上記前進1速段の状態を維持する。また、該前進1速段では、ワンウェイクラッチF3によりキャリアCR2の逆転回転を防止し、かつ正転回転を可能にするので、例えば非走行レンジから走行レンジに切換えた際の前進1速段の達成を、ワンウェイクラッチの自動係合により滑らかに行うことができる。

D（ドライブ）レンジにおける前進2速段では、第20図に示すように、クラッチC1が係合され、ブレーキB1に係止される。すると、第21図に示すように、クラッチC1を介してサンギヤS2に入力軸20の回転が入力されると共に、ブレーキB1の係止によりサンギヤS3が固定される。それにより、キャリアCR2が僅かに減速回転し、サンギヤS2に入力された入力軸20の回転が、該減速回転のキャリアCR2を介してリングギヤR2に出力され、前進2速段としての正転回転がカウンタギヤ50から出力される。

D（ドライブ）レンジにおける前進3速段では、第20図に示すように、クラッチC1及びクラッチC3が係合される。すると、第21図に示すように、クラッチC1を介してサンギヤS2に入力軸20の回転が入力される。また、サンギヤS1に入力された入力軸20の回転と、固定されたキャリアCR1とによりリングギヤR1が減速回転し、該リングギヤR1の減速回転がクラッチC3、及び伝達部材240を介してサンギヤS3に出力される。すると、サンギヤS2に入力された入力軸20の回転と、サンギヤS3の減速回転とによりキャリアCR2が、該サンギヤS3の減速回転より僅かに大きな減速回転となる。そして、サンギヤS2に入力された入力軸20の回転が、該減速回転のキャリアCR2を介してリングギヤR2に出力され、前進3速段としての正転回転がカウンタギヤ50から出力される。なお、この際、サンギヤS3及びリングギヤR1は減速回転しているので、上記伝達部材240は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進4速段では、第20図に示すように、クラッチC1及びクラッチC2が係合される。すると、第21図に示すように、クラ

ッチC 1を介してサンギヤS 2と、クラッチC 2を介してキャリアC R 2とに入力軸2 0の回転が入力される。それにより、サンギヤS 2に入力された入力軸2 0の回転と、キャリアC R 2に入力された入力軸2 0の回転とにより、つまり直結回転の状態となってリングギヤR 2に入力軸2 0の回転がそのまま出力され、前進4速段としての正転回転がカウンタギヤ5 0から出力される。

D（ドライブ）レンジにおける前進5速段では、第2 0図に示すように、クラッチC 2及びクラッチC 3が係合される。すると、第2 1図に示すように、クラッチC 2を介してキャリアC R 2に入力軸2 0の回転が入力される。また、サンギヤS 1に入力された入力軸2 0の回転と、固定されたキャリアC R 1とによりリングギヤR 1が減速回転し、該リングギヤR 1の減速回転がクラッチC 3、及び上記伝達部材2 4 0を介してサンギヤS 3に該減速回転が出力される。すると、サンギヤS 3の減速回転と、入力軸2 0の回転が入力されたキャリアC R 2とにより、増速回転となってリングギヤR 2に出力され、前進5速段としての正転回転がカウンタギヤ5 0から出力される。なお、この際、上記前進3速段の状態と同様に、サンギヤS 3及びリングギヤR 1は減速回転しているので、上記伝達部材2 4 0は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進6速段では、第2 0図に示すように、クラッチC 2が係合され、ブレーキB 1が係止される。すると、第2 1図に示すように、クラッチC 2を介してキャリアC R 2に入力軸2 0の回転が入力されると共に、ブレーキB 1の係止によりサンギヤS 3が固定される。それにより、キャリアC R 2に入力された入力軸2 0の回転と固定されたサンギヤS 3とにより、（上記前進5速段よりも大きな）増速回転となってリングギヤR 2に出力され、前進6速段としての正転回転がカウンタギヤ5 0から出力される。

R（リバース）レンジにおける後進1速段では、第2 0図に示すように、クラッチC 3が係合され、ブレーキB 2が係止される。すると、第2 1図に示すように、サンギヤS 1に入力された入力軸2 0の回転と、固定されたキャリアC R 1とによりリングギヤR 1が減速回転し、該リングギヤR 1の減速回転がクラッチC 3、及び上記伝達部材2 4 0を介してサンギヤS 3に該減速回転が出力される。また、ブレーキB 2の係止によりキャリアC R 2が固定される。すると、サンギ

ヤS 3の減速回転と固定されたキャリアCR 2とにより、逆転回転としてリングギヤR 2に出力され、後進1速段としての逆転回転がカウンタギヤ5 0から出力される。なお、この際、上記前進3速段や前進5速段の状態と同様に、サンギヤS 3及びリングギヤR 1は減速回転しているので、上記伝達部材2 4 0は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

P（パーキング）レンジ及びN（ニュートラル）レンジでは、特にクラッチC 1、クラッチC 2及びクラッチC 3が解放されており、入力軸2 0とカウンタギヤ5 0との間の動力伝達が切断状態であって、自動変速機構2 5全体としては空転状態（ニュートラル状態）となる。

以上のように、本発明に係る自動変速機構2 5によると、減速回転出力手段としてのプラネタリギヤPR、クラッチC 3、及び伝達部材2 4 0をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側（第1 9 図中左方側）に配置し、クラッチC 1及びクラッチC 2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側（第1 9 図中右方側）に配置し、更に、出力部材としてのカウンタギヤ5 0をクラッチC 1及びクラッチC 2とプラネタリギヤユニットPUとの間に配置したので、特にプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近接して位置に配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材2 4 0の軸方向の長さを比較的短くすることができる。それにより、自動変速機1 5のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、伝達部材2 4 0の軽量化によってイナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機1 5の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、クラッチC 2は、クラッチC 1の外周側を通してキャリアCR 2に連結されるので、各回転要素の連結のための部材の錯綜を防止でき、自動変速機1 5をコンパクト化することができる。

更に、クラッチC 1は、その外周側にクラッチC 2が配置される構造であり、外周側に拡張することができないが、油圧サーボ2 6 2を入力軸2 0上に設けることによって、（例えばボス部3 c上に設ける場合より）該油圧サーボ2 6 2、特に油圧サーボ2 6 2用油室2 6 2 aの受圧面積を内周側に大きく確保することができ、クラッチC 1の容量を増大させることができる。

また、プラネタリギヤP R、プラネタリギヤユニットP U、及びカウンタギヤ5 0を入力軸2 0と同軸上に設けるので、特に自動変速機1₅をF F車両に搭載した場合には、(例えば減速プラネタリギヤなどを他軸上に設ける場合に比して)駆動車輪伝達機構(例えばカウンタシャフト部4など)をコンパクト化することができ、例えば車体メンバとの干渉を防止することができ、自動変速機1₅の車両搭載性を向上させることができる。

また、クラッチC 3が減速回転の出力を接・断するので、減速回転をサンギヤS 3に出力自在にすることができるものでありながら、クラッチC 3を解放することで、サンギヤS 1に輸入される入力軸の回転をプラネタリギヤP R、特にリングギヤR 1にて空転させることができる。それにより、キャリヤC R 1を、ブレーキを配設することなく、直接ケース3などに固定することができ、自動変速機1₅のコンパクト化、軽量化を可能にすることができる。また、キャリヤC R 1を固定するブレーキを配設しないので、サンギヤS 3に係止自在にするためのブレーキB 1をプラネタリギヤP Rの外周側に配設することが可能となる。

また、油圧サーボ2 6 2は入力軸2 0上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング2 8 1で漏れ止めして入力軸2 0内に設けられた油路2 0 a, 2 0 bに油を供給することで、例えば入力軸2 0との油圧サーボ2 6 2との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ2 6 2の油室2 6 2 aに油を供給することができる。更に、油圧サーボ2 6 1, 2 6 5は、それぞれケース3から延設されたボス部3 c, 3 dから、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング2 8 0, 2 8 2をそれぞれ設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ2 6 2, 2 6 1, 2 6 5は、それぞれ1対のシールリング2 8 1, 2 8 0, 2 8 2を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機1₅の効率を向上させることができる。

また、摩擦板2 7 5がプラネタリギヤP Rの径方向外周側に配置されるので、自動変速機1₅を軸方向にコンパクト化することができる。また、プラネタリギヤP RをクラッチC 3の油圧サーボ2 6 5とプラネタリギヤユニットP Uとの軸方向の間に配置することによって、プラネタリギヤP Rとプラネタリギヤユニッ

トPUとを隣接して配置することができるため（クラッチC3の油圧サーボ265がプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間にないため）、伝達部材240を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機15のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機15の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、プラネタリギヤPRは、ダブルピニオンプラネタリギヤであるので、入力軸20の回転を減速回転として出力することができると共に、自動変速機15のギヤ比を良好に設定したとしても、プラネタリギヤユニット、減速プラネタリギヤの各回転要素を大きくすることがなく、高回転をも抑制できるため、自動変速機15をコンパクトにすることができる。

更に、プラネタリギヤPRは、入力回転要素であるサンギヤS1と、固定要素であるキャリアCR1と、出力回転要素であるリングギヤR1と、を有して構成されるので、入力軸20の回転を減速回転として出力することができる。

また、プラネタリギヤユニットPUは、サンギヤS2、サンギヤS3、キャリアCR2、及びリングギヤR2により構成されるラビニヨ型プラネタリギヤであるので、例えば前進6速段、後進1速段を可能にすることができるものでありながら、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近接して配置することができ、減速回転を伝達する伝達部材240を比較的短くすることができる。

また、ブレーキB2と並列に配置され、キャリアCR2の回転を一方向に規制するワンウェイクラッチF3を備えているので、例えば正駆動時の前進1速段をクラッチC1とワンウェイクラッチF3の係合で達成できるため、例えば非走行レンジから走行レンジに切替えた際の前進1速段の達成を滑らかに行うことができる。

更に、ブレーキB2とワンウェイクラッチF3とをプラネタリギヤユニットPUの外周側に配置するので、例えばワンウェイクラッチF3をクラッチC2に隣接して（特にハブ部材223の一方向の回転を規制するために）配置した場合に比して、クラッチC1、C2が配設されている部分を軸方向にコンパクト化することができるため、カウンタギヤ50をトルクコンバータ側に近づけることがで

きる。それにより、カウンタシャフト 5 2 のギヤ 5 1 もトルクコンバータ側に近づけることができ、カウンタシャフト部 4 を軸方向に対してコンパクト化することができる。

また、速度線図に示すように、前進 6 速段、後進 1 速段を達成できるものでありながら、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近接して配置することができ、減速回転を伝達する伝達部材 2 4 0 を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機 1 5 のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機 1 5 の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、前進 6 速段及び後進 1 速段を達成するものであって、前進 4 速段にクラッチ C 1, C 2 を共に係合し、つまり前進 4 速段において直結状態となるので、前進 5 速段及び前進 6 速段でのギヤ比を高く設定することができ、特に車輻に搭載された際に、高車速で走行する車輻において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輻の静粛性に寄与することができる。

また、駆動車輪伝達機構として、駆動車輪に回転を出力するディファレンシャル部 5 と、該ディファレンシャル部 5 に係合するカウンタシャフト部 4 と、を有し、出力部材がカウンタシャフト部 4 に噛合するカウンタギヤであるので、自動変速機 1 5 を例えば F F 車輻に搭載することができる。

<第 6 の実施の形態>

以下、第 5 の実施の形態を一部変更した第 6 の実施の形態について第 2 2 図に沿って説明する。第 2 2 図は第 6 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。なお、第 6 の実施の形態は、一部変更を除き、第 5 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 2 2 図に示すように、第 6 の実施の形態に係る自動変速機 1 の自動変速機構 2 6 は、第 5 の実施の形態の自動変速機構 2 5 に対して（第 1 9 図参照）、入力側と出力側とを逆にしたものである。また、前進 1 速段乃至前進 6 速段、及び後進 1 速段において、その作用は同様のものとなる（第 2 0 図及び第 2 1 図参照）。

これにより第 5 の実施の形態と同様に、本発明に係る自動変速機構 2 6 による

と、減速回転出力手段としてのプラネタリギヤPR、クラッチC3、及び伝達部材240をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側（第22図中右方側）に配置し、クラッチC1及びクラッチC2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側（第22図中左方側）に配置し、更に、出力部材としてのカウンタギヤ50をクラッチC1及びクラッチC2とプラネタリギヤユニットPUとの間に配置したので、特にプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近接して位置に配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材240の軸方向の長さを比較的短くすることができる。それにより、自動変速機16のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、伝達部材240の軽量化によってイナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機16の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、クラッチC2は、クラッチC1の外周側を通してキャリアCR2に連結されるので、各回転要素の連結のための部材の錯綜を防止でき、自動変速機16をコンパクト化することができる。

更に、クラッチC1は、その外周側にクラッチC2が配置される構造であり、外周側に拡張することができないが、油圧サーボ262を入力軸20上に設けることによって、（例えばボス部3c上に設ける場合より）該油圧サーボ262、特に油圧サーボ262用油室262aの受圧面積を内周側に大きく確保することができ、クラッチC1の容量を増大させることができる。

また、プラネタリギヤPR、プラネタリギヤユニットPU、及びカウンタギヤ50を入力軸20と同軸上に設けるので、特に自動変速機16をFF車両に搭載した場合には、（例えば減速プラネタリギヤなどを他軸上に設ける場合に比して）駆動車輪伝達機構（例えばカウンタシャフト部4など）をコンパクト化することができ、例えば車体メンバとの干渉を防止することができ、自動変速機16の車両搭載性を向上させることができる。

また、クラッチC3が減速回転の出力を接・断するので、減速回転をサンギヤS3に出力自在にすることができるものでありながら、クラッチC3を解放することで、サンギヤS1に入力される入力軸の回転をプラネタリギヤPR、特にリングギヤR1にて空転させることができる。それにより、キャリアCR1を、プ

ブレーキを配設することなく、直接ケース 3 などに固定することができ、自動変速機 1₆ のコンパクト化、軽量化を可能にすることができる。また、キャリア C R 1 を固定するブレーキを配設しないので、サンギヤ S 3 を係止自在にするためのブレーキ B 1 をプラネタリギヤ P R の外周側に配設することが可能となる。

また、油圧サーボ 2 6 2 は入力軸 2 0 上に設けられているので、ケース 3 から 1 対のシールリング 2 8 1 で漏れ止めして入力軸 2 0 内に設けられた油路 2 0 a , 2 0 b に油を供給することで、例えば入力軸 2 0 との油圧サーボ 2 6 2 との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ 2 6 2 の油室 2 6 2 a に油を供給することができる。更に、油圧サーボ 2 6 1 , 2 6 5 は、それぞれケース 3 から延設されたボス部 3 c , 3 d から、例えば他の部材を介することなく、油を供給することができ、即ち、1 対のシールリング 2 8 0 , 2 8 2 をそれぞれ設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ 2 6 2 , 2 6 1 , 2 6 5 は、それぞれ 1 対のシールリング 2 8 1 , 2 8 0 , 2 8 2 を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機 1₆ の効率を向上させることができる。

また、摩擦板 2 7 5 がプラネタリギヤ P R の径方向外周側に配置されるので、自動変速機 1₆ を軸方向にコンパクト化することができる。また、プラネタリギヤ P R をクラッチ C 3 の油圧サーボ 2 6 5 とプラネタリギヤユニット P U との軸方向の間に配置することによって、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを隣接して配置することができるため（クラッチ C 3 の油圧サーボ 2 6 5 がプラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U との間にないため）、伝達部材 2 4 0 を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機 1₆ のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機 1₆ の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、プラネタリギヤ P R は、ダブルピニオンプラネタリギヤであるので、入力軸 2 0 の回転を減速回転として出力することができると共に、自動変速機 1₆ のギヤ比を良好に設定したとしても、プラネタリギヤユニット、減速プラネタリギヤの各回転要素を大きくすることがなく、高回転をも抑制できるため、自動変

速機 1₆ をコンパクトにすることができる。

更に、プラネタリギヤ P R は、入力回転要素であるサンギヤ S 1 と、固定要素であるキャリア C R 1 と、出力回転要素であるリングギヤ R 1 と、を有して構成されるので、入力軸 2 0 の回転を減速回転として出力することができる。

また、プラネタリギヤユニット P U は、サンギヤ S 2、サンギヤ S 3、キャリア C R 2、及びリングギヤ R 2 により構成されるラビニヨ型プラネタリギヤであるので、例えば前進 6 速段、後進 1 速段を可能にすることができるものでありながら、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近接して配置することができ、減速回転を伝達する伝達部材 2 4 0 を比較的短くすることができる。

また、ブレーキ B 2 と並列に配置され、キャリア C R 2 の回転を一方向に規制するワンウェイクラッチ F 3 を備えているので、例えば正駆動時の前進 1 速段をクラッチ C 1 とワンウェイクラッチ F 3 の係合で達成できるため、例えば非走行レンジから走行レンジに切替えた際の前進 1 速段の達成を滑らかに行うことができる。

更に、ブレーキ B 2 とワンウェイクラッチ F 3 とをプラネタリギヤユニット P U の外周側に配置するので、例えばワンウェイクラッチ F 3 をクラッチ C 2 に隣接して（特にハブ部材 2 2 3 の一方向の回転を規制するために）配置した場合に比して、クラッチ C 1、C 2 が配設されている部分を軸方向にコンパクト化することができるため、カウンタギヤ 5 0 をトルクコンバータ側に近づけることができる。それにより、カウンタシャフト 5 2 のギヤ 5 1 もトルクコンバータ側に近づけることができ、カウンタシャフト部 4 を軸方向に対してコンパクト化することができる。

また、速度線図に示すように、前進 6 速段、後進 1 速段を達成できるものでありながら、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近接して配置することができ、減速回転を伝達する伝達部材 2 4 0 を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機 1₆ のコンパクト化、軽量化を可能にすることができる。更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機 1₆ の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、前進 6 速段及び後進 1 速段を達成するものであって、前進 4 速段にクラッチ C 1, C 2 を共に係合し、つまり前進 4 速段において直結状態となるので、前進 5 速段及び前進 6 速段でのギヤ比を高く設定することができ、特に車輛に搭載された際に、高車速で走行する車輛において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輛の静粛性に寄与することができる。

また、駆動車輪伝達機構として、駆動車輪に回転を出力するディファレンシャル部 5 と、該ディファレンシャル部 5 に係合するカウンタシャフト部 4 と、を有し、出力部材がカウンタシャフト部 4 に噛合するカウンタギヤであるので、自動変速機 1₆ を例えば F F 車輛に搭載することができる。

＜第 7 の実施の形態＞

以下、第 5 の実施の形態を一部変更した第 7 の実施の形態について第 2 3 図乃至第 2 5 図に沿って説明する。第 2 3 図は第 7 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 2 4 図は第 7 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 2 5 図は第 7 の実施の形態に係る自動変速機の世界線図である。なお、第 7 の実施の形態は、一部変更を除き、第 5 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 2 3 図に示すように、第 7 の実施の形態に係る自動変速機 1 の自動変速機構 2₇ は、第 5 の実施の形態の自動変速機構 2₅ に対して（第 1 9 図参照）、プラネタリギヤ P R と、クラッチ C 3 との配置を変更したものである。

該自動変速機構 2₇ において、クラッチ（第 3 のクラッチ）C 3 は、プラネタリギヤ（減速回転出力手段、減速プラネタリギヤ）P R の、プラネタリギヤユニット P U とは反対側（図中左方側）に配置されており、該クラッチ C 3 のドラム状部材 3 3 1 の先端部内周側は、摩擦板 2 7 5 にスプライン係合している。また、該クラッチ C 3 のドラム状部材 3 3 1 は、入力軸 2 0 に接続されている。

一方、サンギヤ（入力回転要素、第 1 のサンギヤ）S 1 は、入力軸 2 0 に回転自在に支持されていると共に、ハブ部材 3 3 2 に接続されており、該ハブ部材 3 3 2 の先端部外周側には、上記摩擦板 2 7 5 がスプライン係合している。また、キャリヤ（固定要素、第 1 のキャリヤ）C R 1 は、その側板に固定部材 3 3 0 が接続されて、ケース 3 b に固定支持されている。そして、リングギヤ（出力回転

要素、第 1 のリングギヤ) R 1 の外周側にブレーキ B 1 の摩擦板 2 7 4 がスプライン係合していると共に、該リングギヤ R 1 には伝達部材 3 4 0 が接続されて、該伝達部材 3 4 0 を介してサンギヤ S 3 が接続されている。

また、クラッチ C 3 用油圧サーボ 2 6 5 の油室 2 6 5 a は、上記入力軸 2 0 に形成されている油路 2 0 c, 2 0 d と連通しており、該油路 2 0 c は、ケース 3 のボス部 3 d の油路 2 9 3 に連通している。そして、該油路 2 9 3 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 2 6 5 は、入力軸 2 0 上に配置されているため、ケース 3 のボス部 3 d と入力軸 2 0 との間をシールする 1 対のシールリング 2 8 3 によって、不図示の油圧制御装置から油室 2 6 5 a までの油路が構成されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構 2 7 の作用について第 2 3 図、第 2 4 図及び第 2 5 図に沿って説明する。なお、上記第 5 の実施の形態と同様に、第 2 5 図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニット P U の部分において、横方向最端部 (第 2 5 図中右方側) の縦軸はサンギヤ S 3 に、以降図中左方側へ順に縦軸はキャリヤ C R 2、リングギヤ R 2、サンギヤ S 2 に対応している。

第 2 3 図に示すように、クラッチ C 3 が係合することにより上記サンギヤ S 1 には、入力軸 2 0 の回転が入力される。また、上記キャリヤ C R 1 は、ケース 3 に対して回転が固定されており、上記リングギヤ R 1 は、該サンギヤ S 1 に入力される入力軸 2 0 の回転に基づき減速回転する。つまりサンギヤ S 3 には、クラッチ C 3 が係合することにより、伝達部材 3 4 0 を介してリングギヤ R 1 の減速回転が入力される。

すると、第 2 1 図及び第 2 2 図に示すように、プラネタリギヤ P R において、前進 3 速段、前進 5 速段、後進 1 速段では、クラッチ C 3 が係合されることにより入力軸 2 0 の回転がサンギヤ S 1 に入力され、固定されたキャリヤ C R 1 によりリングギヤ R 3 に減速回転が出力されて、伝達部材 3 4 0 を介してサンギヤ S 3 に減速回転が入力される。この際、リングギヤ R 1 及びサンギヤ S 3 は減速回転しているので、上記伝達部材 3 4 0 は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

一方、前進 1 速段、前進 2 速段、前進 4 速段、前進 6 速段では、伝達部材 3 4 0 を介してサンギヤ S 3 の回転がリングギヤ R 1 に入力され、クラッチ C 3 が解放されているため、第 2 5 図に示すように、サンギヤ S 1 が、該リングギヤ R 1 のそれぞれ変速段における回転と固定されたキャリア C R 1 とに基づき回転する。

なお、上記プラネタリギヤ P R 以外の作用については、上述した第 5 の実施の形態と同様であるので、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構 2 7 によると、減速回転出力手段としてのプラネタリギヤ P R、クラッチ C 3、及び伝達部材 3 4 0 をプラネタリギヤユニット P U の軸方向一方側（第 2 3 図中左方側）に配置し、クラッチ C 1 及びクラッチ C 2 をプラネタリギヤユニット P U の軸方向他方側（第 2 3 図中右方側）に配置し、更に、出力部材としてのカウンタギヤ 5 0 をクラッチ C 1 及びクラッチ C 2 とプラネタリギヤユニット P U との間に配置したので、特にプラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近接して位置に配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材 3 4 0 の軸方向の長さを比較的短くすることができる。それにより、自動変速機 1 7 のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、伝達部材 3 4 0 の軽量化によってイナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機 1 7 の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、クラッチ C 2 は、クラッチ C 1 の外周側を通してキャリア C R 2 に連結されるので、各回転要素の連結のための部材の錯綜を防止でき、自動変速機 1 7 をコンパクト化することができる。

更に、クラッチ C 1 は、その外周側にクラッチ C 2 が配置される構造であり、外周側に拡張することができないが、油圧サーボ 2 6 2 を入力軸 2 0 上に設けることによって、（例えばボス部 3 c 上に設ける場合より）該油圧サーボ 2 6 2、特に油圧サーボ 2 6 2 用油室 2 6 2 a の受圧面積を内周側に大きく確保することができ、クラッチ C 1 の容量を増大させることができる。

また、プラネタリギヤ P R、プラネタリギヤユニット P U、及びカウンタギヤ 5 0 を入力軸 2 0 と同軸上に設けるので、特に自動変速機 1 7 を F F 車両に搭載した場合には、（例えば減速プラネタリギヤなどを他軸上に設ける場合に比して）

駆動車輪伝達機構（例えばカウンタシャフト部4など）をコンパクト化することができ、例えば車体メンバとの干渉を防止することができ、自動変速機17の車両搭載性を向上させることができる。

また、例えば特開2001-263438号公報などに開示されているように、クラッチC3を、リングギヤR1とサンギヤS3との間に介在させると、減速回転を接・断する必要がある、比較的大きなものになってしまい、かつプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間が広がってしまうが、入力軸20とサンギヤS1との間に介在させることで、該クラッチC3による入力軸20の回転の接・断によってプラネタリギヤPRのリングギヤR1から出力される減速回転を接・断するので、クラッチC3をコンパクト化することができ、かつプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを比較的近い位置に配置することができる。それにより自動変速機17をコンパクト化することができる。

また、油圧サーボ262、265は入力軸20上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング281、283で漏れ止めして入力軸20内に設けられた油路20a、20b、20c、20dに油を供給することで、例えば入力軸20との油圧サーボ262、265との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ262、265の油室262a、265aに油を供給することができる。更に、油圧サーボ261は、それぞれケース3から延設されたボス部3cから、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング280をそれぞれ設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ262、261、265は、それぞれ1対のシールリング281、280、283を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機17の効率を向上させることができる。さらに、入力軸20上に油圧サーボ262、265が配置されるが、それぞれ入力軸20の一端側（図23中右方側）及び他端側（図23中左方側）に分けて配置されるため、入力軸20内の油圧サーボ用の油路（例えば油路20a及び油路20c）を重ねて設ける必要がないため、入力軸20を細くすることができ、自動変速機17をコンパクトにすることができる。

また、プラネタリギヤPRは、ダブルピニオンプラネタリギヤであるので、入

力軸 20 の回転を減速回転として出力することができると共に、自動変速機 17 のギヤ比を良好に設定したとしても、プラネタリギヤユニット、減速プラネタリギヤの各回転要素を大きくすることがなく、高回転をも抑制できるため、自動変速機 17 をコンパクトにすることができる。

更に、プラネタリギヤ P R は、入力回転要素であるサンギヤ S 1 と、固定要素であるキャリア C R 1 と、出力回転要素であるリングギヤ R 1 と、を有して構成されるので、入力軸 20 の回転を減速回転として出力することができる。

また、プラネタリギヤユニット P U は、サンギヤ S 2、サンギヤ S 3、キャリア C R 2、及びリングギヤ R 2 により構成されるラビニヨ型プラネタリギヤであるので、例えば前進 6 速段、後進 1 速段を可能にすることができるものでありながら、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近接して配置することができ、減速回転を伝達する伝達部材 340 を比較的短くすることができる。

また、ブレーキ B 2 と並列に配置され、キャリア C R 2 の回転を一方向に規制するワンウェイクラッチ F 3 を備えているので、例えば正駆動時の前進 1 速段をクラッチ C 1 とワンウェイクラッチ F 3 の係合で達成できるため、例えば非走行レンジから走行レンジに切替えた際の前進 1 速段の達成を滑らかに行うことができる。

更に、ブレーキ B 2 とワンウェイクラッチ F 3 とをプラネタリギヤユニット P U の外周側に配置するので、例えばワンウェイクラッチ F 3 をクラッチ C 2 に隣接して（特にハブ部材 223 の一方向の回転を規制するために）配置した場合に比して、クラッチ C 1、C 2 が配設されている部分を軸方向にコンパクト化することができるため、カウンタギヤ 50 をトルクコンバータ側に近づけることができる。それにより、カウンタシャフト 52 のギヤ 51 もトルクコンバータ側に近づけることができ、カウンタシャフト部 4 を軸方向に対してコンパクト化することができる。

また、速度線図に示すように、前進 6 速段、後進 1 速段を達成できるものでありながら、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近接して配置することができ、減速回転を伝達する伝達部材 340 を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機 17 のコンパクト化、軽量化を可能にすることが

でき、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機 1₇の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、前進 6 速段及び後進 1 速段を達成するものであって、前進 4 速段にクラッチ C 1、C 2 を共に係合し、つまり前進 4 速段において直結状態となるので、前進 5 速段及び前進 6 速段でのギヤ比を高く設定することができ、特に車輛に搭載された際に、高車速で走行する車輛において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輛の静粛性に寄与することができる。

また、駆動車輪伝達機構として、駆動車輪に回転を出力するディファレンシャル部 5 と、該ディファレンシャル部 5 に係合するカウンタシャフト部 4 と、を有し、出力部材がカウンタシャフト部 4 に噛合するカウンタギヤであるので、自動変速機 1₇を例えば F F 車輛に搭載することができる。

<第 8 の実施の形態>

以下、第 5 の実施の形態を一部変更した第 8 の実施の形態について第 2 6 図乃至第 2 8 図に沿って説明する。第 2 6 図は第 8 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 2 7 図は第 8 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 2 8 図は第 8 の実施の形態に係る自動変速機の世界線図である。なお、第 8 の実施の形態は、一部変更を除き、第 5 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 2 6 図に示すように、第 8 の実施の形態に係る自動変速機 1 の自動変速機構 2₈は、第 5 の実施の形態の自動変速機構 2₅に対して（第 1 9 図参照）、クラッチ C 3 の代わりにブレーキ（第 3 のブレーキ）B 3 を配置し、プラネタリギヤ P R のキャリヤ（固定要素、第 1 のキャリヤ）C R 1 をブレーキ B 3 により固定自在にしたものである。

該自動変速機構 2₇において、ブレーキ B 3 は、プラネタリギヤ（減速回転出力手段、減速プラネタリギヤ）P R の、プラネタリギヤユニット P U とは反対側（図中左方側）に配置されている。該ブレーキ B 3 は、油圧サーボ 2 6 6、摩擦板 2 7 6、ハブ部材 4 3 2 を有しており、該油圧サーボ 2 6 6 は、摩擦板 2 7 6 を押圧するためのピストン部材 2 6 6 b と、ケース 3 b の一部に形成されたシリ

シリンダ部 266e と、該ピストン部材 266b と該シリンダ部 266e との間にシールリング 266f, 266g によってシールされて形成される油室 266a と、該ピストン部材 266b を該油室 266a の方向に付勢するリターンズプリング 266c と、該リターンズプリング 266c の付勢を受け止めるリターンプレート 266d と、により構成されている。

該ブレーキ B3 のハブ部材 432 は、キャリア CR1 の一方の側板に接続されており、該キャリア CR1 の他方の側板 434 は、入力軸 20 に回転自在に支持されている。また、サンギヤ（入力回転要素、第 1 のサンギヤ）S1 は入力軸 20 に接続されている。そして、リングギヤ（出力回転要素、第 1 のリングギヤ）R1 の外周側にブレーキ B1 の摩擦板 274 がスプライン係合していると共に、該リングギヤ R1 には伝達部材 440 が接続されて、該伝達部材 440 を介してサンギヤ S3 が接続されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構 28 の作用について第 26 図、第 27 図及び第 28 図に沿って説明する。なお、上記第 5 の実施の形態と同様に、第 28 図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニット PU の部分において、横方向最端部（第 28 図中右方側）の縦軸はサンギヤ S3 に、以降図中左方側へ順に縦軸はキャリア CR2、リングギヤ R2、サンギヤ S2 に対応している。

第 26 図に示すように、ブレーキ B3 が係止することにより上記キャリア CR1 は、ケース 3b に対して固定される。また、サンギヤ S1 には、入力軸 20 の回転が入力されており、上記リングギヤ R1 は、該キャリア CR1 が固定されることにより、該サンギヤ S1 に入力される入力軸 20 の回転に基づき減速回転する。つまりサンギヤ S3 には、ブレーキ B3 が係合することにより、伝達部材 440 を介してリングギヤ R1 の減速回転が入力される。

すると、第 27 図及び第 28 図に示すように、プラネタリギヤ PR において、前進 3 速段、前進 5 速段、後進 1 速段では、ブレーキ B3 が係止されることによりキャリア CR1 が固定され、入力軸 20 の回転が入力されているサンギヤ S1 の回転によりリングギヤ R3 に減速回転が出力されて、伝達部材 440 を介して

サンギヤS 3に減速回転が入力される。この際、リングギヤR 1及びサンギヤS 3は減速回転しているので、上記伝達部材4 4 0は、比較的大きなトルク伝達を行っている。一方、前進1速段、前進2速段、前進4速段、前進6速段では、伝達部材4 4 0を介してサンギヤS 3の回転がリングギヤR 1に入力され、ブレーキB 3が解放されているため、第28図に示すように、キャリアC R 1が、該リングギヤR 1のそれぞれ変速段における回転と入力軸2 0の回転のサンギヤS 1とに基づき回転する。

なお、上記プラネタリギヤP R以外の作用については、上述した第5の実施の形態と同様であるので、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構2 8によると、減速回転出力手段としてのプラネタリギヤP R、ブレーキB 3、及び伝達部材4 4 0をプラネタリギヤユニットP Uの軸方向一方側（第26図中左方側）に配置し、クラッチC 1及びクラッチC 2をプラネタリギヤユニットP Uの軸方向他方側（第26図中右方側）に配置し、更に、出力部材としてのカウンタギヤ5 0をクラッチC 1及びクラッチC 2とプラネタリギヤユニットP Uとの間に配置したので、特にプラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとを近接して位置に配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材3 4 0の軸方向の長さを比較的小くすることができる。それにより、自動変速機1 8のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、伝達部材4 4 0の軽量化によってイナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機1 8の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、クラッチC 2は、クラッチC 1の外周側を通してキャリアC R 2に連結されるので、各回転要素の連結のための部材の錯綜を防止でき、自動変速機1 8をコンパクト化することができる。

更に、クラッチC 1は、その外周側にクラッチC 2が配置される構造であり、外周側に拡張することができないが、油圧サーボ2 6 2を入力軸2 0上に設けることによって、（例えばボス部3 c上に設ける場合より）該油圧サーボ2 6 2、特に油圧サーボ2 6 2用油室2 6 2 aの受圧面積を内周側に大きく確保することができ、クラッチC 1の容量を増大させることができる。

また、プラネタリギヤPR、プラネタリギヤユニットPU、及びカウンタギヤ50を入力軸20と同軸上に設けるので、特に自動変速機1_gをFF車両に搭載した場合には、(例えば減速プラネタリギヤなどを他軸上に設ける場合に比して)駆動車輪伝達機構(例えばカウンタシャフト部4など)をコンパクト化することができ、例えば車体メンバとの干渉を防止することができ、自動変速機1_gの車両搭載性を向上させることができる。

また、ブレーキB3の係合により減速回転の出力を接・断するので、例えば減速回転を接・断するクラッチに比して、ブレーキB3をコンパクト化することができ、かつプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近接して配置することができる。それにより自動変速機1_gのコンパクト化、軽量化を可能にすることができる。

また、油圧サーボ262は入力軸20上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング281で漏れ止めして入力軸20内に設けられた油路20a, 20bに油を供給することで、例えば入力軸20との油圧サーボ262との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ262の油室262aに油を供給することができる。更に、油圧サーボ261は、それぞれケース3から延設されたボス部3cから、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング280をそれぞれ設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ262, 261は、それぞれ1対のシールリング281, 280を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機1_gの効率を向上させることができる。

また、プラネタリギヤPRは、ダブルピニオンプラネタリギヤであるので、入力軸20の回転を減速回転として出力することができると共に、自動変速機1_gのギヤ比を良好に設定したとしても、プラネタリギヤユニット、減速プラネタリギヤの各回転要素を大きくすることがなく、高回転をも抑制できるため、自動変速機1_gをコンパクトにすることができる。

更に、プラネタリギヤPRは、入力回転要素であるサンギヤS1と、固定要素であるキャリヤCR1と、出力回転要素であるリングギヤR1と、を有して構成

されるので、入力軸 20 の回転を減速回転として出力することができる。

また、プラネタリギヤユニット P U は、サンギヤ S 2、サンギヤ S 3、キャリア C R 2、及びリングギヤ R 2 により構成されるラビニヨ型プラネタリギヤであるので、例えば前進 6 速段、後進 1 速段を可能にすることができるものでありながら、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近接して配置することができ、減速回転を伝達する伝達部材 4 4 0 を比較的短くすることができる。

また、ブレーキ B 2 と並列に配置され、キャリア C R 2 の回転を一方向に規制するワンウェイクラッチ F 3 を備えているので、例えば正駆動時の前進 1 速段をクラッチ C 1 とワンウェイクラッチ F 3 の係合で達成できるため、例えば非走行レンジから走行レンジに切換えた際の前進 1 速段の達成を滑らかに行うことができる。

更に、ブレーキ B 2 とワンウェイクラッチ F 3 とをプラネタリギヤユニット P U の外周側に配置するので、例えばワンウェイクラッチ F 3 をクラッチ C 2 に隣接して（特にハブ部材 2 2 3 の一方向の回転を規制するために）配置した場合に比して、クラッチ C 1、C 2 が配設されている部分を軸方向にコンパクト化することができるため、カウンタギヤ 5 0 をトルクコンバータ側に近づけることができる。それにより、カウンタシャフト 5 2 のギヤ 5 1 もトルクコンバータ側に近づけることができ、カウンタシャフト部 4 を軸方向に対してコンパクト化することができる。

また、速度線図に示すように、前進 6 速段、後進 1 速段を達成できるものでありながら、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近接して配置することができ、減速回転を伝達する伝達部材 4 4 0 を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機 1 8 のコンパクト化、軽量化を可能にすることができる。更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機 1 8 の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、前進 6 速段及び後進 1 速段を達成するものであって、前進 4 速段にクラッチ C 1、C 2 を共に係合し、つまり前進 4 速段において直結状態となるので、前進 5 速段及び前進 6 速段でのギヤ比を高く設定することができ、特に車輛に搭

載された際に、高車速で走行する車輛において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輛の静粛性に寄与することができる。

また、駆動車輪伝達機構として、駆動車輪に回転を出力するディファレンシャル部 5 と、該ディファレンシャル部 5 に係合するカウンタシャフト部 4 と、を有し、出力部材がカウンタシャフト部 4 に噛合するカウンタギヤであるので、自動変速機 1_gを例えば F F 車輛に搭載することができる。

＜第 9 の実施の形態＞

以下、第 1、第 2 及び第 5 の実施の形態を一部変更した第 9 の実施の形態について第 29 図乃至第 31 図に沿って説明する。第 29 図は第 9 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 30 図は第 9 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 31 図は第 9 の実施の形態に係る自動変速機の世界速度線図である。なお、第 9 の実施の形態は、一部変更を除き、第 1、第 2 及び第 5 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

まず、第 9 の実施の形態に係る自動変速機 1 の自動変速機構 2_gについて第 29 図に沿って説明する。第 29 図に示すように、入力軸 20 上には、プラネタリギヤユニット P U とプラネタリギヤ（減速回転出力手段、減速プラネタリギヤ）P R とを有している。該プラネタリギヤユニット P U は、4 つの回転要素としてサンギヤ（第 3 の回転要素、第 2 のサンギヤ）S 2、キャリア（第 2 の回転要素、第 2 のキャリア）C R 2、リングギヤ（第 4 の回転要素、第 2 のリングギヤ）R 2、及びサンギヤ（第 1 の回転要素、第 3 のサンギヤ）S 3 を有し、該キャリア C R 2 に、側板 542、544 に支持されてサンギヤ S 2 及びリングギヤ R 2 に噛合するロングピニオン P L と、サンギヤ S 3 に噛合するショートピニオン P S とを、互いに噛合する形で有している、いわゆるラビニヨ型プラネタリギヤである。また、上記プラネタリギヤ P R は、キャリア（固定要素、第 1 のキャリア）C R 1 に、リングギヤ（出力回転要素、第 1 のリングギヤ）R 1 に噛合するピニオン P 2 及びサンギヤ（入力回転要素、第 1 のサンギヤ）S 1 に噛合するピニオン P 1 を互いに噛合する形で有している、いわゆるダブルピニオンプラネタリギヤである。

上記入力軸 20 上には、内周側に、油圧サーボ 565、摩擦板 572、クラッ

チドラム（第１のクラッチドラム）を形成するドラム状部材５２２と、キャリアＣＲ２に連結されるハブ部材（第２の回転要素に連結する部材）５２３、を有する多板式クラッチ（第１のクラッチ）Ｃ３と、その外周側に、油圧サーボ２６２、摩擦板５７１、クラッチドラム（第２のクラッチドラム）を形成するドラム部材５２４、サンギヤＳ２に連結されるハブ部材（第３の回転要素に連結する部材）５２５、を有する多板式クラッチ（第２のクラッチ）Ｃ２と、が配置されている。

該油圧サーボ５６５は、摩擦板２７２を押圧するためのピストン部材（第１のピストン）５６５ｂと、シリンダ部５６５ｅを有するドラム状部材５２２と、該ピストン部材５６５ｂと該シリンダ部５６５ｅとの間にシールリング５６５ｆ、５６５ｇによってシールされて形成される油室（第１の油圧サーボ用油圧室）５６５ａと、該ピストン部材５６５ｂを該油室５６５ａの方向に付勢するリターンスプリング５６５ｃと、該リターンスプリング５６５ｃの付勢を受け止めるリターンプレート５６５ｄと、により構成されている。該油室５６５ａは、上記入力軸２０に形成されている油路２０ａ、２０ｂと連通しており、該油路２０ａは、ケース３の一端に延設され、入力軸２０上にスリーブ状に設けられているボス部３ｃの油路５９１に連通している。そして、該油路５９１は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ５６５は、入力軸２０上に配置されているため、ケース３のボス部３ｃと入力軸２０との間をシールする１対のシールリング５８１によって、不図示の油圧制御装置から油室５６５ａまでの油路が構成されている。

また、該油圧サーボ５６２は、摩擦板２７１を押圧するためのピストン部材（第２のピストン）５６２ｂと、シリンダ部材５６２ｅを有するドラム状部材５２４と、該ピストン部材５６２ｂと該シリンダ部材５６２ｅとの間にシールリング５６２ｆ、５６２ｇによってシールされて形成される油室（第２の油圧サーボ用油圧室）５６２ａと、該ピストン部材５６２ｂを該油室５６２ａの方向に付勢するリターンスプリング５６２ｃと、該リターンスプリング５６２ｃの付勢を受け止めるリターンプレート５６２ｄと、により構成されている。該油室５６２ａは、上記ボス部３ｃの油路５９２に連通しており、該油路５９２は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ５６２は、ケース３のボス部３ｃ

とシリンダ部材 5 6 2 e との間をシールする 1 対のシールリング 5 8 0 によって、不図示の油圧制御装置から油室 5 6 2 a までの油路が構成されている。

また、ハブ部材 5 2 5 の外周側には、油圧サーボ 5 6 3、摩擦板 5 7 4、を有する多板式ブレーキ（第 3 のブレーキ）B 2 が配置されている。該油圧サーボ 5 6 3 は、摩擦板 5 7 4 を押圧するためのピストン部材 5 6 3 b と、ケース 3 b の一部に形成されたシリンダ部 5 6 3 e と、該ピストン部材 5 6 3 b と該シリンダ部 5 6 3 e との間にシールリング 5 6 3 f、5 6 3 g によってシールされて形成される油室 5 6 3 a と、該ピストン部材 5 6 3 b を該油室 5 6 3 a の方向に付勢するリターンスプリング 5 6 3 c と、該リターンスプリング 5 6 3 c の付勢を受け止めるリターンプレート 5 6 3 d と、により構成されている。

即ち、上記入力軸 2 0 には、上記ドラム状部材 5 2 2 が接続されており、該ドラム状部材 5 2 2 の先端部内周側には、クラッチ C 3 用油圧サーボ 5 6 5 によって係合自在となっているクラッチ C 3 がスプライン係合する形で配置されて、該クラッチ C 3 の内周側がハブ部材 5 2 3 にスプライン係合する形で接続されている。そして、該ハブ部材 5 2 3 は、上記サンギヤ S 2 に接続されている。また、上記ドラム状部材 5 2 4 の先端部内周側には、クラッチ C 2 用油圧サーボ 5 6 2 により係合自在となっているクラッチ C 2 がスプライン係合する形で配置されており、該クラッチ C 2 の内周側には、ハブ部材 5 2 5 がスプライン係合する形で接続されている。また、該ドラム状部材 5 2 5 の外周側には、ブレーキ B 2 用油圧サーボ 5 6 3 により係止自在となっているブレーキ B 2 がスプライン係合する形で配置されている。そして、該ハブ部材 5 2 5 は、上記キャリヤ C R 2 に接続されている。

一方、入力軸 2 0 の他端上（図中左方）には、油圧サーボ 5 6 1、摩擦板 5 7 5、クラッチドラム（第 3 のクラッチドラム）を形成するドラム状部材 5 3 1、を有する多板式クラッチ（第 3 のクラッチ）C 1 が配置されている。該油圧サーボ 5 6 1 は、摩擦板 5 7 5 を押圧するためのピストン部材 5 6 1 b と、シリンダ部 5 6 1 e を有するドラム状部材 5 3 1 と、該ピストン部材 5 6 1 b と該シリンダ部 5 6 1 e との間にシールリング 5 6 1 f、5 6 1 g によってシールされて形成される油室 5 6 1 a と、該ピストン部材 5 6 1 b を該油室 5 6 1 a の方向に付

勢するリターンズプリング 5 6 1 c と、該リターンズプリング 5 6 1 c の付勢を受け止めるリターンプレート 5 6 1 d と、により構成されている。なお、ドラム状部材 5 3 1 からなるクラッチドラムは、プラネタリギヤ P R の方向に開口しており、該プラネタリギヤ P R は、油圧サーボ 5 6 1 とプラネタリギヤユニット P U との軸方向の間に配置されている。また、摩擦板 5 7 5 がプラネタリギヤ P R の径方向外径側に重なる位置に配置されている。

該油室 5 6 1 a は、ケース 3 の、上記ボス部 3 c とは反対側の他端に延設され、入力軸 2 0 上にスリーブ状に設けられているボス部 3 d の油路 5 9 3 に連通しており、該油路 5 9 3 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 5 6 1 は、ケース 3 のボス部 3 d とシリンダ部 5 6 1 e を有するドラム状部材 5 3 2 との間をシールする 1 対のシールリング 5 8 2 によって、不図示の油圧制御装置から油室 5 6 1 a までの油路が構成されている。

即ち、上記ボス部 3 d 上には、図中左方側において、ドラム状部材 5 3 1 が該ボス部 3 d に回転自在に支持されており、該ドラム状部材 5 6 1 の先端部内周側には、クラッチ C 1 用油圧サーボ 5 6 1 により係合自在となっているクラッチ C 1 がスプライン係合する形で配置されている。該クラッチ C 1 の内周側には、上記リングギヤ R 1 が形成されているハブ部材 5 3 2 がスプライン係合する形で配置されており、該ハブ部材 5 3 2 は、ボス部 3 d に回転自在に支持されている。また、キャリア C R 1 は、ピニオン P 1 及びピニオン P 2 を有しており、該ピニオン P 2 は上記リングギヤ R 1 に噛合し、該ピニオン P 1 は、入力軸 2 0 に接続されたサンギヤ S 1 に噛合している。該キャリア C R 1 は、側板 6 3 3 を介してケース 3 b に固定されている。

そして、上記クラッチ C 1 がスプライン係合しているドラム状部材 5 3 1 は、上記ボス部 3 d 上に回転自在に支持され、クラッチ C 1 が係合した際にリングギヤ R 1 の回転を伝達する伝達部材 5 4 0 が接続されており、また、該伝達部材 5 4 0 の他方側には、上記プラネタリギヤユニット P U のサンギヤ S 3 が接続されている。

一方、プラネタリギヤユニット P U の外周側には、油圧サーボ 5 6 4、摩擦板 5 7 3、ハブ部材 5 4 7 を有する多板式ブレーキ（第 2 のブレーキ）B 1 とワン

ウェイクラッチ（第１のワンウェイクラッチ）Ｆ３とが配置されている。該油圧サーボ５６４は、摩擦板５７３を押圧するためのピストン部材５６４ｂと、ケース３ｂの一部に形成されたシリンダ部５６４ｅと、該ピストン部材５６４ｂと該シリンダ部５６４ｅとの間にシールリング５６４ｆ、５６４ｇによってシールされて形成される油室５６４ａと、該ピストン部材５６４ｂを該油室５６４ａの方向に付勢するリターンスプリング５６４ｃと、該リターンスプリング５６４ｃの付勢を受け止めるリターンプレート５６４ｄと、により構成されている。

即ち、上記プラネタリギヤユニットＰＵのキャリアＣＲ２の側板５４２には、上記ブレーキＢ２がスプライン係合している形のハブ部材５４７が接続されており、また、該ハブ部材５４７にはワンウェイクラッチＦ３のインナーレースが接続されている。そして、該キャリアＣＲ２のロングピニオンＰＬには、上記リングギヤＲ２が噛合しており、該リングギヤＲ２の一端には連結部材５４５が接続されて、該リングギヤＲ２が該連結部材５４５を介してカウンタギヤ５０に連結されている。

以上説明したように、プラネタリギヤユニットＰＵの軸方向一方側にプラネタリギヤＰＲが、軸方向他方側にクラッチＣ２、クラッチＣ３及びブレーキＢ１が、クラッチＣ２、クラッチＣ３及びブレーキＢ１とプラネタリギヤユニットＰＵとの間にカウンタギヤ５０が配置されている。また、クラッチＣ１はプラネタリギヤＰＲの外周側に、ブレーキＢ２はプラネタリギヤユニットＰＵの外周側に、それぞれ配置されている。また、プラネタリギヤＰＲ、プラネタリギヤユニットＰＵ、及びカウンタギヤ５０は、入力軸２０と同軸上に設けられて構成されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構２９の作用について第２９図、第３０図及び第３１図に沿って説明する。なお、第３１図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニットＰＵの部分において、横方向最端部（第３１図中右方側）の縦軸はサンギヤＳ３に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤＲ２、キャリアＣＲ２、サンギヤＳ２に対応している。

第２９図に示すように、上記サンギヤＳ２には、クラッチＣ２が係合すること

により入力軸 20 の回転が入力されると共に、該サンギヤ S 1 は、ブレーキ B 1 の係止により回転が固定自在となっている。上記キャリヤ C R 2 には、クラッチ C 3 が係合することにより入力軸 20 の回転が入力されると共に、該キャリヤ C R 2 は、ブレーキ B 2 の係止により回転が固定自在となっており、また、ワンウェイクラッチ F 3 により一方向の回転が規制されている。

一方、上記サンギヤ S 1 は、入力軸 20 に接続されており、該入力軸 20 の回転が入力され、また、上記キャリヤ C R 1 はケース 3 b に接続されて回転が固定されており、それによってリングギヤ R 1 は減速回転する。また、クラッチ C 1 が係合することにより、該リングギヤ R 1 の減速回転がサンギヤ S 3 に入力される。

そして、上記リングギヤ R 2 の回転は、上記カウンタギヤ 50 に出力され、該カウンタギヤ 50、上記カウンタシャフト部 4 及びディファレンシャル部 5（第 1 図参照）を介して不図示の駆動車輪に出力される。

D（ドライブ）レンジにおける前進 1 速段では、第 30 図に示すように、クラッチ C 1 及びワンウェイクラッチ F 3 が係合される。すると、第 31 図に示すように、クラッチ C 1、伝達部材 540 を介してリングギヤ R 1 の減速回転がサンギヤ S 3 に入力される。また、キャリヤ C R 2 の回転が一方向（正転回転方向）に規制されて、つまりキャリヤ C R 2 の逆転回転が防止されて固定された状態になる。そして、サンギヤ S 3 に入力された減速回転と、固定されたキャリヤ C R 2 とにより、リングギヤ R 2 が前進 1 速段としての正転回転となり、その回転がカウンタギヤ 50 から出力される。

なお、エンジンプレーキ時（コースト時）には、ブレーキ B 1 を係止してキャリヤ C R 2 を固定し、該キャリヤ C R 2 の正転回転を防止する形で、上記前進 1 速段の状態を維持する。また、該前進 1 速段では、ワンウェイクラッチ F 3 によりキャリヤ C R 2 の逆転回転を防止し、かつ正転回転を可能にするので、例えば非走行レンジから走行レンジに切替えた際の前進 1 速段の達成を、ワンウェイクラッチの自動係合により滑らかに行うことができる。なお、この際、サンギヤ S 3 及びリングギヤ R 1 は減速回転しているので、上記伝達部材 540 は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進２速段では、第３０図に示すように、クラッチＣ１が係合され、ブレーキＢ２が係止される。すると、第３１図に示すように、クラッチＣ１、伝達部材５４０を介してリングギヤＲ１の減速回転がサンギヤＳ３に入力されると共に、サンギヤＳ２の回転がブレーキＢ２により固定される。それにより、キャリアＣＲ２が僅かに減速回転し、サンギヤＳ３に入力された減速回転と、該僅かな減速回転のキャリアＣＲ２とにより、リングギヤＲ２が前進２速段としての正転回転となり、その回転がカウンタギヤ５０から出力される。なお、この際も、サンギヤＳ３及びリングギヤＲ１は減速回転しているので、上記伝達部材５４０は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進３速段では、第３０図に示すように、クラッチＣ１及びクラッチＣ２が係合される。すると、第３１図に示すように、クラッチＣ１、伝達部材５４０を介してリングギヤＲ１の減速回転がサンギヤＳ３に入力されると共に、クラッチＣ２の係合によりサンギヤＳ２に入力軸２０の回転が入力される。すると、サンギヤＳ２に入力された入力軸２０の回転と、サンギヤＳ３の減速回転とにより、キャリアＣＲ２が、該サンギヤＳ３の減速回転より僅かに大きな減速回転となる。そして、サンギヤＳ２の入力回転と、サンギヤＳ３の減速回転とにより、リングギヤＲ２が前進３速段としての正転回転となり、その回転がカウンタギヤ５０から出力される。なお、この際も、サンギヤＳ３及びリングギヤＲ１は減速回転しているので、上記伝達部材５４０は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進４速段では、第３０図に示すように、クラッチＣ１及びクラッチＣ３が係合される。すると、第３１図に示すように、クラッチＣ１、伝達部材５４０を介してリングギヤＲ１の減速回転がサンギヤＳ３に入力されると共に、クラッチＣ３を介してキャリアＣＲ２に入力軸２０の回転が入力される。そして、キャリアＣＲ２に入力された入力軸２０の回転と、サンギヤＳ３の減速回転とにより、リングギヤＲ２が前進４速段としての正転回転となり、その回転がカウンタギヤ５０から出力される。なお、この際も、サンギヤＳ３及びリングギヤＲ１は減速回転しているので、上記伝達部材５４０は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進5速段では、第30図に示すように、クラッチC2及びクラッチC3が係合される。すると、第31図に示すように、クラッチC3を介してキャリアCR2に入力軸20の回転が入力されると共に、クラッチC2を介してサンギヤS2に入力軸20の回転が入力される。そして、サンギヤS2に入力された入力軸20の回転と、キャリアCR2に入力された入力軸20の回転とにより、つまりリングギヤR2が直結回転の状態となって、前進5速段として入力軸20と同回転の正転回転となり、その回転がカウンタギヤ50から出力される。

D（ドライブ）レンジにおける前進6速段では、第30図に示すように、クラッチC3が係合され、ブレーキB2が係止される。すると、第31図に示すように、クラッチC3を介してキャリアCR2に入力軸20の回転が入力されると共に、ブレーキB2の係止によりサンギヤS2の回転が固定される。そして、キャリアCR2に入力された入力軸20の回転と、固定されたサンギヤS2とにより、リングギヤR2が前進6速段としての増速回転となり、その回転がカウンタギヤ50から出力される。

R（リバース）レンジにおける後進1速段では、第30図に示すように、クラッチC2が係合され、ブレーキB1が係止される。すると、第31図に示すように、クラッチC2の係合によりサンギヤS2に入力軸20の回転が入力されると共に、ブレーキB1の係止によりキャリアCR2の回転が固定される。そして、サンギヤS2に入力された入力軸20の回転と、固定されたキャリアCR2とにより、リングギヤR2が後進1速段としての逆転回転となり、その回転がカウンタギヤ50から出力される。

P（パーキング）レンジ及びN（ニュートラル）レンジでは、特にクラッチC1、クラッチC2及びクラッチC3が解放されており、入力軸20とカウンタギヤ50との間の動力伝達が切断状態であって、自動変速機構29全体としては空転状態（ニュートラル状態）となる。なお、キャリアCR2を固定するブレーキB1が係止されているが、これは該ブレーキB1の頻繁な係止・解放の繰り返しを防止するものであって、特に自動変速機構29内のその他の回転要素の回転状態に影響を与えるものではない。

以上のように、本発明に係る自動変速機構 2₉によると、減速回転出力手段としてのプラネタリギヤ P R、クラッチ C 1、及び伝達部材 5 4 0 をプラネタリギヤユニット P U の軸方向一方側（第 2 9 図中左方側）に配置し、クラッチ C 2 及びクラッチ C 3 をプラネタリギヤユニット P U の軸方向他方側（第 2 9 図中右方側）に配置し、更に、出力部材としてのカウンタギヤ 5 0 をクラッチ C 2 及びクラッチ C 3 とプラネタリギヤユニット P U との間に配置したので、特にプラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近接して位置に配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材 5 4 0 の軸方向の長さを比較的短くすることができる。それにより、自動変速機 1₉ のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、伝達部材 5 4 0 の軽量化によってイナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機 1₉ の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、クラッチ C 2 は、クラッチ C 3 の外周側を通してキャリア C R 2 に連結されるので、各回転要素の連結のための部材の錯綜を防止でき、自動変速機 1₉ をコンパクト化することができる。

更に、クラッチ C 3 は、その外周側にクラッチ C 2 が配置される構造であり、外周側に拡張することができないが、油圧サーボ 5 6 5 を入力軸 2 0 上に設けることによって、（例えばボス部 3 c 上に設ける場合より）該油圧サーボ 5 6 5、特に油圧サーボ 5 6 5 用油室 5 6 5 a の受圧面積を内周側に大きく確保することができ、クラッチ C 3 の容量を増大させることができる。

また、プラネタリギヤ P R、プラネタリギヤユニット P U、及びカウンタギヤ 5 0 を入力軸 2 0 と同軸上に設けるので、特に自動変速機 1₉ を F F 車両に搭載した場合には、（例えば減速プラネタリギヤなどを他軸上に設ける場合に比して）駆動車輪伝達機構（例えばカウンタシャフト部 4 など）をコンパクト化することができ、例えば車体メンバとの干渉を防止することができ、自動変速機 1₉ の車両搭載性を向上させることができる。

また、クラッチ C 1 が減速回転の出力を接・断するので、減速回転をサンギヤ S 3 に出力自在にすることができるものでありながら、クラッチ C 1 を解放することで、サンギヤ S 1 に入力される入力軸の回転をプラネタリギヤ P R、特にリ

ングギヤR 1にて空転させることができる。それにより、キャリアC R 1を、ブレーキを配設することなく、直接ケース3などに固定することができ、自動変速機1₉のコンパクト化、軽量化を可能にすることができる。

また、油圧サーボ5 6 5は入力軸2 0上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング2 8 1で漏れ止めして入力軸2 0内に設けられた油路2 0 a, 2 0 bに油を供給することで、例えば入力軸2 0との油圧サーボ5 6 5との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ5 6 5の油室5 6 5 aに油を供給することができる。更に、油圧サーボ5 6 2, 5 6 1は、それぞれケース3から延設されたボス部3 c, 3 dから、例えば他の部材を介することなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング5 8 0, 5 8 2をそれぞれ設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ5 6 5, 5 6 2, 5 6 1は、それぞれ1対のシールリング5 8 1, 5 8 0, 5 8 2を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機1₉の効率を向上させることができる。

また、摩擦板5 7 5がプラネタリギヤP Rの径方向外周側に配置されるので、自動変速機1₉を軸方向にコンパクト化することができる。また、プラネタリギヤP RをクラッチC 1の油圧サーボ5 6 1とプラネタリギヤユニットP Uとの軸方向の間に配置することによって、プラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとを隣接して配置することができるため（クラッチC 1の油圧サーボ5 6 1がプラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとの間にないため）、伝達部材5 4 0を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機1₉のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機1₉の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、プラネタリギヤP Rは、ダブルピニオンプラネタリギヤであるので、入力軸2 0の回転を減速回転として出力することができると共に、自動変速機1₉のギヤ比を良好に設定したとしても、プラネタリギヤユニット、減速プラネタリギヤの各回転要素を大きくすることがなく、高回転をも抑制できるため、自動変速機1₉をコンパクトにすることができる。

更に、プラネタリギヤPRは、入力回転要素であるサンギヤS1と、固定要素であるキャリアCR1と、出力回転要素であるリングギヤR1と、を有して構成されるので、入力軸20の回転を減速回転として出力することができる。

また、プラネタリギヤユニットPUは、サンギヤS2、サンギヤS3、キャリアCR2、及びリングギヤR2により構成されるラビニヨ型プラネタリギヤであるので、例えば前進6速段、後進1速段を可能にすることができるものでありながら、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近接して配置することができ、減速回転を伝達する伝達部材540を比較的短くすることができる。

また、ブレーキB1と並列に配置され、キャリアCR2の回転を一方向に規制するワンウェイクラッチF3を備えているので、例えば正駆動時の前進1速段をクラッチC1とワンウェイクラッチF3の係合で達成できるため、例えば非走行レンジから走行レンジに切替えた際の前進1速段の達成を滑らかに行うことができる。

更に、ブレーキB1とワンウェイクラッチF3とをプラネタリギヤユニットPUの外周側に配置するので、例えばワンウェイクラッチF3をクラッチC2に隣接して（特にハブ部材523の一方向の回転を規制するために）配置した場合に比して、クラッチC1、C2が配設されている部分を軸方向にコンパクト化することができるため、カウンタギヤ50をトルクコンバータ側に近づけることができる。それにより、カウンタシャフト52のギヤ51もトルクコンバータ側に近づけることができ、カウンタシャフト部4を軸方向に対してコンパクト化することができる。

また、速度線図に示すように、前進6速段、後進1速段を達成できるものでありながら、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近接して配置することができ、減速回転を伝達する伝達部材540を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機19のコンパクト化、軽量化を可能にすることができる。更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機19の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、本自動変速機構29は、前進5速段において直結状態となり、つまり減

速回転を前記 1 速段から前進 4 速段までの 4 段にわたって出力することができ、特に自動変速機構 2₉を車輦に搭載した際に、車輦の低中速領域での変速を細分化することができる。それにより、特に車輦の低中速領域において、例えばエンジン等の駆動源の最良効率となる回転数領域をより多く使用することが可能となり、燃費の向上を図ることができる。更に、前進 5 速段の際に直結状態とするので、前進 6 速段のみをオーバードライブとすることができ、例えば前進 4 速段の際に直結状態となって前進 5 速段及び前進 6 速段がオーバードライブとなるものに比して、最終減速比を小さくすることができる。それにより、例えばディファレンシャル部 5 のデフリングギヤ径を小さくすることができ、入力軸 20 とディファレンシャル部 5 の軸との軸間距離を短縮することができ、特に F F 車輦に搭載した場合には、自動変速機 1₉をコンパクトにすることができる。

また、駆動車輪伝達機構として、駆動車輪に回転を出力するディファレンシャル部 5 と、該ディファレンシャル部 5 に係合するカウンタシャフト部 4 と、を有し、出力部材がカウンタシャフト部 4 に噛合するカウンタギヤであるので、自動変速機 1₉を例えば F F 車輦に搭載することができる。

<第 10 の実施の形態>

以下、第 9 の実施の形態を一部変更した第 10 の実施の形態について第 32 図乃至第 34 図に沿って説明する。第 32 図は第 10 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 33 図は第 10 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 34 図は第 10 の実施の形態に係る自動変速機の世界線図である。なお、第 10 の実施の形態は、一部変更を除き、第 9 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 32 図に示すように、第 10 の実施の形態に係る自動変速機 1 の自動変速機構 2₁₀は、第 9 の実施の形態の自動変速機構 2₉に対して（第 29 図参照）、プラネタリギヤ（減速回転出力手段、減速プラネタリギヤ）P R と、クラッチ（第 3 のクラッチ）C 1 との配置を変更したものである。

該自動変速機構 2₁₀において、クラッチ C 1 は、プラネタリギヤ P R の、プラネタリギヤユニット P U とは反対側（図中左方側）に配置されており、該クラッチ C 1 のドラム状部材 631 の先端部内周側は、摩擦板 575 にスプライン係合

している。また、該クラッチC 1のドラム状部材6 3 1は、入力軸2 0に接続されている。

一方、サンギヤ（入力回転要素、第1のサンギヤ）S 1は、入力軸2 0に回転自在に支持されていると共に、ハブ部材6 3 2に接続されており、該ハブ部材6 3 2の先端部外周側には、上記摩擦板5 7 5がスプライン係合している。また、キャリア（固定要素、第1のキャリア）C R 1は、その側板に固定部材6 3 3が接続されて、ケース3 bに固定支持されている。そして、リングギヤ（出力回転要素、第1のリングギヤ）R 1には伝達部材6 4 0が接続されて、該伝達部材6 4 0を介してサンギヤS 3が接続されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構2 1 0の作用について第3 2図、第3 3図及び第3 4図に沿って説明する。なお、上記第9の実施の形態と同様に、第3 4図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニットP Uの部分において、横方向最端部（第3 4図中右方側）の縦軸はサンギヤS 3に、以降図中左方側へ順に縦軸はキャリアC R 2、リングギヤR 2、サンギヤS 2に対応している。

第3 2図に示すように、クラッチC 1が係合することにより上記サンギヤS 1には、入力軸2 0の回転が入力される。また、上記キャリアC R 1は、ケース3に対して回転が固定されており、上記リングギヤR 1は、該サンギヤS 1に入力される入力軸2 0の回転に基づき減速回転する。つまりサンギヤS 3には、クラッチC 1が係合することにより、伝達部材6 4 0を介してリングギヤR 1の減速回転が入力される。

すると、第3 3図及び第3 4図に示すように、プラネタリギヤP Rにおいて、前進1速段、前進2速段、前進3速段、前進4速段では、クラッチC 1が係合されることにより入力軸2 0の回転がサンギヤS 1に入力され、固定されたキャリアC R 1によりリングギヤR 3に減速回転が出力されて、伝達部材6 4 0を介してサンギヤS 3に減速回転が入力される。この際、リングギヤR 1及びサンギヤS 3は減速回転しているので、上記伝達部材6 4 0は、比較的大きなトルク伝達を行っている。一方、前進5速段、前進6速段、後進1速段では、伝達部材6 4

0を介してサンギヤS3の回転がリングギヤR1に入力され、クラッチC1が解放されているため、第34図に示すように、サンギヤS1が、該リングギヤR1のそれぞれ変速段における回転と固定されたキャリアCR1とに基づき回転する。

なお、上記プラネタリギヤPR以外の作用については、上述した第9の実施の形態と同様であるので、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構2₁₀によると、減速回転出力手段としてのプラネタリギヤPR、クラッチC1、及び伝達部材640をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側（第32図中左方側）に配置し、クラッチC2及びクラッチC3をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側（第32図中右方側）に配置し、更に、出力部材としてのカウンタギヤ50をクラッチC2及びクラッチC3とプラネタリギヤユニットPUとの間に配置したので、特にプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近接して位置に配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材640の軸方向の長さを比較的短くすることができる。それにより、自動変速機1₁₀のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、伝達部材640の軽量化によってイナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機1₁₀の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、クラッチC2は、クラッチC3の外周側を通してキャリアCR2に連結されるので、各回転要素の連結のための部材の錯綜を防止でき、自動変速機1₁₀をコンパクト化することができる。

更に、クラッチC3は、その外周側にクラッチC2が配置される構造であり、外周側に拡張することができないが、油圧サーボ565を入力軸20上に設けることによって、（例えばボス部3c上に設ける場合より）該油圧サーボ565、特に油圧サーボ565用油室565aの受圧面積を内周側に大きく確保することができ、クラッチC3の容量を増大させることができる。

また、プラネタリギヤPR、プラネタリギヤユニットPU、及びカウンタギヤ50を入力軸20と同軸上に設けるので、特に自動変速機1₁₀をFF車両に搭載した場合には、（例えば減速プラネタリギヤなどを他軸上に設ける場合に比して）駆動車輪伝達機構（例えばカウンタシャフト部4など）をコンパクト化すること

ができ、例えば車体メンバとの干渉を防止することができ、自動変速機 1₁₀ の車両搭載性を向上させることができる。

また、例えば特開 2 0 0 1 - 2 6 3 4 3 8 号公報などに開示されているように、クラッチ C 1 を、リングギヤ R 1 とサンギヤ S 3 との間に介在させると、減速回転を接・断する必要がある、比較的大きなものになってしまい、かつプラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U との間が広がってしまうが、入力軸 2 0 とサンギヤ S 1 との間に介在させることで、該クラッチ C 1 による入力軸 2 0 の回転の接・断によってプラネタリギヤ P R のリングギヤ R 1 から出力される減速回転を接・断するので、クラッチ C 1 をコンパクト化することができ、かつプラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを比較的近い位置に配置することができる。それにより自動変速機 1₁₀ をコンパクト化することができる。

また、油圧サーボ 5 6 5 は入力軸 2 0 上に設けられているので、ケース 3 から 1 対のシールリング 2 8 1 で漏れ止めして入力軸 2 0 内に設けられた油路 2 0 a, 2 0 b に油を供給することで、例えば入力軸 2 0 との油圧サーボ 5 6 5 との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ 5 6 5 の油室 5 6 5 a に油を供給することができる。更に、油圧サーボ 5 6 2, 5 6 1 は、それぞれケース 3 から延設されたボス部 3 c, 3 d から、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができ、即ち、1 対のシールリング 5 8 0, 5 8 2 をそれぞれ設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ 5 6 5, 5 6 2, 5 6 1 は、それぞれ 1 対のシールリング 5 8 1, 5 8 0, 5 8 2 を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機 1₁₀ の効率を向上させることができる。

また、プラネタリギヤ P R は、ダブルピニオンプラネタリギヤであるので、入力軸 2 0 の回転を減速回転として出力することができると共に、自動変速機 1₁₀ のギヤ比を良好に設定したとしても、プラネタリギヤユニット、減速プラネタリギヤの各回転要素を大きくすることがなく、高回転をも抑制できるため、自動変速機 1₁₀ をコンパクトにすることができる。

更に、プラネタリギヤ P R は、入力回転要素であるサンギヤ S 1 と、固定要素であるキャリヤ C R 1 と、出力回転要素であるリングギヤ R 1 と、を有して構成

されるので、入力軸 20 の回転を減速回転として出力することができる。

また、プラネタリギヤユニット P U は、サンギヤ S 2、サンギヤ S 3、キャリア C R 2、及びリングギヤ R 2 により構成されるラビニヨ型プラネタリギヤであるので、例えば前進 6 速段、後進 1 速段を可能にすることができるものでありながら、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近接して配置することができ、減速回転を伝達する伝達部材 6 4 0 を比較的短くすることができる。

また、ブレーキ B 1 と並列に配置され、キャリア C R 2 の回転を一方向に規制するワンウェイクラッチ F 3 を備えているので、例えば正駆動時の前進 1 速段をクラッチ C 1 とワンウェイクラッチ F 3 の係合で達成できるため、例えば非走行レンジから走行レンジに切換えた際の前進 1 速段の達成を滑らかに行うことができる。

更に、ブレーキ B 1 とワンウェイクラッチ F 3 とをプラネタリギヤユニット P U の外周側に配置するので、例えばワンウェイクラッチ F 3 をクラッチ C 2 に隣接して（特にハブ部材 5 2 3 の一方向の回転を規制するために）配置した場合に比して、クラッチ C 1、C 2 が配設されている部分を軸方向にコンパクト化することができるため、カウンタギヤ 5 0 をトルクコンバータ側に近づけることができる。それにより、カウンタシャフト 5 2 のギヤ 5 1 もトルクコンバータ側に近づけることができ、カウンタシャフト部 4 を軸方向に対してコンパクト化することができる。

また、速度線図に示すように、前進 6 速段、後進 1 速段を達成できるものでありながら、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近接して配置することができ、減速回転を伝達する伝達部材 6 4 0 を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機 1₁₀ のコンパクト化、軽量化を可能にすることができる。更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機 1₁₀ の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、本自動変速機構 2₁₀ は、前進 5 速段において直結状態となり、つまり減速回転を前記 1 速段から前進 4 速段までの 4 段にわたって出力することができ、特に自動変速機構 2₁₀ を車輛に搭載した際に、車輛の低中速領域での変速を細分

化することができる。それにより、特に車輛の低中速領域において、例えばエンジン等の駆動源の最良効率となる回転数領域をより多く使用することが可能となり、燃費の向上を図ることができる。更に、前進 5 速段の際に直結状態とするので、前進 6 速段のみをオーバードライブとすることができ、例えば前進 4 速段の際に直結状態となって前進 5 速段及び前進 6 速段がオーバードライブとなるものに比して、最終減速比を小さくすることができる。それにより、例えばディファレンシャル部 5 のデフリングギヤ径を小さくすることができ、入力軸 20 とディファレンシャル部 5 の軸との軸間距離を短縮することができ、特に FF 車両に搭載した場合には、自動変速機 1₁₀ をコンパクトにすることができる。

また、駆動車輪伝達機構として、駆動車輪に回転を出力するディファレンシャル部 5 と、該ディファレンシャル部 5 に係合するカウンタシャフト部 4 と、を有し、出力部材がカウンタシャフト部 4 に噛合するカウンタギヤであるので、自動変速機 1₁₀ を例えば FF 車両に搭載することができる。

＜第 11 の実施の形態＞

以下、第 9 の実施の形態を一部変更した第 11 の実施の形態について第 35 図乃至第 37 図に沿って説明する。第 35 図は第 11 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 36 図は第 11 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 37 図は第 11 の実施の形態に係る自動変速機の世界線図である。なお、第 11 の実施の形態は、一部変更を除き、第 9 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 35 図に示すように、第 11 の実施の形態に係る自動変速機 1 の自動変速機構 2₁₁ は、第 9 の実施の形態の自動変速機構 2₉ に対して（第 29 図参照）、クラッチ C1 の代わりにブレーキ（第 3 のブレーキ）B3 を配置し、プラネタリギヤ（減速回転出力手段、減速プラネタリギヤ）PR のキャリヤ（固定要素、第 1 のキャリヤ）CR1 をブレーキ B3 により固定自在にしたものである。

該自動変速機構 2₁₁ において、ブレーキ B3 は、プラネタリギヤ PR の、プラネタリギヤユニット PU とは反対側（図中左方側）に配置されている。該ブレーキ B3 は、油圧サーボ 566、摩擦板 576、ハブ部材 731 を有しており、該油圧サーボ 566 は、摩擦板 576 を押圧するためのピストン部材 566b と、

ケース 3 b の一部に形成されたシリンダ部 5 6 6 e と、該ピストン部材 5 6 6 b と該シリンダ部 5 6 6 e との間にシールリング 5 6 6 f, 5 6 6 g によってシールされて形成される油室 5 6 6 a と、該ピストン部材 5 6 6 b を該油室 5 6 6 a の方向に付勢するリターンズプリング 5 6 6 c と、該リターンズプリング 5 6 6 c の付勢を受け止めるリターンプレート 5 6 6 d と、により構成されている。

該ブレーキ B 3 のハブ部材 7 3 1 は、キャリア C R 1 の側板 7 3 2 に接続されており、該側板 7 3 2 は、ボス部 3 d に回転自在に支持されている。そして、該キャリア C R 1 のピニオン P 1 に噛合するサンギヤ（入力回転要素、第 1 のサンギヤ） S 1 は入力軸 2 0 に接続されていると共に、該キャリア C R 1 のピニオン P 2 に噛合するリングギヤ（出力回転要素、第 1 のリングギヤ） R 1 には伝達部材 7 4 0 が接続されて、該伝達部材 7 4 0 を介してサンギヤ S 3 が接続されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構 2₁₁ の作用について第 3 5 図、第 3 6 図及び第 3 7 図に沿って説明する。なお、上記第 9 の実施の形態と同様に、第 3 7 図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニット P U の部分において、横方向最端部（第 3 7 図中右方側）の縦軸はサンギヤ S 3 に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤ R 2、キャリア C R 2、サンギヤ S 2 に対応している。

第 3 5 図に示すように、ブレーキ B 3 が係止することにより上記キャリア C R 1 は、ケース 3 b に対して固定される。また、サンギヤ S 1 には、入力軸 2 0 の回転が入力されており、上記リングギヤ R 1 は、該キャリア C R 1 が固定されることにより、該サンギヤ S 1 に入力される入力軸 2 0 の回転に基づき減速回転する。つまりサンギヤ S 3 には、ブレーキ B 3 が係合することにより、伝達部材 7 4 0 を介してリングギヤ R 1 の減速回転が入力される。

すると、第 3 6 図及び第 3 7 図に示すように、プラネタリギヤ P R において、前進 1 速段、前進 2 速段、前進 3 速段、前進 4 速段では、ブレーキ B 3 が係止されることによりキャリア C R 1 が固定され、入力軸 2 0 の回転が入力されているサンギヤ S 1 の回転によりリングギヤ R 3 に減速回転が出力されて、伝達部材 7

40を介してサンギヤS3に減速回転が入力される。この際、リングギヤR1及びサンギヤS3は減速回転しているので、上記伝達部材740は、比較的大きなトルク伝達を行っている。一方、前進5速段、前進6速段、後進1速段では、伝達部材740を介してサンギヤS3の回転がリングギヤR1に入力され、ブレーキB3が解放されているため、第37図に示すように、キャリアCR1が、該リングギヤR1のそれぞれ変速段における回転と入力軸20の回転のサンギヤS1とに基づき回転する。

なお、上記プラネタリギヤPR以外の作用については、上述した第9の実施の形態と同様であるので、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構2₁₁によると、減速回転出力手段としてのプラネタリギヤPR、ブレーキB3、及び伝達部材740をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側（第35図中左方側）に配置し、クラッチC2及びクラッチC3をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側（第35図中右方側）に配置し、更に、出力部材としてのカウンタギヤ50をクラッチC2及びクラッチC3とプラネタリギヤユニットPUとの間に配置したので、特にプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近接して位置に配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材740の軸方向の長さを比較的小くすることができる。それにより、自動変速機1₁₁のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、伝達部材740の軽量化によってイナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機1₁₁の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、クラッチC2は、クラッチC3の外周側を通してキャリアCR2に連結されるので、各回転要素の連結のための部材の錯綜を防止でき、自動変速機1₁₁をコンパクト化することができる。

更に、クラッチC3は、その外周側にクラッチC2が配置される構造であり、外周側に拡張することができないが、油圧サーボ565を入力軸20上に設けることによって、（例えばボス部3c上に設ける場合より）該油圧サーボ565、特に油圧サーボ565用油室565aの受圧面積を内周側に大きく確保することができる、クラッチC3の容量を増大させることができる。

また、プラネタリギヤPR、プラネタリギヤユニットPU、及びカウンタギヤ50を入力軸20と同軸上に設けるので、特に自動変速機1₁₁をFF車両に搭載した場合には、(例えば減速プラネタリギヤなどを他軸上に設ける場合に比して)駆動車輪伝達機構(例えばカウンタシャフト部4など)をコンパクト化することができ、例えば車体メンバとの干渉を防止することができ、自動変速機1₁₁の車両搭載性を向上させることができる。

また、ブレーキB3の係合により減速回転の出力を接・断するので、例えば減速回転を接・断するクラッチに比して、ブレーキB3をコンパクト化することができ、かつプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近接して配置することができる。それにより自動変速機1₁₁のコンパクト化、軽量化を可能にすることができる。

また、油圧サーボ565は入力軸20上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング581で漏れ止めして入力軸20内に設けられた油路20a, 20bに油を供給することで、例えば入力軸20との油圧サーボ565との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ565の油室565aに油を供給することができる。更に、油圧サーボ562は、それぞれケース3から延設されたボス部3cから、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング580をそれぞれ設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ565, 562は、それぞれ1対のシールリング581, 580を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機1₁₁の効率を向上させることができる。

また、プラネタリギヤPRは、ダブルピニオンプラネタリギヤであるので、入力軸20の回転を減速回転として出力することができると共に、自動変速機1₁₁のギヤ比を良好に設定したとしても、プラネタリギヤユニット、減速プラネタリギヤの各回転要素を大きくすることがなく、高回転をも抑制できるため、自動変速機1₁₁をコンパクトにすることができる。

更に、プラネタリギヤPRは、入力回転要素であるサンギヤS1と、固定要素であるキャリヤCR1と、出力回転要素であるリングギヤR1と、を有して構成

されるので、入力軸 20 の回転を減速回転として出力することができる。

また、プラネタリギヤユニット P U は、サンギヤ S 2、サンギヤ S 3、キャリア C R 2、及びリングギヤ R 2 により構成されるラビニヨ型プラネタリギヤであるので、例えば前進 6 速段、後進 1 速段を可能にすることができるものでありながら、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近接して配置することができ、減速回転を伝達する伝達部材 7 4 0 を比較的短くすることができる。

また、ブレーキ B 1 と並列に配置され、キャリア C R 2 の回転を一方向に規制するワンウェイクラッチ F 3 を備えているので、例えば正駆動時の前進 1 速段をクラッチ C 1 とワンウェイクラッチ F 3 の係合で達成できるため、例えば非走行レンジから走行レンジに切替えた際の前進 1 速段の達成を滑らかに行うことができる。

更に、ブレーキ B 1 とワンウェイクラッチ F 3 とをプラネタリギヤユニット P U の外周側に配置するので、例えばワンウェイクラッチ F 3 をクラッチ C 2 に隣接して（特にハブ部材 5 2 3 の一方向の回転を規制するために）配置した場合に比して、クラッチ C 1、C 2 が配設されている部分を軸方向にコンパクト化することができるため、カウンタギヤ 5 0 をトルクコンバータ側に近づけることができる。それにより、カウンタシャフト 5 2 のギヤ 5 1 もトルクコンバータ側に近づけることができ、カウンタシャフト部 4 を軸方向に対してコンパクト化することができる。

また、速度線図に示すように、前進 6 速段、後進 1 速段を達成できるものでありながら、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近接して配置することができ、減速回転を伝達する伝達部材 7 4 0 を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機 1₁₁ のコンパクト化、軽量化を可能にすることができる。更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機 1₁₁ の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、本自動変速機構 2₁₁ は、前進 5 速段において直結状態となり、つまり減速回転を前記 1 速段から前進 4 速段までの 4 段にわたって出力することができ、特に自動変速機構 2₁₁ を車輛に搭載した際に、車輛の低中速領域での変速を細分

化することができる。それにより、特に車輛の低中速領域において、例えばエンジン等の駆動源の最良効率となる回転数領域をより多く使用することが可能となり、燃費の向上を図ることができる。更に、前進5速段の際に直結状態とするので、前進6速段のみをオーバードライブとすることができ、例えば前進4速段の際に直結状態となって前進5速段及び前進6速段がオーバードライブとなるものに比して、最終減速比を小さくすることができる。それにより、例えばディファレンシャル部5のデフリングギヤ径を小さくすることができ、入力軸20とディファレンシャル部5の軸との軸間距離を短縮することができ、特にFF車輛に搭載した場合には、自動変速機1₁₁をコンパクトにすることができる。

また、駆動車輪伝達機構として、駆動車輪に回転を出力するディファレンシャル部5と、該ディファレンシャル部5に係合するカウンタシャフト部4と、を有し、出力部材がカウンタシャフト部4に噛合するカウンタギヤであるので、自動変速機1₁₁を例えばFF車輛に搭載することができる。

なお、以上の本発明に係る第1乃至第11の実施の形態において、自動変速機にトルクコンバータ12を備えているものを一例として説明しているが、これに限らず、発進時にトルク（回転）の伝達を行うような発進装置であれば何れのものであってもよい。また、駆動源としてエンジンである車輛に搭載する場合について説明したが、これに限らず、ハイブリッド車輛に搭載することも可能であり、駆動源が何れのものであってもよいことは、勿論である。更に、上記自動変速機はFF車輛に用いて好適であるが、これに限らず、FR車輛、4輪駆動車輛など、他の駆動方式の車輛に用いることも可能である。

また、以上の第1乃至第11の実施の形態において、減速回転出力手段の構成をそれぞれ1つのもの一例として説明しているが、それら全ての実施の形態において、入力軸と入力回転要素との間にクラッチを設けるもの、減速回転要素と第1の回転要素との間にクラッチを設けるもの、固定要素をブレーキにより固定自在にするもの、入力軸と入力回転要素との間にクラッチを設け、かつ固定要素をブレーキにより固定自在にするもの、の何れのものを用いてもよい。

更に、例えば第5の実施の形態と第6の実施の形態とにおいて、自動変速機構の入力側と出力側とを入れ替えた形のものを説明したが、これに限らず、その他

の実施の形態における自動変速機構も入力側と出力側とを入れ替えた形のものを
用いることが可能である。

産業上の利用可能性

以上のように、本発明に係る自動変速機は、乗用車、トラック、バス、などの車輛に搭載するものとして有用であり、特に車輛の搭載性からコンパクト化、軽量化が要求され、更に変速ショックの低減が要求される車輛に搭載するものとして用いるのに適している。

請求の範囲

1. 駆動源の出力回転に基づき回転する入力軸と、
第1、第2、第3及び第4の回転要素を有するプラネタリギヤユニットと、
前記入力軸の回転を減速した減速回転を前記第1の回転要素に出力自在な減速
回転出力手段と、
前記入力軸と前記第2の回転要素との間に介在する第1のクラッチと、
前記入力軸と前記第3の回転要素との間に介在する第2のクラッチと、
前記第4の回転要素の回転を駆動車輪伝達機構に出力する出力部材と、を備え
た自動変速機において、
前記減速回転出力手段を、前記プラネタリギヤユニットの軸方向一方側に配置
し、
前記第1及び第2のクラッチを、前記プラネタリギヤユニットの軸方向他方側
に配置し、
前記出力部材を、前記第1及び第2のクラッチと前記プラネタリギヤユニット
との間に配置する、
ことを特徴とする自動変速機。
2. 前記第1のクラッチは、前記出力部材の内周側を通して前記第2の回転要
素に連結されてなり、
前記第2のクラッチは、前記第1のクラッチの外周側及び前記出力部材の内周
側を通して前記第3の回転要素に連結されてなる、
請求の範囲第1項記載の自動変速機。
3. 前記第1のクラッチは、内周側が前記第2の回転要素に連結する部材にス
プライン係合する摩擦板と、油圧サーボを内包すると共に該摩擦板の外周側にス
プライン係合し、かつ前記入力軸に連結される第1のクラッチドラムと、該摩擦
板を押圧する第1のピストンと、該第1のピストンの内周側と前記入力軸との間、
及び外周側と該第1のクラッチドラムとの間を液密状にシールすることにより形
成される第1の油圧サーボ用油圧室と、を有してなり、
前記第2のクラッチは、内周側が前記第1のクラッチドラムにスプライン係合
する摩擦板と、油圧サーボを内包すると共に該摩擦板の外周側にスプライン係合

し、かつ前記第3の回転要素に連結する第2のクラッチドラムと、該摩擦板を押圧する第2のピストンと、該第2のピストンの内周側及び外周側と該第2のクラッチドラムとの間を液密状にシールすることにより形成される第2の油圧サーボ用油圧室と、を有してなる、

請求の範囲第1項または第2項記載の自動変速機。

4. 前記第1のクラッチは、内周側が前記第2の回転要素に連結する部材にスプライン係合する摩擦板と、油圧サーボを内包すると共に該摩擦板の外周側にスプライン係合し、かつ前記入力軸に連結される第1のクラッチドラムと、該摩擦板を押圧する第1のピストンと、該第1のピストンの内周側と前記入力軸との間、及び外周側と該第1のクラッチドラムとの間を液密状にシールすることにより形成される第1の油圧サーボ用油圧室と、を有してなり、

前記第2のクラッチは、内周側が前記第3の回転要素に連結する部材にスプライン係合する摩擦板と、油圧サーボを内包すると共に該摩擦板の外周側にスプライン係合し、かつ前記第1のクラッチドラムの外周側に配置されると共に前記入力軸に連結される第2のクラッチドラムと、該摩擦板を押圧する第2のピストンと、該第2のピストンの内周側及び外周側と該第2のクラッチドラムとの間を液密状にシールすることにより形成される第2の油圧サーボ用油圧室と、を有してなる、

請求の範囲第1項または第2項記載の自動変速機。

5. 前記減速回転出力手段は、減速プラネタリギヤを有し、

前記減速プラネタリギヤ、前記プラネタリギヤユニット、及び前記出力部材を前記入力軸と同軸上に設けてなる、

請求の範囲第1項ないし第4項のいずれか記載の自動変速機。

6. 前記減速回転出力手段は、前記入力軸の回転を入力する入力回転要素、回転を固定する固定要素、及び前記第1の回転要素に常時連結する出力回転要素とを有する前記減速プラネタリギヤと、前記固定要素の回転を固定可能な第1のブレーキと、からなり、

前記第1のブレーキの係合により、前記減速回転の出力が可能となる、

請求の範囲第5項記載の自動変速機。

7. 前記減速回転出力手段は、前記入力軸の回転を入力する入力回転要素、回転を固定する固定要素、及び前記第1の回転要素に常時連結する出力回転要素とを有する減速プラネタリギヤと、前記入力軸と前記入力回転要素との間に介在する第3のクラッチ及び前記固定要素の回転を固定可能な第1のブレーキと、からなり、

前記第3のクラッチ、前記第1のブレーキの係合により、前記減速回転の出力が可能となる、

請求の範囲第5項記載の自動変速機。

8. 前記減速回転出力手段は、前記入力軸の回転を常時入力する入力回転要素、回転を常時固定する固定要素、及び前記第1の回転要素に常時連結する出力回転要素とを有する減速プラネタリギヤと、前記入力軸と前記入力回転要素との間に介在する第3のクラッチと、からなり、

前記第3のクラッチの係合により、前記減速回転の出力が可能となる、

請求の範囲第5項記載の自動変速機。

9. 前記減速回転出力手段は、前記入力軸の回転を常時入力する入力回転要素、回転を常時固定する固定要素、及び前記第1の回転要素に連結する出力回転要素とを有する減速プラネタリギヤと、前記第1の回転要素と前記出力回転要素との間に介在する第3のクラッチと、からなり、

前記第3のクラッチの係合により、前記減速回転の出力が可能となる、

請求の範囲第5項記載の自動変速機。

10. 前記第1のクラッチ、前記第2のクラッチ、前記第3のクラッチは、それぞれの油圧サーボを有し、

前記第2のクラッチの油圧サーボは、前記ケースの一端から延設された第1のボス部上に配置されると共に、該第1のボス部に設けられた油路に連通し、

前記第1のクラッチの油圧サーボは、前記入力軸の一端上に配置され、前記入力軸内に設けられた油路を介して前記第1のボス部又は前記ケースの一端の油路に連通し、

前記第3のクラッチの油圧サーボは、前記ケースの他端から延設された第2のボス部上又は前記入力軸の他端上に配置され、前記第2のボス部に設けられた油

路に連通してなる、

請求の範囲第 7 項ないし第 9 項のいずれか記載の自動変速機。

1 1. 前記第 1 のクラッチ、前記第 2 のクラッチ、前記第 3 のクラッチは、それぞれの油圧サーボを有し、

前記第 2 のクラッチの油圧サーボは、前記ケースの一端から延設された第 1 のボス部上に配置されると共に、該第 1 のボス部に設けられた油路に連通し、

前記第 1 のクラッチの油圧サーボは、前記入力軸の一端上に配置され、前記入力軸内に設けられた油路を介して前記第 1 のボス部又は前記ケースの一端の油路に連通し、

前記第 3 のクラッチの油圧サーボは、前記入力軸の他端上に配置され、前記入力軸内に設けられた油路に連通してなる、

請求の範囲第 7 項または第 8 項記載の自動変速機。

1 2. 前記第 3 のクラッチは、内周側が前記減速プラネタリギヤの前記入力回転要素又は前記出力回転要素に連結する部材にスプライン係合する摩擦板と、油圧サーボを内包すると共に該摩擦板の外周側にスプライン係合する第 3 のクラッチドラムと、該摩擦板を押圧する第 3 のピストンと、該第 3 のピストンの内周側及び外周側と該第 3 のクラッチドラムとの間を液密状にシールすることにより形成される第 1 の油圧サーボ用油圧室と、を有してなり、

前記摩擦板は、前記減速プラネタリギヤの径方向外周側に少なくとも一部が重なる位置に配置されてなり、

前記第 3 のクラッチドラムは、前記減速プラネタリギヤ方向に開口するように配置されてなり、

前記減速プラネタリギヤは、前記第 3 のクラッチの油圧サーボと前記プラネタリギヤユニットとの軸方向の間に配置されてなる、

請求の範囲第 10 項または第 11 項記載の自動変速機。

1 3. 前記減速プラネタリギヤは、ダブルピニオンプラネタリギヤである、

請求の範囲第 6 項ないし第 12 項のいずれか記載の自動変速機。

1 4. 前記減速プラネタリギヤは、前記入力回転要素である第 1 のキャリアと、前記固定要素である第 1 のサンギヤと、前記出力回転要素である第 1 のリングギ

ヤと、を有してなる、

請求の範囲第 1 3 項記載の自動変速機。

1 5. 前記減速プラネタリギヤは、前記入力回転要素である第 1 のサンギヤと、前記固定要素である第 1 のキャリアと、前記出力回転要素である第 1 のリングギヤと、を有してなる、

請求の範囲第 1 3 項記載の自動変速機。

1 6. 前記プラネタリギヤユニットは、第 2 のサンギヤ、第 3 のサンギヤ、第 2 のキャリア、及び第 2 のリングギヤにより構成されるラビニヨ型プラネタリギヤであり、

前記第 1 の回転要素は、前記減速回転出力手段の出力回転を入力し、かつ第 2 のブレーキの係止により固定自在な前記第 2 のサンギヤであり、

前記第 2 の回転要素は、前記第 1 のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力する前記第 3 のサンギヤであり、

前記第 3 の回転要素は、前記第 2 のサンギヤに噛合するロングピニオンと、前記第 3 のサンギヤに噛合するショートピニオンと、を有し、第 3 のブレーキの係止により固定自在であると共に、前記第 2 のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力する前記第 2 のキャリアであり、

前記第 4 の回転要素は、前記ロングピニオンに噛合する前記第 2 のリングギヤである、

請求の範囲第 1 項ないし第 1 5 項のいずれか記載の自動変速機。

1 7. 前記第 3 のブレーキと並列に配置され、前記キャリアの回転を一方向に規制する第 1 のワンウェイクラッチを備えてなる、

請求の範囲第 1 6 項記載の自動変速機。

1 8. 前記第 3 のブレーキを前記プラネタリギヤユニットの外周側に配置し、前記第 1 のワンウェイクラッチを前記第 2 のクラッチに隣接させて配置してなる、

請求の範囲第 1 7 項記載の自動変速機。

1 9. 前記第 3 のブレーキと前記第 1 のワンウェイクラッチとを前記プラネタリギヤユニットの外周側に配置してなる、

請求の範囲第 17 項記載の自動変速機。

20. 前記第 2 のブレーキと並列に配置され、第 4 のブレーキの係止により前記第 2 のサンギヤの回転を一方向に規制する第 2 のワンウェイクラッチを備えてなる、

請求の範囲第 16 項ないし第 19 項のいずれか記載の自動変速機。

21. 前記減速回転出力手段と前記第 2 のサンギヤとの間に介在し、前記減速回転出力手段の出力回転と前記第 2 のサンギヤの回転とを連結するスリーブ部材を備え、

前記第 2 のワンウェイクラッチのインナーレースと前記スリーブ部材とを一体に形成してなる、

請求の範囲第 20 項記載の自動変速機。

22. 縦軸に前記第 1、第 2、第 3 及び第 4 の回転要素のそれぞれの回転数を示すと共に、横軸に前記第 1、第 2、第 3 及び第 4 の回転要素のギヤ比に対応させて示してなる速度線図において、

前記減速回転が入力される前記第 1 の回転要素を横方向最端部の縦軸に対応させ、順に前記第 3 の回転要素、前記出力部材に連結された前記第 4 の回転要素、前記第 2 の回転要素に対応させてなる、

請求の範囲第 16 項ないし第 21 項のいずれか記載の自動変速機。

23. 前記第 1 のクラッチ及び前記第 3 のブレーキの係合により前進 1 速段を、
前記第 1 のクラッチ及び前記第 2 のブレーキの係合により前進 2 速段を、

前記第 1 のクラッチの係合及び前記減速回転出力手段から減速回転を出力可能な状態とすることで前進 3 速段を、

前記第 1 のクラッチ及び前記第 2 のクラッチの係合により前進 4 速段を、

前記第 2 のクラッチの係合及び前記減速回転出力手段から減速回転を出力可能な状態とすることで前進 5 速段を、

前記第 2 のクラッチ及び前記第 2 のブレーキの係合により前進 6 速段を、

前記第 3 のブレーキの係合及び前記減速回転出力手段から減速回転を出力可能な状態とすることで後進 1 速段をそれぞれ達成する、

請求の範囲第 16 項ないし第 22 項のいずれか記載の自動変速機。

24. 前記プラネタリギヤユニットは、第2のサンギヤ、第2のキャリヤ、第2のリングギヤを有する第1シンプルプラネタリギヤと、第3のサンギヤ、第3のキャリヤ、第3のリングギヤを有する第2シンプルプラネタリギヤと、からなり、

前記第1の回転要素は、前記ダブルピニオンプラネタリギヤの出力回転を入力し、かつ第2のブレーキの係止により固定自在な前記第3のリングギヤであり、

前記第2の回転要素は、第3のブレーキの係止により固定自在であると共に、前記第1のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力する前記第3のキャリヤ及び前記第2のリングギヤであり、

前記第3の回転要素は、前記第2のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力する前記第2のサンギヤ及び前記第3のサンギヤであり、

前記第4の回転要素は、前記第2のサンギヤ及び前記第2のリングギヤに噛合する前記第2のキャリヤである、

請求の範囲第1項ないし第15項のいずれか記載の自動変速機。

25. 前記第3のブレーキと並列に配置され、前記第3のキャリヤ及び前記第2のリングギヤの回転を一方向に規制する第1のワンウェイクラッチを備えてなる、

請求の範囲第24項記載の自動変速機。

26. 前記第3のブレーキと前記第1のワンウェイクラッチとを前記プラネタリギヤユニットの外周側に配置してなる、

請求の範囲第25項記載の自動変速機。

27. 前記第1のワンウェイクラッチのインナーレースと前記第2のリングギヤとを一体に形成してなる、

請求の範囲第26項記載の自動変速機。

28. 前記第2のブレーキと並列に配置され、第4のブレーキの係止により前記第3のリングギヤの回転を一方向に規制する第2のワンウェイクラッチを備えてなる、

請求の範囲第24項ないし第27項のいずれか記載の自動変速機。

29. 縦軸に前記第1、第2、第3及び第4の回転要素のそれぞれの回転数を

示すと共に、横軸に前記第 1、第 2、第 3 及び第 4 の回転要素のギヤ比に対応させて示してなる速度線図において、

前記減速回転が入力される前記第 1 の回転要素を横方向最端部の縦軸に対応させ、順に前記第 3 の回転要素、前記出力部材に連結された前記第 4 の回転要素、前記第 2 の回転要素に対応させてなる、

請求の範囲第 2 4 項ないし第 2 8 項のいずれか記載の自動変速機。

30. 前記第 2 のクラッチ及び前記第 3 のブレーキの係合により前進 1 速段を、

前記第 2 のクラッチ及び前記第 2 のブレーキの係合により前進 2 速段を、

前記第 2 のクラッチの係合及び前記減速回転出力手段から減速回転を出力可能な状態とすることで前進 3 速段を、

前記第 1 のクラッチ及び前記第 2 のクラッチの係合により前進 4 速段を、

前記第 1 のクラッチの係合及び前記減速回転出力手段から減速回転を出力可能な状態とすることで前進 5 速段を、

前記第 1 のクラッチ及び前記第 2 のブレーキの係合により前進 6 速段を、

前記第 3 のブレーキの係合及び前記減速回転出力手段から減速回転を出力可能な状態とすることで後進 1 速段をそれぞれ達成する、

請求の範囲第 2 4 項ないし第 2 9 項のいずれか記載の自動変速機。

31. 前記プラネタリギヤユニットは、第 2 のサンギヤ、第 3 のサンギヤ、第 2 のキャリア、及び第 2 のリングギヤにより構成されるラビニヨ型プラネタリギヤであり、

前記第 1 の回転要素は、前記減速回転出力手段の出力回転を入力し得る前記第 3 のサンギヤであり、

前記第 2 の回転要素は、前記第 2 のサンギヤに噛合するロングピニオンと、前記第 3 のサンギヤに噛合するショートピニオンと、を有し、第 2 のブレーキの係止により固定自在であると共に、前記第 1 のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力する前記第 2 のキャリアであり、

前記第 3 の回転要素は、前記第 2 のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力し、かつ第 3 のブレーキの係止により固定自在な前記第 2 のサンギヤであり、

前記第 4 の回転要素は、前記ロングピニオンに噛合する前記第 2 のリングギヤ

である、

請求の範囲第 1 項ないし第 1 5 項のいずれか記載の自動変速機。

3 2. 前記第 2 のブレーキと並列に配置され、前記第 2 のキャリヤの回転を一方に規制する第 1 のワンウェイクラッチを備えてなる、

請求の範囲第 3 1 項記載の自動変速機。

3 3. 前記第 2 のブレーキと前記第 1 のワンウェイクラッチとを前記プラネタリギヤユニットの外周側に配置してなる、

請求の範囲第 3 2 項記載の自動変速機。

3 4. 縦軸に前記第 1、第 2、第 3 及び第 4 の回転要素のそれぞれの回転数を示すと共に、横軸に前記第 1、第 2、第 3 及び第 4 の回転要素のギヤ比に対応させて示してなる速度線図において、

前記減速回転が入力される前記第 1 の回転要素を横方向最端部の縦軸に対応させ、順に前記出力部材に連結された前記第 4 の回転要素、前記第 2 の回転要素、前記第 3 の回転要素に対応させてなる、

請求の範囲第 3 1 項ないし第 3 3 項のいずれか記載の自動変速機。

3 5. 前記第 2 のブレーキの係合及び前記減速回転出力手段から減速回転を出力可能な状態とすることで前進 1 速段を、

前記第 3 のブレーキの係合及び前記減速回転出力手段から減速回転を出力可能な状態とすることで前進 2 速段を、

前記第 2 のクラッチの係合及び前記減速回転出力手段から減速回転を出力可能な状態とすることで前進 3 速段を、

前記第 1 のクラッチの係合及び前記減速回転出力手段から減速回転を出力可能な状態とすることで前進 4 速段を、

前記第 1 のクラッチ及び前記第 2 のクラッチの係合により前進 5 速段を、

前記第 1 のクラッチ及び前記第 3 のブレーキの係合により前進 6 速段を、

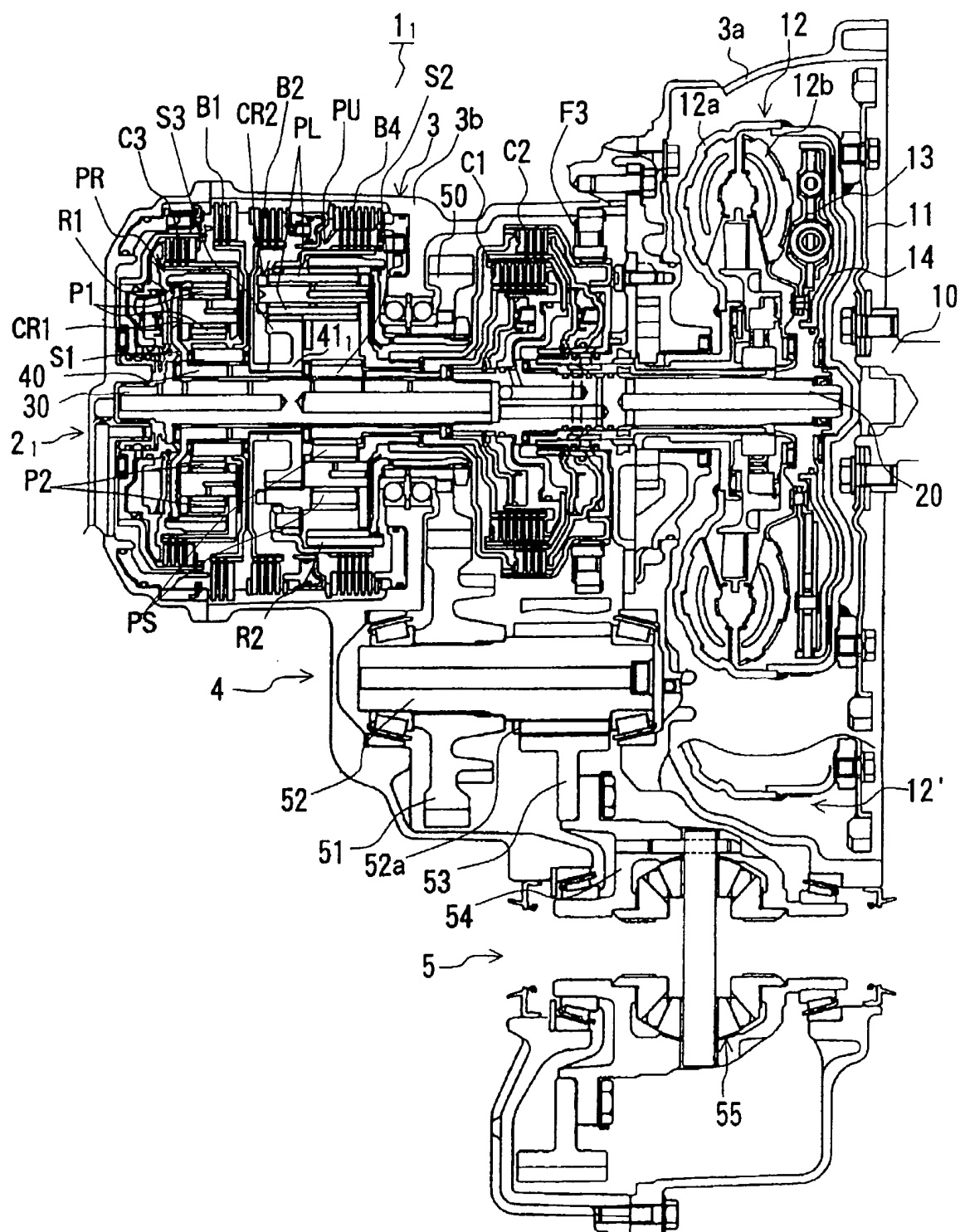
前記第 2 のクラッチ及び前記第 2 のブレーキの係合により後進 1 速段をそれぞれ達成する、

請求の範囲第 3 1 項ないし第 3 4 項のいずれか記載の自動変速機。

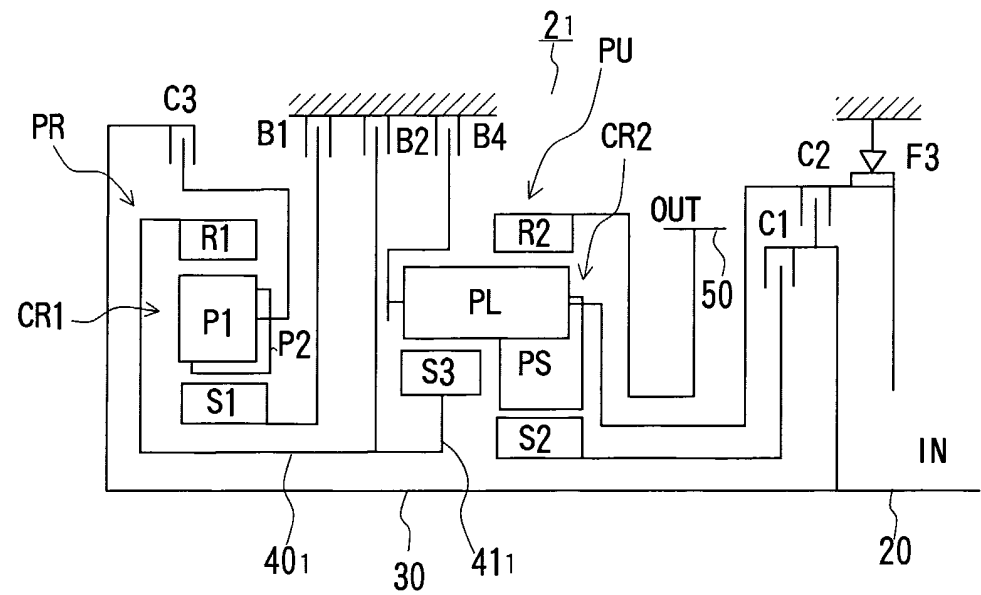
3 6. 前記駆動車輪伝達機構は、駆動車輪に回転を出力するディファレンシャ

ル部と、該ディファレンシャル部に係合するカウンタシャフト部と、を有し、
前記出力部材は、前記カウンタシャフト部に噛合するカウンタギヤである、
請求第 1 項ないし第 3 5 項のいずれか記載の自動変速機。

1/37
第1図



3/37
第3図

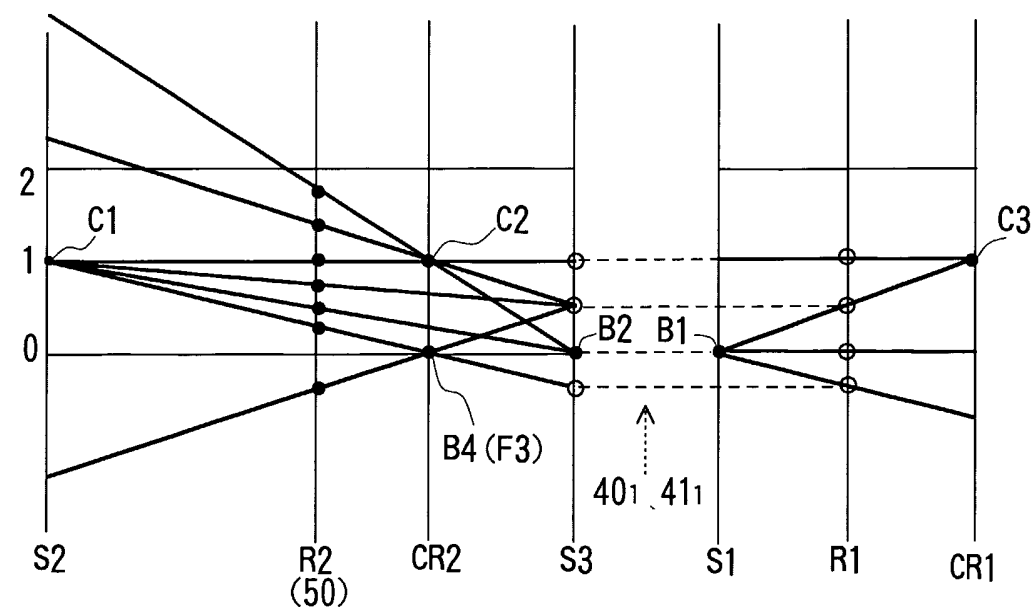


4/37
第4図

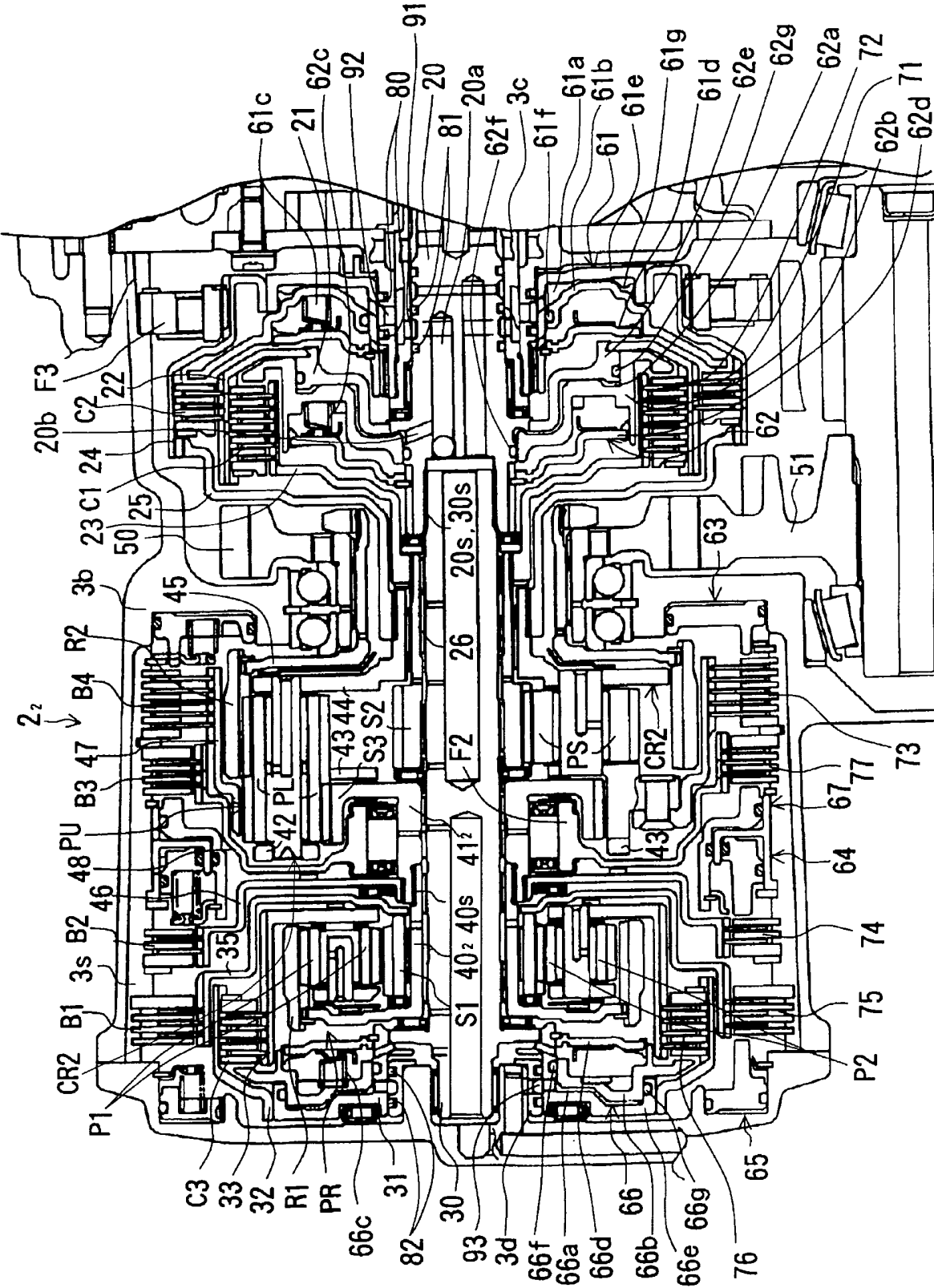
		C1	C2	C3	B1	B2	B4	F3
P					●			
R				○	○		○	
N					●			
D	1速	○			●		(○)	○
	2速	○			●	○		
	3速	○		○	○			
	4速	○	○	●				
	5速		○	○	○			
	6速		○		●	○		

(○)はエンジンブレーキ時 ●は係合するがトルク伝達なし

5/37
第5図



第7図

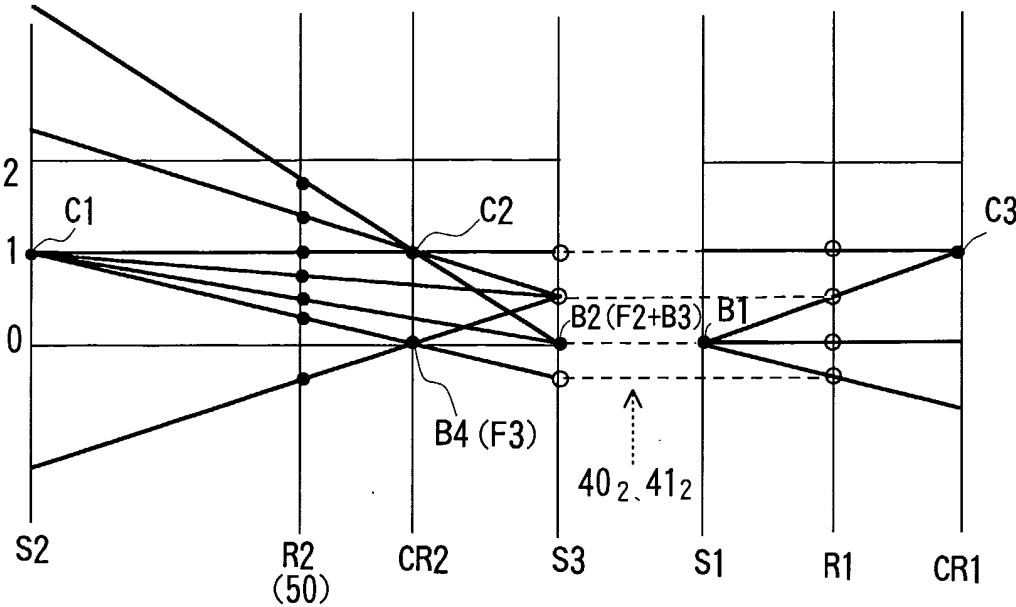


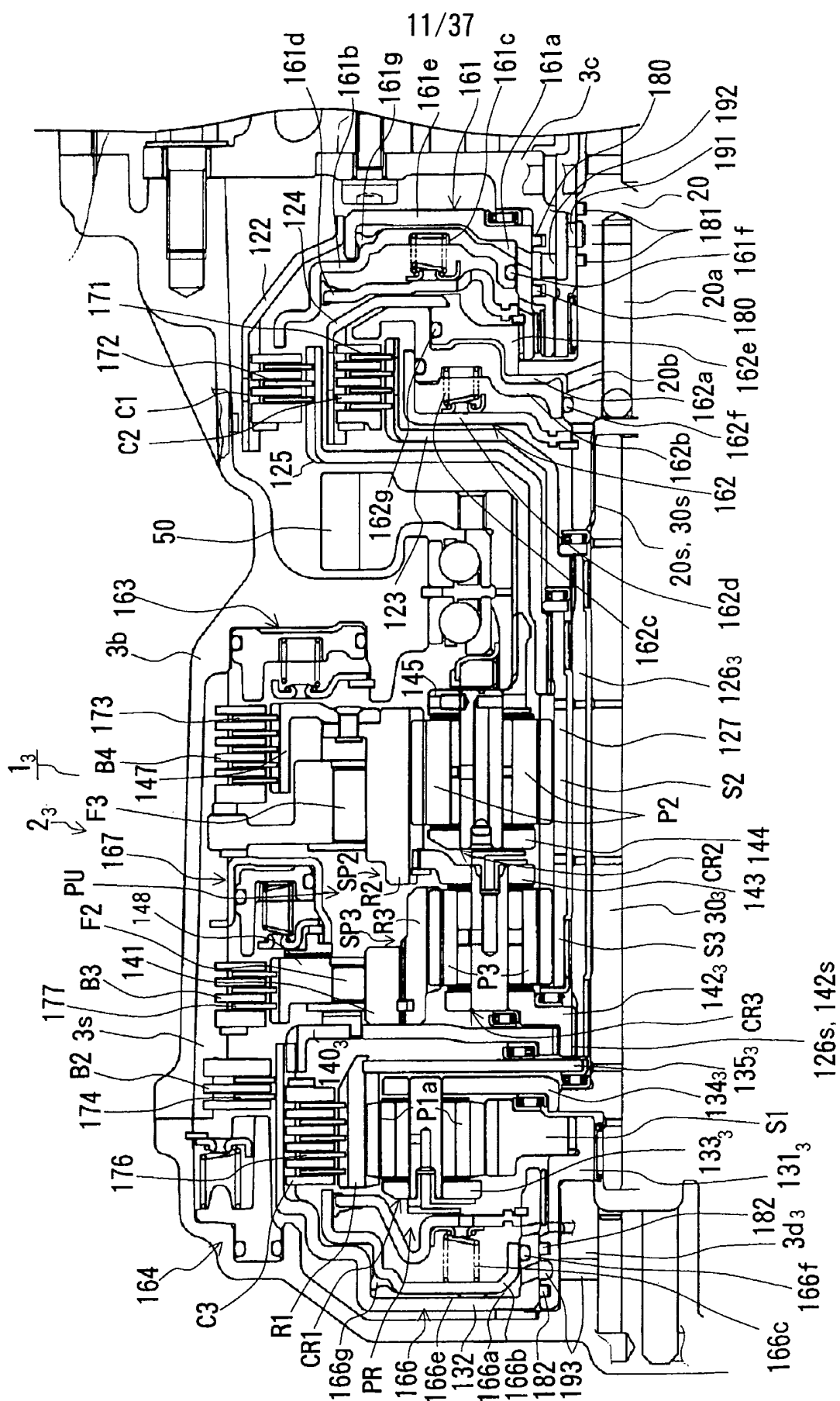
9/37
第9図

		C1	C2	C3	B1	B2	B3	B4	F2	F3
P					●					
R				○	○			○		
N					●					
D	1速	○			●			(○)		○
	2速	○			●	(○)	○		○	
	3速	○		○	○		●			
	4速	○	○	●			●			
	5速		○	○	○		●			
	6速		○		●	○	●			

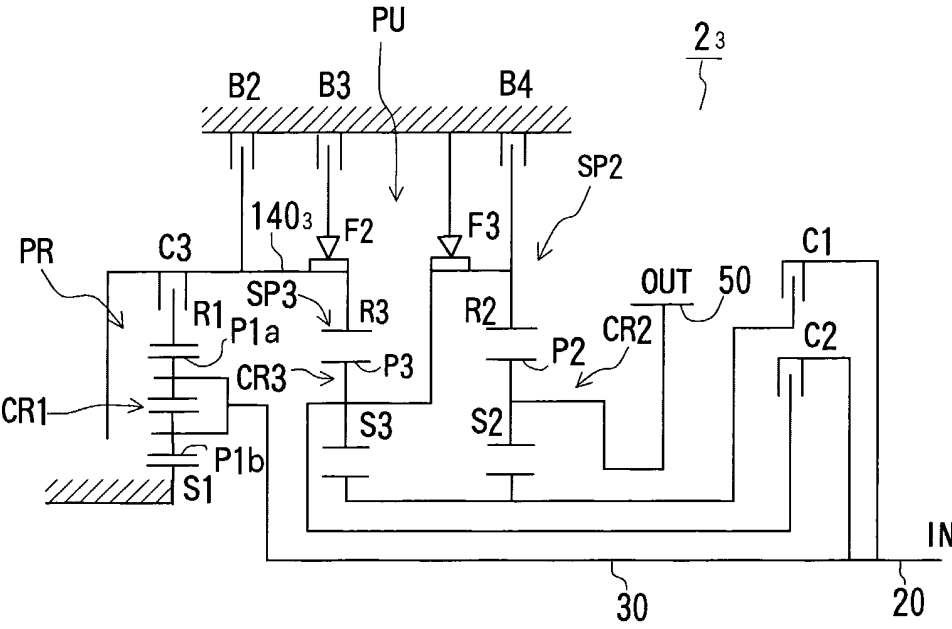
(○) はエンジンブレーキ時 ●は係合するがトルク伝達なし

10/37
第10図





12/37
第12図

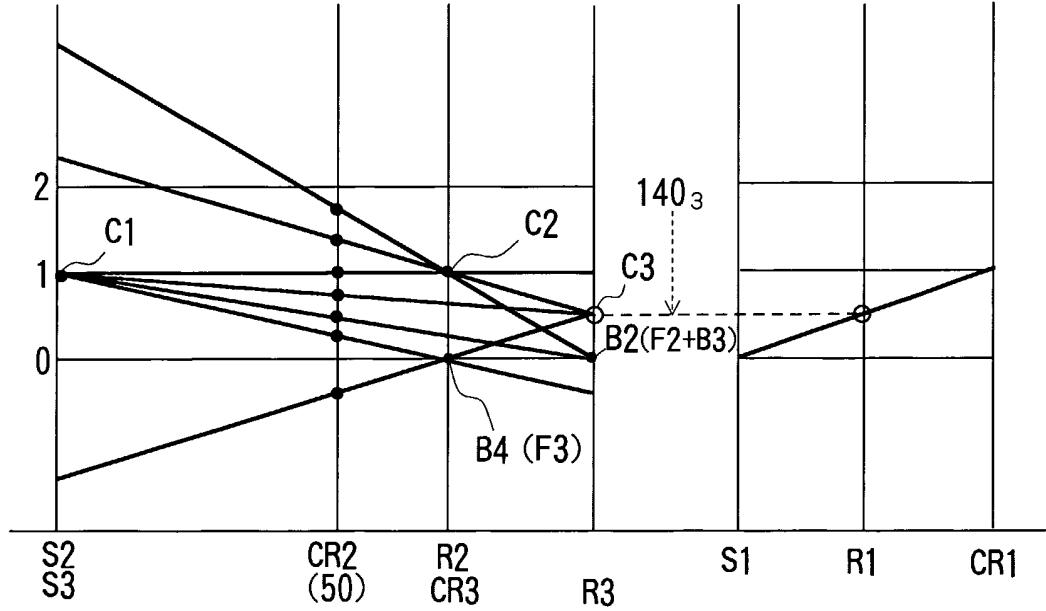


13/37
第13図

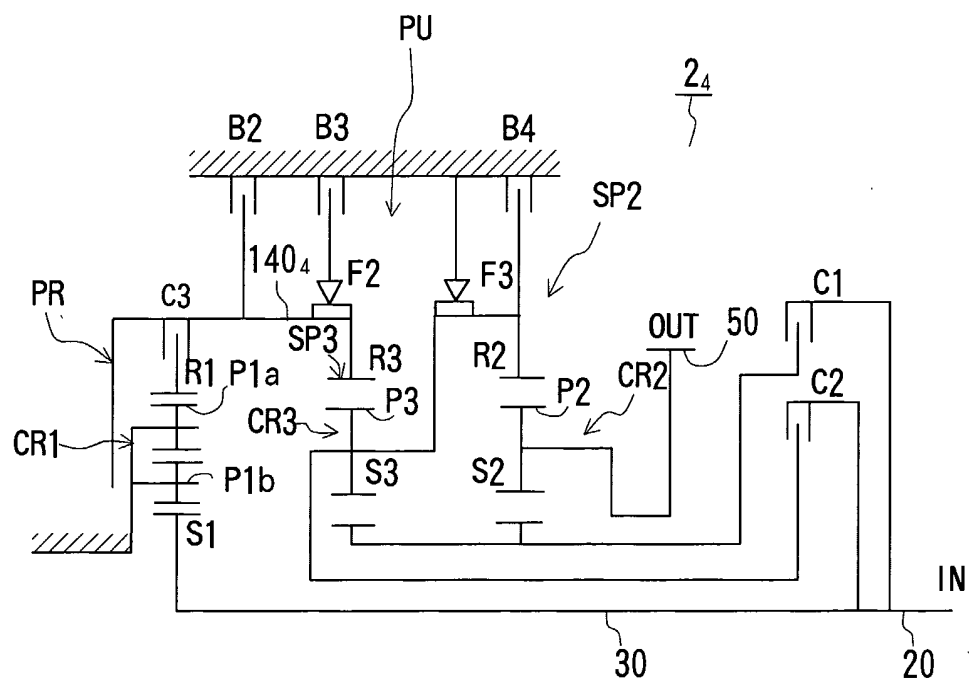
		C1	C2	C3	B2	B3	B4	F2	F3
P									
R				○			○		
N									
D	1速	○					(○)		○
	2速	○			(○)	○		○	
	3速	○		○		●			
	4速	○	○			●			
	5速		○	○		●			
	6速		○		○	●			

(○) はエンジンブレーキ時 ●は係合するがトルク伝達なし

14/37
第14図



16/37
第16図

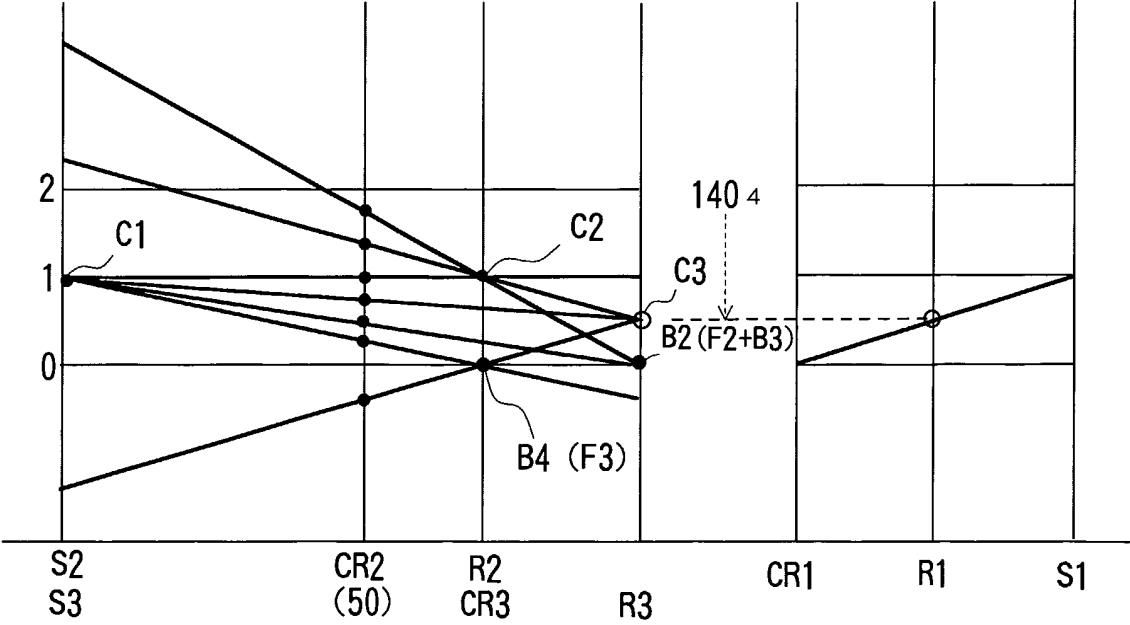


17/37
第17図

		C1	C2	C3	B2	B3	B4	F2	F3
P									
R				○			○		
N									
D	1速	○					(○)		○
	2速	○			(○)	○		○	
	3速	○		○		●			
	4速	○	○			●			
	5速		○	○		●			
	6速		○		○	●			

(○) はエンジンブレーキ時 ●は係合するがトルク伝達なし

18/37
第18図

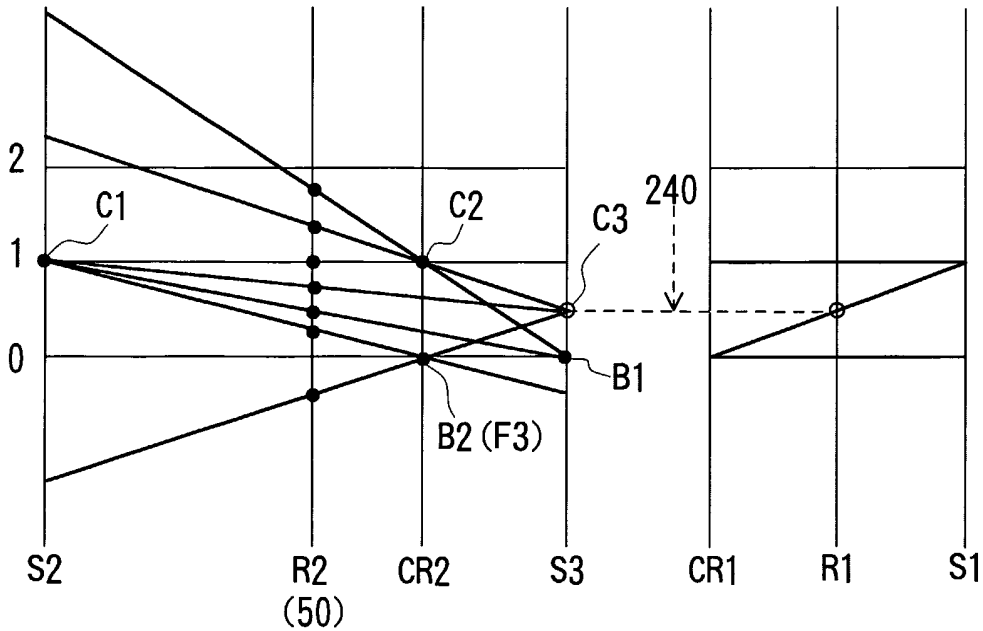


20/37
第20図

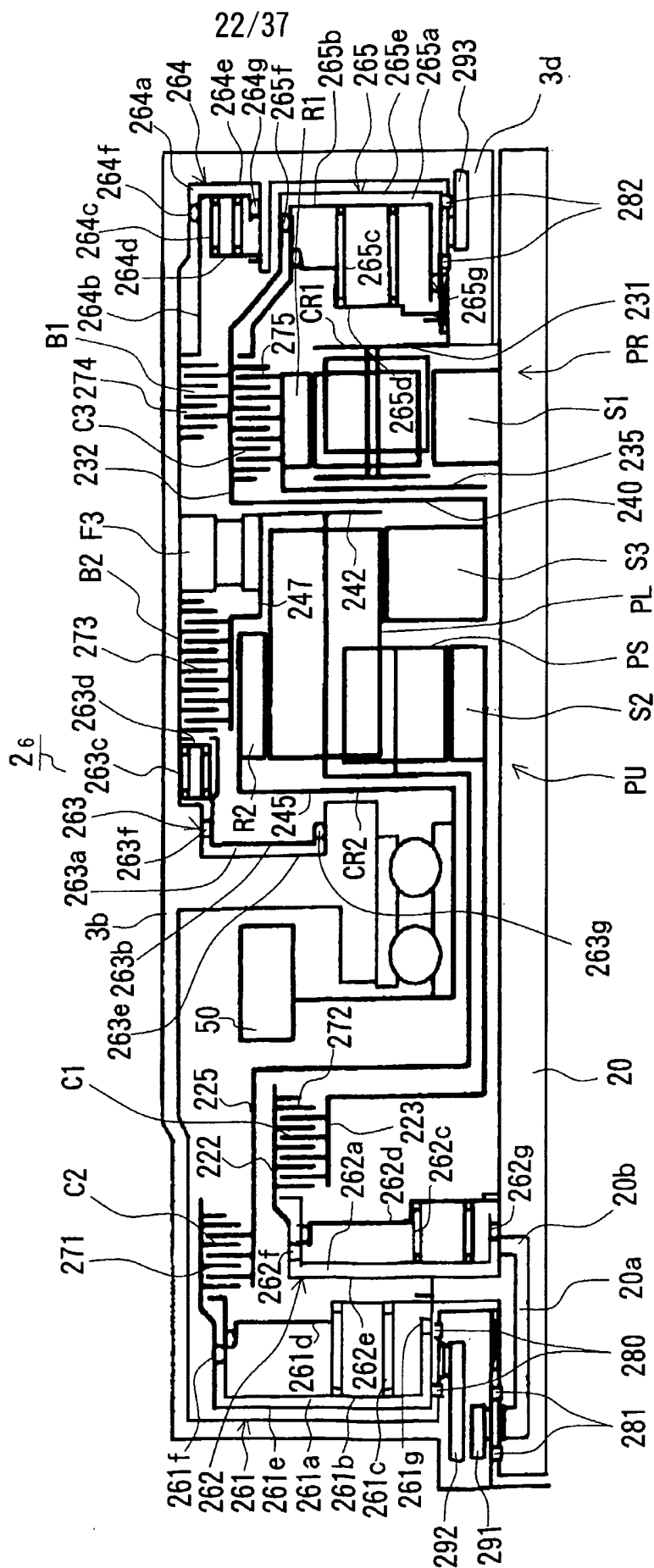
係合表

		C1	C2	C3	B1	B2	F3
P							
R				○		○	
N							
D	1速	○				(○)	○
	2速	○			○		
	3速	○		○			
	4速	○	○				
	5速		○	○			
	6速		○		○		

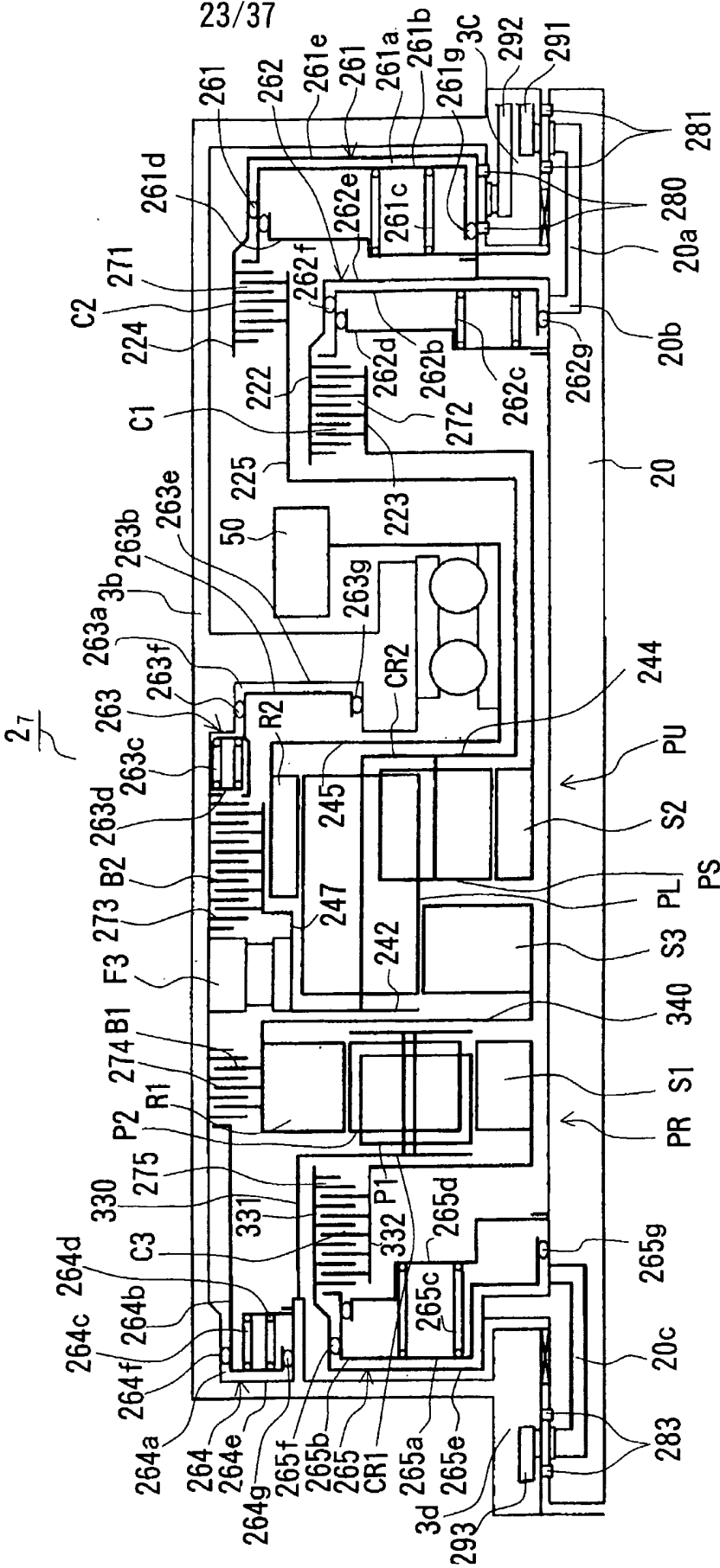
21/37
第21図



第22圖



第23図

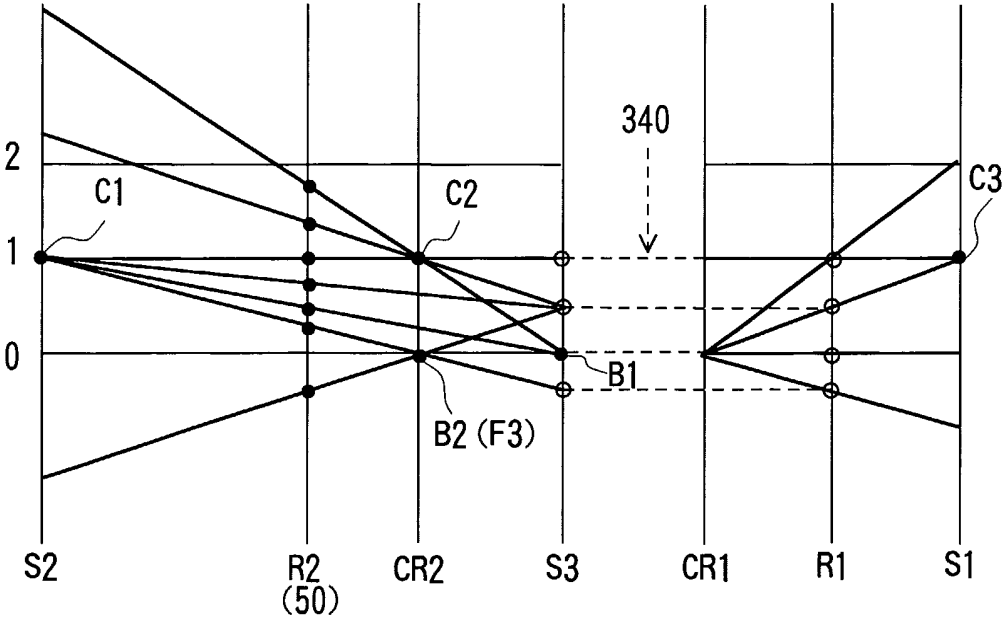


24/37
第24図

係合表

		C1	C2	C3	B1	B2	F3
P							
R				○		○	
N							
D	1速	○				(○)	○
	2速	○			○		
	3速	○		○			
	4速	○	○				
	5速		○	○			
	6速		○		○		

25/37
第25図

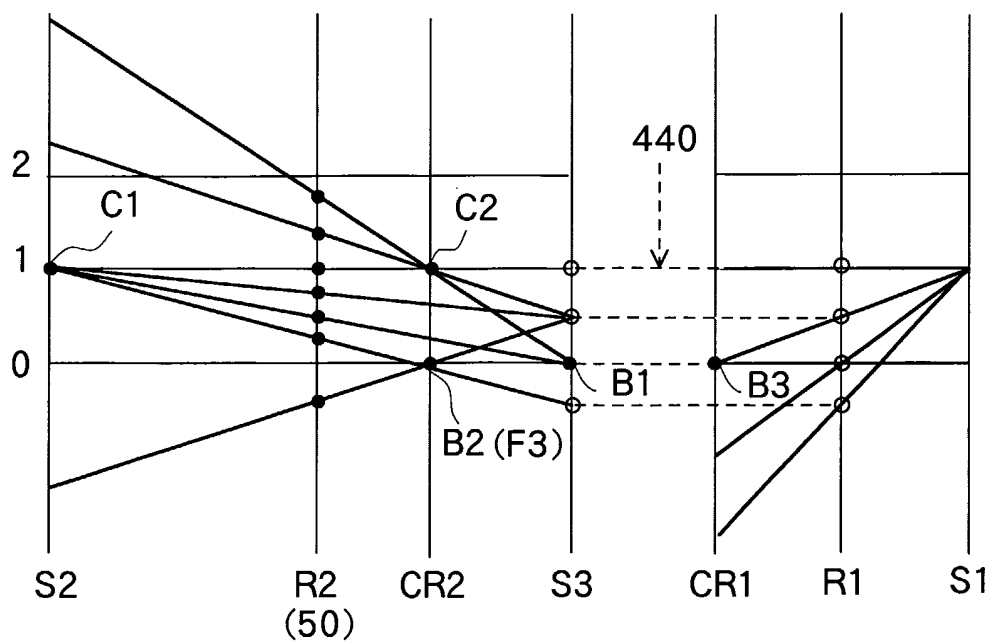


27/37
第27図

係合表

		C1	C2	B1	B2	B3	F3
P							
R					○	○	
N							
D	1 速	○			(○)		○
	2 速	○		○			
	3 速	○				○	
	4 速	○	○				
	5 速		○			○	
	6 速		○	○			

28/37
第28図

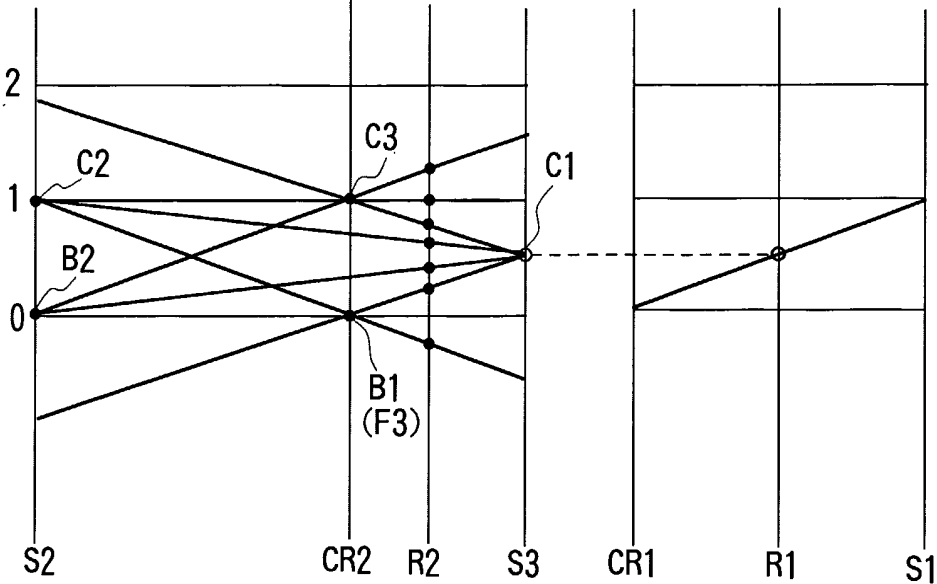


30/37
第30図

係合表

		C1	C2	C3	B1	B2	F3
P							
R			○		○		
N					○		
D	1 速	○			(○)		○
	2 速	○				○	
	3 速	○	○				
	4 速	○		○			
	5 速		○	○			
	6 速			○		○	

31/37
第31図

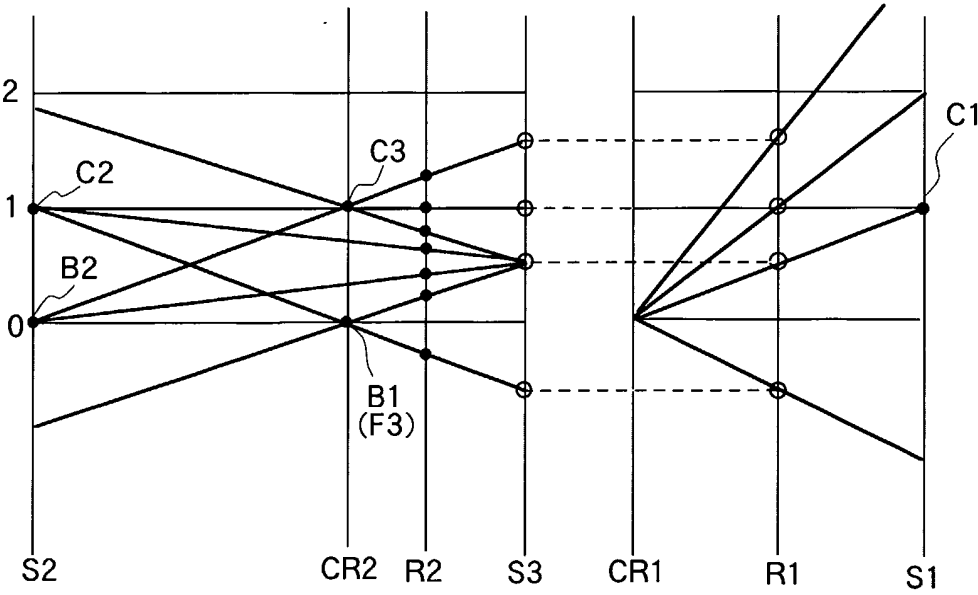


33/37
第33図

係合表

		C1	C2	C3	B1	B2	F3
P							
R			○		○		
N					○		
D	1 速	○			(○)		○
	2 速	○				○	
	3 速	○	○				
	4 速	○		○			
	5 速		○	○			
	6 速			○		○	

34/37
第34図

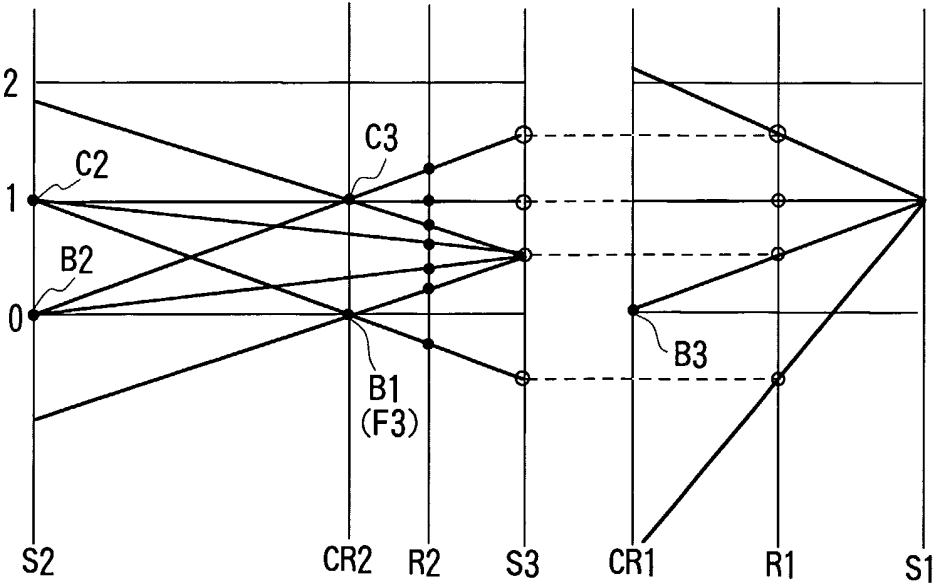


36/37
第36図

係合表

		C2	C3	B1	B2	B3	F3
P							
R		○		○			
N				○			
D	1 速			(○)		○	○
	2 速				○	○	
	3 速	○				○	
	4 速		○			○	
	5 速	○	○				
	6 速		○		○		

37/37
第37図



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/04112

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl⁷ F16H3/66

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁷ F16H3/00-3/78

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

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2003
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2003	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2003

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	US 5342257 A (HONDA GIKEN KOGYO KABUSHIKI KAISHA), 30 August, 1994 (30.08.94), Column 21, lines 31 to 44, 58 to 67; Figs. 93, 96 & JP 4-125345 A Page 13, upper left column, line 4 to 18; Figs. 93, 96 & EP 475410 A2	1, 2, 5-9, 13-15 3, 4, 10-12, 16-36
Y A	US 6110069 A (AISHIN AW CO., LTD.), 29 August, 2000 (29.08.00), Column 24, line 44 to column 26, line 41; Fig. 18 & JP 2000-55151 A Par. Nos. [0031] to [0037]; Fig. 1 Par. Nos. [0031] to [0060], [0069], [0070]; Figs. 1, 3 to 5, 11 & EP 962680 A2	1, 2, 5-9, 13-15 3, 4, 10-12, 16-36

☒ 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 document 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
30 June, 2003 (30.06.03)

Date of mailing of the international search report
15 July, 2003 (15.07.03)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/04112

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	US 5525117 A (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA), 11 June, 1996 (11.06.96), Column 4, lines 6 to 31; Fig. 1	6, 8, 13-15
A	Column 3, line 35 to column 8, line 37; Figs. 1, 2, 3	1-5, 9-12, 16-23, 31-36
A	Column 1, lines 22 to 61; Fig. 4 & JP 7-133850 A Par. Nos. [0013], [0014]; Fig. 1 Par. Nos. [0011] to [0033]; Figs. 1 to 3 Par. Nos. [0002] to [0006]; Fig. 4	1-15, 24-30
A	US 6176802 B1 (AISHIN AW CO., LTD.), 23 January, 2001 (23.01.01), Full text; Figs. 1 to 18 & JP 2000-199549 A & EP 997663 A2	1-23, 30-36
A	US 5133697 A (NISSAN MOTOR CO., LTD.), 28 July, 1992 (28.07.92), Full text; Figs. 1 to 16 & JP 3-74666 A	1-23, 30-36
A	US 5772552 A (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA), 30 June, 1998 (30.06.98), Full text; Figs. 1 to 18 & JP 8-105498 A & EP 705995 A2	1-15, 24-30
A	US 6287234 B1 (HYUNDAI MOTOR CO.), 11 September, 2001 (11.09.01), Full text; Figs. 1 to 8 & JP 2001-32892 A & DE 19961472 A1	1-15, 24-30
A	US 5460579 A (VOLKSWAGEN AG.), 24 October, 1995 (24.10.95), Full text; Figs. 1 to 3 & JP 6-323381 A & DE 4405048 A1 & FR 2702022 A1	1-15, 24-30
A	US 5222923 A (HONDA GIKEN KOGYO KABUSHIKI KAISHA), 29 June, 1993 (29.06.93), Column 24, line 33 to column 34, line 24; Figs. 106 to 173 & JP 4-140540 A	1-15, 24-30
A	US 4916980 A (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA), 17 April, 1990 (17.04.90), Full text; Figs. 1 to 20 & JP 1-105043 A & EP 305045 A1	1-15, 24-30

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))
Int. Cl⁷ F16H3/66

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. Cl⁷ F16H3/00-3/78

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996年
日本国公開実用新案公報 1971-2003年
日本国登録実用新案公報 1994-2003年
日本国実用新案登録公報 1996-2003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 請求の範囲の番号
Y	US 5342257 A (HONDA GIKEN KOGYO KABUSHIKI KAISHA) 1994.08.30, 第21欄第31-44行, 第58-67行, 第93, 96図	1, 2, 5- 9, 13- 15
A	& JP 4-125345 A 第13頁左上欄第4-18行, 第93, 96図 & EP 475410 A2	3, 4, 10 -12, 16 -36

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

30.06.03

国際調査報告の発送日

15.07.03

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

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)

中屋 裕一郎

3 J 3120

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

C (続き). 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y A	US 6110069 A (AISHIN AW CO., LTD.) 2000. 08. 29, 第24欄第44行-第26欄第41行, 第18図 & JP 2000-55151 A 段落番号【0031】-【0037】, 第1図 段落番号【0031】-【0060】, 【0069】, 【0070】, 第1, 3-5, 11図 & EP 962680 A2	1, 2, 5-9, 13-15 3, 4, 10-12, 16-36
Y A A	US 5525117 A (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) 1996. 06. 11, 第4欄第6-31行, 第1図 第3欄第35行-第8欄第37行, 第1, 2, 3図 第1欄第22-61行, 第4図 & JP 7-133850 A 段落番号【0013】, 【0014】, 第1図 段落番号【0011】-【0033】, 第1-3図 段落番号【0002】-【0006】, 第4図	6-8, 13-15 1-5, 9-12, 16-23, 31-36 1-15, 24-30
A	US 6176802 B1 (AISHIN AW CO., LTD.) 2001. 01. 23, 全文, 第1-18図 & JP 2000-199549 A & EP 997663 A2	1-23, 30-36
A	US 5133697 A (NISSAN MOTOR CO., LTD.) 1992. 07. 28, 全文, 第1-16図 & JP 3-74666 A	1-23, 30-36
A	US 5772552 A (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) 1998. 06. 30, 全文, 第1-18図 & JP 8-105498 A & EP 705995 A2	1-15, 24-30

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 請求の範囲の番号
A	US 6287234 B1 (HYUNDAI MOTOR COMPANY) 2001. 09. 11, 全文, 第1-8図 & JP 2001-32892 A & DE 19961472 A1	1-15, 24-30
A	US 5460579 A (VOLKSWAGEN AG) 1995. 10. 24, 全文, 第1-3図 & JP 6-323381 A & DE 4405048 A1 & FR 2702022 A1	1-15, 24-30
A	US 5222923 A (HONDA GIKEN KOGYO KABUSHIKI KAISHA) 1993. 06. 29, 第24欄第33行-第34欄第24行, 第106-173図 & JP 4-140540 A	1-15, 24-30
A	US 4916980 A (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) 1990. 04. 17, 全文, 第1-20図 & JP 1-105043 A & EP 305045 A1	1-15, 24-30