

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3834285号
(P3834285)

(45) 発行日 平成18年10月18日(2006.10.18)

(24) 登録日 平成18年7月28日(2006.7.28)

(51) Int. Cl.

F 1 6 H 3/66 (2006.01)

F 1

F 1 6 H 3/66

B

請求項の数 6 (全 16 頁)

(21) 出願番号	特願2002-353685 (P2002-353685)	(73) 特許権者	000231350
(22) 出願日	平成14年12月5日(2002.12.5)		ジャトコ株式会社
(65) 公開番号	特開2004-183835 (P2004-183835A)		静岡県富士市今泉700番地の1
(43) 公開日	平成16年7月2日(2004.7.2)	(74) 代理人	100072051
審査請求日	平成16年8月19日(2004.8.19)		弁理士 杉村 興作
		(72) 発明者	田口 祐将
			静岡県富士市今泉700番地の1 ジャトコ株式会社内
		審査官	小林 忠志

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 自動変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

動力源からの回転を入力される入力部と、

該入力部と同軸に配置した出力部と、

該入出力部間に多数の伝導経路を提供可能とする、前記入力部に近い側から順次並置した第1、第2および第3の三組の遊星歯車組と、

該3組の遊星歯車組が該伝導経路の内の一つを選択して対応変速比で前記入力部からの回転を変速し、前記出力部へ出力し得るようになるための選択的に断接可能なクラッチおよびブレーキとを具え、

該クラッチおよびブレーキの締結・解放の組み合わせにより少なくとも前進6速・後退1速を選択可能とした自動変速機であって、

前記第1の遊星歯車組が前記入力部からの回転を常時減速して出力する減速用遊星歯車組であり、

前記第2の遊星歯車組が、1個のサンギヤと、該サンギヤに噛み合うピニオンと、該ピニオンに噛み合う1個のリングギヤからなる3個の歯車要素を含む単純遊星歯車組であって、前記第1の遊星歯車組が出力した減速回転を前記3個の歯車要素の内2個の歯車要素に入力するものであり、

前記第3の遊星歯車組が、2個のサンギヤと、該2個のサンギヤに噛み合う共通なピニオンと、該ピニオンに噛み合う1個のリングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持するキャリアとより成るダブルサンギヤ型遊星歯車であり、

10

20

該第3の遊星歯車組のキャリアに対して回転を入力するためのメンバを、前記2個のサンギヤ間に配置してキャリアに結合したセンターメンバとし、
 前記第3の遊星歯車組のキャリアと、該キャリアを固定するためのブレーキとの間を結合するためのメンバを、ピニオン軸線方向中程位置において該キャリアから径方向外側へ延在するアウトメンバとし、
 前記第2の遊星歯車組のサンギヤと、前記第3の遊星歯車組の二つのサンギヤの内一方のサンギヤとを連結メンバにより連結し、
 変速機ケースに設けた中間壁により前記3個の遊星歯車組の内前記第1の遊星歯車組を前記第2および第3の遊星歯車組と区分し、
 該中間壁が前記出力部を回転自在に支持するようにした自動変速機において、
 少なくとも1速駆動時に、前記第2の遊星歯車組と前記第3の遊星歯車組の各リングギヤに生じるスラスト力の方向が異なるように当該各リングギヤのはず歯のねじり方向を設定したことを特徴とする自動変速機。

10

【請求項2】

請求項1記載の自動変速機において、
 少なくとも1速駆動時に、前記第2の遊星歯車組と前記第3の遊星歯車組の各リングギヤに生じるスラスト力の方向が対向するように当該各リングギヤのはず歯のねじり方向を設定したことを特徴とする自動変速機。

【請求項3】

請求項2記載の自動変速機において、
 少なくとも1速駆動時に、前記第3の遊星歯車組のリングギヤに生じるスラスト力が前記第2の遊星歯車組のリングギヤに生じるスラスト力よりも大きくなるように当該各遊星歯車組のギヤ諸元を設定したことを特徴とする自動変速機。

20

【請求項4】

請求項3記載の自動変速機において、
 前記ギヤ諸元として、前記第3の遊星歯車組のサンギヤの直径を前記第2の遊星歯車組のサンギヤの直径よりも小さくしたことを特徴とする自動変速機。

【請求項5】

請求項3記載の自動変速機において、
 前記ギヤ諸元として、前記第3の遊星歯車組のサンギヤの歯の掠れ角を前記第2の遊星歯車組のサンギヤの歯の掠れ角よりも大きくしたことを特徴とする自動変速機。

30

【請求項6】

請求項2記載の自動変速機において、
 前記第3の遊星歯車組のリングギヤが前記第2の遊星歯車組のキャリアと結合し、
 前記第1の遊星歯車組からの減速出力を、前記第2の遊星歯車組のリングギヤに第1のクラッチを介して、または前記第1の遊星歯車組からの減速出力を、前記第2の遊星歯車組のサンギヤに第2のクラッチを介して前記第1の遊星歯車組から前記第2の遊星歯車組へ入力するようにし、
 前記第2の遊星歯車組のサンギヤが前記第2のクラッチと結合するための延長部を有し、
 前記第2の遊星歯車組のリングギヤが径方向に延在する延長部を有し、
 該第2の遊星歯車組のサンギヤの延長部と該第2の遊星歯車組のリングギヤの延長部との間にスラスト軸受を介在させたことを特徴とする自動変速機。

40

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、入力部、遊星歯車組、クラッチ、ブレーキおよび出力部を有して構成し、遊星歯車組によりエンジンからの回転を減速および増速すると共に、クラッチとブレーキを適宜締結・解放することにより、少なくとも前進6速・後進1速の変速段を得ることのできる自動変速機に関するものである。

【0002】

50

【従来の技術】

かかる自動変速機の従来例として、エンジンからの入力を減速回転して出力する減速用単純遊星歯車組と、この単純遊星歯車組からの減速回転を入力して変速回転を出力する変速用ラビニヨ型遊星歯車組とを具え、少なくとも1速時に減速用単純遊星歯車組の一要素と、変速用ラビニヨ型遊星歯車組の一要素とにそれぞれ発生するスラスト力が伝達される伝達経路を設け、この経路に減速用単純遊星歯車組の一要素のスラスト力の方向と、変速用ラビニヨ型遊星歯車組の一要素のスラスト力の方向が互いに異なる方向となるように、これら各要素のはず歯のねじり方向を設定し、それによって、これらスラスト力を自動変速機の軸受やケースへの負荷が小さくなるように支持しているものがある（特許文献1）。

【0003】

10

【特許文献1】

特開2000-304107号公報

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

この自動変速機の場合、1速時には自動変速機の軸受またはケースに、前述した各遊星歯車組の一要素それぞれに生じるスラスト力の差分に相当する力が加わることとなる。例えば、前述した減速用遊星歯車組の一要素がサンギヤS1、ラビニヨ型遊星歯車組の一要素がサンギヤS3である場合、それぞれに生じるスラスト力をF1、F3とすると、ベアリングまたはケースに両者の差であるF3-F1の力が加わることとなる。

【0005】

20

ところが、この力は自動変速機の前側側、すなわち減速用遊星歯車組およびトルクコンバータが配置されている、しかもエンジンに近い側に向かって加わることとなる。通常の自動変速機の場合、変速動作を行うための作動油を供給するオイルポンプが自動変速機の前側側に設けられている。そのため、上述したスラスト力がオイルポンプにも加わることとなり、それによってオイルポンプの負荷が増大したり、ポンプ自体が変形する可能性がある、と言った問題がある。

【0006】

これを避けるためにはオイルポンプの壁厚を増加させる、より高い強度の材料を使用すると言った方策が必要となるが、それによって自動変速機が大型化したり、重量が重くなると言った問題も生じることとなる。また、変速機ケース内部に中間壁を設け、この中間壁が出力部（出力ギヤ）を支持する構成を取る場合、中間壁にスラスト力が加わると出力部における出力ギヤの歯当たりが悪化し、大きなギヤノイズを発生させる原因ともなる。

30

【0007】

本発明は、遊星歯車組に発生するスラスト力を適切に支持し得て、上記の問題点を解消した自動変速機を提案することを目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】

この目的のため本発明による自動変速機は、請求項1に記載の如く、動力源からの回転を入力される入力部と、該入力部と同軸に配置した出力部と、該入出力部間に多数の伝導経路を提供可能とする、前記入力部に近い側から順次並置した第1、第2および第3の三組の遊星歯車組と、該三組の遊星歯車組が該伝導経路の内の一つを選択して対応変速比で前記入力部からの回転を変速し、前記出力部へ出力し得るようになるための選択的に断接可能なクラッチおよびブレーキとを具え、該クラッチおよびブレーキの締結・解放の組み合わせにより少なくとも前進6速・後退1速を選択可能とした自動変速機であって、前記第1の遊星歯車組が前記入力部からの回転を常時減速して出力する減速用遊星歯車組であり、前記第2の遊星歯車組が、1個のサンギヤと、該サンギヤに噛み合うピニオンと、該ピニオ

40

50

ンに噛み合う1個のリングギヤからなる3個の歯車要素を含む単純遊星歯車組であって、前記第1の遊星歯車組が出力した減速回転を前記3個の歯車要素の内2個の歯車要素に入力するものであり、

前記第3の遊星歯車組が、2個のサンギヤと、該2個のサンギヤに噛み合う共通なピニオンと、該ピニオンに噛み合う1個のリングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持するキャリアとより成るダブルサンギヤ型遊星歯車であり、

該第3の遊星歯車組のキャリアに対して回転を入力するためのメンバを、前記2個のサンギヤ間に配置してキャリアに結合したセンターメンバとし、

前記第3の遊星歯車組のキャリアと、該キャリアを固定するためのブレーキとの間を結合するためのメンバを、ピニオン軸線方向中程位置において該キャリアから径方向外側へ延在するアウターメンバとし、

前記第2の遊星歯車組のサンギヤと、前記第3の遊星歯車組の二つのサンギヤの内一方のサンギヤとを連結メンバにより連結し、

変速機ケースに設けた中間壁により前記3個の遊星歯車組の内前記第1の遊星歯車組を前記第2および第3の遊星歯車組と区分し、

該中間壁が前記出力部を回転自在に支持するようにした自動変速機において、少なくとも1速駆動時に、前記第2の遊星歯車組と前記第3の遊星歯車組の各リングギヤに生じるスラスト力の方向が異なるように当該各リングギヤのはず歯のねじり方向を設定したことを特徴とするものである。

【0009】

【発明の効果】

本発明の自動変速機は3組の遊星歯車組を具え、その内の1組を単純遊星歯車組からなる減速用遊星歯車組とし、他の2組をそれぞれシングルピニオン型およびダブルサンギヤ型の二つの遊星歯車組からなる変速用遊星歯車組とし、変速機ケースに設けた中間壁により減速用遊星歯車組と変速用遊星歯車組とを区分し、これら遊星歯車組からの回転出力を駆動輪に向けて出力する出力部を中間壁で支持するように構成すると共に、少なくとも1速駆動時に、変速用遊星歯車組である第2の遊星歯車組と第3の遊星歯車組の各リングギヤに生じるスラスト力の方向が異なるように当該各リングギヤのはず歯のねじり方向を設定している。

【0010】

それによって、少なくとも1速時に各遊星歯車組に生じるスラスト力を効果的に相殺できるようにし、変速機の軸方向寸法を増大させることなくオイルポンプ等へスラスト力が加わることを効果的に防ぐことが可能となる。特に、中間壁にスラスト力が加わることによる出力ギヤの歯当たり悪化に伴うギヤノイズの発生を効果的に防止することができるようになる。

【0011】

本発明による自動変速機の好適な実施形態においては、請求項2に記載の如く、少なくとも1速駆動時に、前記第2の遊星歯車組と前記第3の遊星歯車組の各リングギヤに生じるスラスト力の方向が対向するように当該各リングギヤのはず歯のねじり方向を設定することとしても良い。それによって、各遊星歯車組に生じるスラスト力をより効果的に相殺することが可能となり、前述の効果を高めることができるようになる。

【0012】

本発明による自動変速機の好適な実施形態においては、請求項3に記載の如く、少なくとも1速駆動時に、前記第3の遊星歯車組のリングギヤに生じるスラスト力が前記第2の遊星歯車組のリングギヤに生じるスラスト力よりも大きくなるように当該各遊星歯車組のギヤ諸元を設定することとしても良い。このようにすることによっても、中間壁にスラスト力が加わることを効果的に防ぎ、上記の効果を高めることが可能となる。

【0013】

この場合、ギヤ諸元として、請求項4に記載の如く前記第3の遊星歯車組のサンギヤの直径を前記第2の遊星歯車組のサンギヤの直径よりも小さくすることとしても良く、または請

10

20

30

40

50

求項5に記載の如く前記第3の遊星歯車組のサンギヤの歯の擦れ角を前記第2の遊星歯車組のサンギヤの歯の擦れ角よりも大きくすることとしても良い。

【0014】

さらに本発明による自動変速機においては、請求項6に記載の如く、前記第3の遊星歯車組のリングギヤが前記第2の遊星歯車組のキャリアと結合し、前記第1の遊星歯車組からの減速出力を、前記第2の遊星歯車組のリングギヤに第1のクラッチを介して、または前記第1の遊星歯車組からの減速出力を、前記第2の遊星歯車組のサンギヤに第2のクラッチを介して前記第1の遊星歯車組から前記第2の遊星歯車組へ入力するようにし、前記第2の遊星歯車組のサンギヤが前記第2のクラッチと結合するための延長部を有し、前記第2の遊星歯車組のリングギヤが径方向に延在する延長部を有し、該第2の遊星歯車組のサンギヤの延長部と該第2の遊星歯車組のリングギヤの延長部との間にスラスト軸受を介在させることとしても良い。かかる構成とすることによって、このスラスト軸受で変速用遊星歯車組で生じるスラスト力を受けることとなるため、中間壁にスラスト力が加わることを効果的に防ぎ、上記の効果が高めることが可能となる。

10

【0015】

【発明の実施の形態】

以下、図面を参照して本発明の好適な実施形態について説明する。

【0016】

図1は、本発明の一実施形態に係る自動変速機用歯車変速装置を模式的に示し、G1は第1遊星歯車組、G2は第2遊星歯車組、G3は第3遊星歯車組、M1は第1連結メンバ、M2は第2連結メンバ、C1は第1クラッチ、C2は第2クラッチ、C3は第3クラッチ、B1は第1ブレーキ、B2は第2ブレーキ、Inputは入力部（入力軸1）、Outputは出力部（出力歯車2）である。

20

【0017】

本実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置（減速シングルピニオンタイプという）は、図1の左端部（入力部Inputに近い端部）より順次、シングルピニオン型遊星歯車組で構成した減速装置としての第1遊星歯車組G1、シングルピニオン型の第2遊星歯車組G2、ダブルサンギヤ型の第3遊星歯車組G3を同軸に配置し、第1遊星歯車組G1により減速用遊星歯車組を構成し、第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3により後段の変速機構を構成する。

【0018】

第1遊星歯車組G1は、第1サンギヤS1と、第1リングギヤR1と、これらギヤS1, R1に噛み合う第1ピニオンP1を回転自在に支持した第1キャリアPC1とを有したシングルピニオン型遊星歯車組（減速用遊星歯車組）とする。第2遊星歯車組G2は、第2サンギヤS2と、第2リングギヤR2と、これらギヤS2, R2に噛み合う第2ピニオンP2を回転自在に支持した第2キャリアPC2とを有したシングルピニオン型遊星歯車組とする。

30

【0019】

第3遊星歯車組G3は、入力部Inputに近い側における第3サンギヤS3および入力部Inputから遠い側における第4サンギヤS4と、これらサンギヤS3, S4の各々に噛み合う共通な第3ピニオンP3と、この第3ピニオンP3を回転自在に支持した第3キャリアPC3と、第3ピニオンP3に噛み合う1個の第3リングギヤR3とを有したダブルサンギヤ型遊星歯車組とする。第3サンギヤS3および第4サンギヤS4は同軸に配置するが、歯数を必ずしも同じにする必要はない。また第3キャリアPC3には、これに結合されてサンギヤS3, S4の間から径方向内方へ延在するセンターメンバCMと、第3キャリアPC3から径方向外方へ延在するアウターメンバOMとを設ける。なおセンターメンバCMは、第3ピニオンP3の配列ピッチ円上にあって隣り合う第3ピニオンP3間に存在する空間を貫通するよう径方向内方へ延在させる。

40

【0020】

入力部Inputは入力軸1で構成し、この入力軸1を第1リングギヤR1に結合すると共に、動力源としての図示しないエンジンに、同じく図示しないトルクコンバータを経て結合し、エンジン回転が入力軸1から第1リングギヤR1に入力されるようにしている。出力部Outputは出力歯車2で構成し、これを、第2キャリアPC2および第3リングギヤR3の結合に供されてこれらの結合体を成す第2連結メンバM2に同軸に結合し、出力歯車2からの変速機出力回転を

50

、図示しないファイナルギヤ組およびディファレンシャルギヤ装置を介して車両の駆動輪に伝達するようにしている。なお第1連結メンバM1は、第2サンギヤS2と第3サンギヤS3とを一体的に結合する連結メンバで、これらサンギヤの結合体を構成するものである。

【0021】

減速用遊星歯車組G1における第1サンギヤS1は、変速機ケース3に結合して常時固定とし、第1キャリアPC1は第1クラッチC1により第2リングギヤR2に適宜結合可能とするほか、第2クラッチC2により第2サンギヤS2に適宜結合可能とする。第3キャリアPC3のセンターメンバCMは、第3クラッチC3により入力軸1に適宜結合し得るようにし、従って第3クラッチC3は、入力回転をそのまま遊星歯車組G2、G3よりなる変速機構に伝達する直結クラッチを構成する。ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3における第3キャリアPC3のアウトメンバOMは、第1ブレーキB1により適宜変速機ケース3に結合可能にして第3キャリアPC3を適宜固定可能とし、第4サンギヤS4は、第2ブレーキB2により適宜変速機ケース3に結合可能にして固定可能とする。

10

【0022】

さらにアウトメンバOMはワンウェイクラッチOWCと結合している。第1ブレーキB1の解放状態で、このワンウェイクラッチOWCにより第3キャリアPC3の一方向回転阻止で前進第1速状態が得られるようにしている。

【0023】

上記の構成とした歯車変速装置は、クラッチC1、C2、C3およびブレーキB1、B2を図2に示す組み合わせにより締結（印で示す）させたり、開放（無印）させることにより、対応する変速段（前進第1速～第6速および後退）を選択することができ、これらクラッチおよびブレーキには、当該変速用の締結論理を実現する変速制御用のコントロールバルブポディー（図示せず）を接続する。変速制御用のコントロールバルブポディーとしては、油圧制御タイプ、電子制御タイプ、およびこれらを組み合わせた併用式のものが採用される。

20

【0024】

図3は、上述した自動変速機の実態構成を示す展開断面図である。図示の自動変速機においては、入力軸1に近い変速機ケース3の前端開口を、ポンプハウジング5およびポンプカバー6よりなるポンプケースにより塞ぎ、このポンプケースに入力軸1を貫通して軸承すると共に、入力軸1の突出端にトルクコンバータT/Cを介して動力源であるエンジンENGを駆動結合する。なお上記のポンプケース内には、詳細な図示を明瞭のため省略したギヤポンプ等のポンプ要素を内蔵してオイルポンプを構成し、これにポンプ駆動軸を介しエンジンに結合してオイルポンプを常にエンジンによって駆動している。

30

【0025】

入力軸1から遠い中間軸4の後端は、変速機ケース3の後端における端蓋7に回転自在に支持する。変速機ケース3の軸線方向中程に中間壁8を設け、この中間壁8に出力歯車2を回転自在に支持し、中間壁8の中心孔に中空軸9を介して入力軸1および中間軸4の突合せ嵌合部を回転自在に支持する。

【0026】

ポンプハウジング5およびポンプカバー6よりなるオイルポンプケースと、中間壁8との間に画成された前部空所内に第1遊星歯車組G1を配置すると共に、この第1遊星歯車組G1を包囲するように第3クラッチC3を配置する。第1遊星歯車組G1は、反力受けとして機能するようサンギヤS1をポンプカバー6の後方へ突出する中心ボス部6aにセレクション嵌着して常時回転不能とし、また回転入力メンバであるリングギヤR1を、入力軸1から径方向外方へ延在するフランジ1aに結合する。さらに回転出力メンバであるキャリアPC1は、中空軸9から径方向外方へ延在するフランジ10の外周に結合する。

40

【0027】

入力軸1に近い中間軸4の前端から径方向外方へ延在させてリングギヤR1を包囲するようクラッチドラム11を設け、該クラッチドラム11の内周およびリングギヤR1の外周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック12を設け、これらで直結クラッチとしての第3クラッチC3を構成し、このクラッチC3を減速用遊星歯車組G1

50

の外周に配置する。ここでリングギヤR1は、第3クラッチC3のクラッチハブに兼用する。なお第3クラッチC3の作動ピストンであるクラッチピストン13は、ポンプハウジング5およびポンプカバー6よりなるオイルポンプケースから遠い第1遊星歯車組G1の側に配置し、そのためクラッチピストン13は遊星歯車組G1と対面するクラッチドラム11の端壁および中間軸4の前端に嵌合する。

【0028】

中間壁8および端蓋7間に画成された後部空所内には、第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3と、第1クラッチC1および第2クラッチC2と、第1ブレーキB1および第2ブレーキB2とを配置する。第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3は中間軸4上に配置するが、第2遊星歯車組G2を第3遊星歯車組G3よりも入力軸1に近い側に位置させる。第2遊星歯車組G2のサンギヤS2および第3遊星歯車組G3のサンギヤS3を第1連結メンバM1により一体化すると共に中間軸4上に回転自在に支持する。中空軸9の中ほどから径方向外方へ延在し、その後軸線方向後方へ延在して第2リングギヤR2の外周に至るクラッチドラム15を設け、該クラッチドラム15の内周およびリングギヤR2の外周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック16を設け、これらで第1クラッチC1を構成する。

10

【0029】

上記のようにして第2遊星歯車組G2の外周に配置した第1クラッチC1よりも入力軸1に近い側に第2クラッチC2を配置するため、第2サンギヤS2の入力軸寄りの外縁に径方向外方へ延在するクラッチハブ17を固設し、該クラッチハブ17の外周とクラッチドラム15の内周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック18を設け、これらによって第2クラッチC2を構成する。なお、第1クラッチC1のクラッチピストン19および第2クラッチC2のクラッチピストン20は、クラッチピストン19の内側でクラッチピストン20が摺動するダブルピストンとして第1クラッチC1から遠い第2クラッチC2の側にまとめて配置し、それによってクラッチピストン20を第2遊星歯車組G2と対面するクラッチドラム15の端壁に嵌合する。これらクラッチピストン19, 20は、中間壁8および中空軸9に穿った個々の油路21(図では1個の油路のみが見えている)からの作動油圧を受けてストロークすることで第1クラッチC1および第2クラッチC2を個別に締結し得るものとする。

20

【0030】

第3遊星歯車組G3は前記したごとくダブルサンギヤ型遊星歯車組とするが、リングギヤR3の歯幅をピニオンP3の歯幅よりも小さくしてリングギヤR3を第2遊星歯車組G2に近い端部においてピニオンP3に噛合するよう位置させ、リングギヤR3を第2遊星歯車組G2のキャリアPC2に第2連結メンバM2で結合する時、この連結メンバM2を短くし得るようにしている。上記リングギヤR3の外周には、第1クラッチC1および第2クラッチC2のクラッチドラム15を包囲するように配置した筒状連結メンバ22の一端を結合し、該筒状連結メンバ22の他端は出力歯車2に結合させる。

30

【0031】

そして第3遊星歯車組G3のキャリアPC3に、このキャリアPC3から、前記したごとくサンギヤS3, S4間を経て径方向内方へ延在するセンターメンバCMを設けると共に、ピニオンP3の軸線方向中程位置においてリングギヤR3の端面に沿うよう径方向外方へ延在するアウターメンバOMを設ける。センターメンバCMは中間軸4に駆動結合し、これによりキャリアPC3をセンターメンバCMおよび中間軸4を経て第3クラッチC3のクラッチドラム11に結合する。アウターメンバOMには、その外周に結合してブレーキハブ23を設け、このブレーキハブ23を筒状連結メンバ22の外周に配置して中間壁8に接近する前方へ延在させる。ブレーキハブ23の前端における外周および変速機ケース3の内周にスプライン嵌合したブレーキプレートの交互配置になるブレーキパック24を設け、これにより第1ブレーキB1を構成し、この第1ブレーキB1を、ブレーキパック24の後方において変速機ケース3内に嵌合したブレーキピストン25により適宜締結可能にする。

40

【0032】

ブレーキハブ23の後端に被さるようブレーキハブ26を設け、該ブレーキハブ26の後端壁26aを第3遊星歯車組G3の背後に沿うよう円周方向内方に延在させ、このブレーキハブ後端壁

50

26aの内周を第3遊星歯車組G3のサンギヤS4に結合する。ブレーキハブ26の外周および変速機ケース3の内周にスプライン嵌合したブレーキプレートの交互配置になるブレーキパック27を設け、これにより第2ブレーキB2を構成し、この第2ブレーキB2を、ブレーキパック27の後方において変速機ケース3内に嵌合したブレーキピストン28により適宜締結可能にする。以上により、第1ブレーキB1および第2ブレーキB2はそれぞれ、第1クラッチC1および第2クラッチC2の外周に配置されると共に、第2ブレーキB2よりも第1ブレーキB1が入力軸1（第1遊星歯車組G1）の近くに配置されるが、これら第1ブレーキB1および第2ブレーキB2は第3遊星歯車組G3よりも第2遊星歯車組G2寄りに配置する。

【0033】

なお、第1ブレーキB1を構成するブレーキハブ23の前端と変速機ケース3との間にはワンウェイクラッチOWCを設け、第1ブレーキB1の解放状態でこのワンウェイクラッチOWCによる第3キャリアPC3の一方回転阻止で前進第1速状態が得られるようにする。但しこのワンウェイクラッチOWCによる第1速では、エンジンブレーキ時における第3キャリアPC3の逆方向回転をワンウェイクラッチOWCが許容するためエンジンブレーキが得られず、エンジンブレーキ要求時は第1ブレーキB1を締結して第3キャリアPC3の当該逆方向回転を阻止するものとしている。

【0034】

第2遊星歯車組G2のサンギヤP2と第2クラッチC2のクラッチハブ17とは、サンギヤP2から半径方向外向きに延在する延長部29によって結合している。一方、第2遊星歯車組G2のリングギヤR2は、半径方向内向きに延在する延長部30を有している。そして、サンギヤS2の延長部29とリングギヤR2の延長部30との間にはスラスト軸受31を介在させている。このスラスト軸受31が変速用遊星歯車組、すなわち第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3で生じるスラスト力を受けることとなり、このスラスト力が中間壁8へ伝達することを効果的に防ぐこととなる。

【0035】

図4は、図3の自動変速機の構成を模式化して示すものであり、特にここでは各遊星歯車組における各歯車のはず歯のねじり方向と、これらの歯車に生じるスラスト力の方向を示すものである。

【0036】

図示の自動変速機の各遊星歯車組における各歯車のはず歯のねじり方向は、図の斜線で示している。ここで、第1遊星歯車組G1のリングギヤR1、第2遊星歯車組G2のリングギヤ、第3遊星歯車組G3のリングギヤR3で生じるスラスト力をそれぞれF1、F2、F3、第1遊星歯車組G1のサンギヤS1、第2遊星歯車組G2のサンギヤS2、第3遊星歯車組G3のサンギヤS3、S4で生じるスラスト力をそれぞれFS1、FS2、FS3、FS4としている。

【0037】

図示の自動変速機においては、前述した各リングギヤに生じるスラスト力F1、F2、F3の内、F1およびF3が同方向、F2が逆方向になるように設定しており、F1およびF3の方向は入力側（図では左向き）、すなわち図示しないエンジンに向かう方向としている。また、連結メンバM1で連結している第2遊星歯車組G2のサンギヤS2と、第3遊星歯車組G3の一方のサンギヤS3のはず歯のねじり方向を同方向としている。かかる構成としたことによる作用効果については以下で詳細に説明する。

【0038】

図5～図11は、上述した自動変速機の各変速段におけるトルク伝達経路および各遊星歯車組の歯車に生じるスラスト力とその方向を示すものである。以下、図面を参照して各変速段毎に説明する。なお、図では、トルク伝達経路を太線で、また歯車に生じるスラスト力の方向を矢印でそれぞれ示している。

【0039】

（第1速）

前進第1速は、図2にも示すように第1クラッチC1と第1ブレーキB1の締結により得られる。この第1速では、図5に示すように、第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結によ

10

20

30

40

50

り、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。一方、第3遊星歯車組G3においては、第1ブレーキB1の締結により、第3キャリアPC3がケースに固定されるため、第3リングギヤR3からの出力回転に対し、第3サンギヤS3の回転は、回転方向が逆方向の減速回転となる。そして、この第3サンギヤS3の回転は、第1連結メンバM1を介し、第2遊星歯車組G2の第2サンギヤS2に伝達される。

【0040】

よって、第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から正方向の減速回転が入力され、第2サンギヤS2から逆方向の減速回転が入力されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転をさらに減速した回転が、第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を經由して出力ギヤ2へ出力される。この第1速でのトルク伝達経路は、図5に太線で示す第1クラッチC1、第1ブレーキB1および各メンバと、第1遊星歯車組G1、第2遊星歯車組G2、および第3遊星歯車組G3（第4サンギヤS4を除く）にトルクが作用することになる。つまり第1速では、第1遊星歯車組G1と、後段の変速機構を構成する第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3の全てがトルク伝達に関与する。

10

【0041】

その結果、第1速においては、各遊星歯車組のリングギヤR1, R2, R3にはスラスト力F1, F2, F3が、サンギヤS1, S2, S3にはスラスト力FS1, FS2, FS3がそれぞれ発生する。ところが、図示のように、スラスト力F1, F2, F3の内F1およびF3が同方向（図の左向き）に作用し、F2はこれらと反対方向（図の右向き）に作用する。一方スラスト力FS1, FS2, FS3の内FS1およびFS3は右向きに作用し、FS2は左向きに作用する。その結果、スラスト力F1とFS1、F2とFS2およびF3とFS3がそれぞれ互いに相殺されることとなる。その結果、変速機ケースの中間壁8にはスラスト力が作用しないこととなる。したがって、これらスラスト力がエンジン側、特にオイルポンプへ作用することが効果的に避けられることとなる。

20

【0042】

（第2速）

第2速は、図2に示すように、第1速で締結されていた第2ブレーキB1を解放し、第2ブレーキB2を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1および第2ブレーキB2の締結により得ることができる。この第2速では、図6に示すように第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。一方、第3遊星歯車組G3においては、第2ブレーキB2の締結により、第4サンギヤS4がケースに固定されるため、第3ピニオンP3により連結されている第3サンギヤS3が固定される。そして、第1連結メンバM1を介し第3サンギヤS3と連結されている第2サンギヤS2がケースに固定される。

30

【0043】

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から正方向の減速回転が入力され、第2サンギヤS2が固定されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転を更に減速した回転（但し、第1速よりも高速）が、第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を經由して出力歯車2へ出力される。この第2速でのトルク伝達経路は、図6に太線で示す第1クラッチC1、第2ブレーキB2および各メンバと、第1遊星歯車組G1および第2遊星歯車組G2とにトルクが作用することになる。なお、第3遊星歯車組G3については、固定である両サンギヤS3, S4の回りを、非拘束の第3ピニオンP3が第3リングギヤR3の出力回転に伴って公転するだけであり、回転メンバとして機能してもトルク伝達には関与しない。

40

【0044】

その結果、第2速においては、リングギヤR1, R2にはスラスト力F1, F2が、サンギヤS1, S2, S3, S4にはスラスト力FS1, FS2, FS3, FS4がそれぞれ発生する。ところが、図示のように、スラスト力F1はFS1と、F2はFS2と、またFS3はFS4とそれぞれ相殺される。その結果、第1速の場合と同様、変速機ケースの中間壁8にはスラスト力が作用しないこととなる。

【0045】

（第3速）

第3速は図2に示すように、第2速で締結されていた第2ブレーキB2を解放し、第2クラッチC

50

1を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1および第2クラッチC2の締結により得ることができる。この第3速では、図7に示すように第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2にされる。同時に、第2クラッチC2の締結により、この減速回転が第2遊星歯車組G2の第2サンギヤS2にされる。よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2と第2サンギヤS2とから同一の減速回転がされることで、両ギヤR2, S2と一体に回転する第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ減速回転（第1遊星歯車組G1の減速回転と同じ）がされる。この第3速でのトルク伝達経路は、図7に太線で示す第1クラッチC1、第2クラッチC2および各メンバと、第1遊星歯車組G1および第2遊星歯車組G2とにトルクが作用することになる。すなわち、第3遊星歯車組G3はトルク伝達に何ら関与しない。

10

【0046】

その結果、第3速においては、リングギヤR1, R2にはスラスト力F1, F2が、サンギヤS1, S2にはスラスト力FS1, FS2がそれぞれ発生する。ところが、図示のように、スラスト力F1はFS1と相殺される。また、スラスト力F2はFS2と相殺される。

【0047】

（第4速）

第4速は図2に示すように、3速で締結されていた第2クラッチC2を解放し、第3クラッチC3を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1および第3クラッチC3の締結により得られる。この第4速では、図8に示すように第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2にされる。一方第3遊星歯車組G3においては、第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転がセンターメンバCMを介して第3キャリアPC3にされる。このため、第3サンギヤS3の回転は、第3リングギヤR3の出力回転よりも増速され、この第3サンギヤS3の増速回転は、第1連結メンバM1を介して第2サンギヤS2に伝達される。

20

【0048】

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から減速回転がされ、第2サンギヤS2から増速回転がされることになり、第2リングギヤR2からの減速回転を増速した回転（但し、入力回転よりも低回転）が、第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を経由して出力ギヤ2へされる。この第4速でのトルク伝達経路は、図8に太線で示す第1クラッチC1、第3クラッチC3および各メンバと、第1遊星歯車組G1、第2遊星歯車組G2、および第3遊星歯車組G3（第4サンギヤS4を除く）にトルクが作用することになる。

30

【0049】

その結果、第4速においては、リングギヤR1, R2, R3にはスラスト力F1, F2, F3が、サンギヤS1, S2, S3にはスラスト力FS1, FS2, FS3がそれぞれ発生する。ところが、図示のように、スラスト力F1はFS1と、F2はFS2と、またF3はFS3とそれぞれ相殺される。その結果、この第4速においても変速機ケースの中間壁8にはスラスト力が作用しないことになる。

【0050】

（第5速）

第5速は図2に示すように、第4速で締結されていた第1クラッチC1を解放し、第2クラッチC2を締結する掛け替えにより、従って第2クラッチC2および第3クラッチC3の締結により得られる。この第5速では、図9に示すように第2クラッチC2の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2サンギヤS2および第1連結メンバM1を介して第3サンギヤS3にされる。同時に、第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転がセンターメンバCMを介して第3キャリアPC3にされる。

40

【0051】

よって第3遊星歯車組G3においては、第3キャリアPC3に入力回転がされ、第3サンギヤS3に第1遊星歯車組G1からの減速回転がされることになり、入力回転よりも増速した回転が、第3リングギヤR3から第2連結メンバM2を経由して出力ギヤ2へされる。この第5速でのトルク伝達経路は、図9に太線で示す第2クラッチC2、第3クラッチC3および各メンバと、第1遊星歯車組G1および第3遊星歯車組G3（第4サンギヤS4を除く）にトルクが作

50

用することになる。

【 0 0 5 2 】

その結果、第5速においては、リングギヤR1, R3にはスラスト力F1, F3が、サンギヤS1, S3にはスラスト力FS1, FS3がそれぞれ発生する。ところが、図示のように、スラスト力F3はFS3と相殺される。また、スラスト力F1はFS1と相殺される。

【 0 0 5 3 】

(第6速)

第6速は、図2に示すように第5速で締結されていた第2クラッチC2を解放し、第2ブレーキB2を締結する掛け替えにより、従って第3クラッチC3および第2ブレーキB2の締結により得られる。この第6速では、図10に示すように第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転が第3遊星歯車組G3のセンターメンバCMを介して第3キャリアPC3に入力される。また第2ブレーキB2の締結により、第3遊星歯車組G3の第4サンギヤS4がケースに固定される。

10

【 0 0 5 4 】

よって第3遊星歯車組G3においては、第3キャリアPC3に入力回転が入力され、第4サンギヤS4がケースに固定されることになり、入力回転よりも増速した回転が、第3リングギヤR3から第2連結メンバM2を経由して出力ギヤ2へ出力される。この第6速でのトルク伝達経路は、図10に太線で示す第3クラッチC3、第2ブレーキB2および各メンバと、第3遊星歯車組G3(但し、第3サンギヤS3を除く)とにトルクが作用することになる。

【 0 0 5 5 】

その結果、第6速においては、リングギヤR3にスラスト力F3が、サンギヤS4にスラスト力FS4がそれぞれ発生する。この場合、スラスト力F3はFS4と相殺される。

20

【 0 0 5 6 】

(後退)

後退の変速段は、図2に示すように第2クラッチC2と第1ブレーキB1を締結することにより得られる。この後退変速段では、第2クラッチC2の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2サンギヤS2および第1連結メンバM1を介して第3サンギヤS3に入力される。一方第1ブレーキB1の締結により、第3キャリアPC3がケースに固定される。よって第3遊星歯車組G3においては、第3サンギヤS3に正方向の減速回転が入力され、第3キャリアPC3がケースに固定となり、第3リングギヤR3からは減速した逆回転が、第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

30

【 0 0 5 7 】

この後退変速段でのトルク伝達経路は図11に示す通りであり、太線で示す第2クラッチC2、第1ブレーキB1および各メンバと、第1遊星歯車組G1および第3遊星歯車組G3(但し、第4サンギヤS4を除く)とにトルクが作用することになる。

【 0 0 5 8 】

その結果、後退変速段においては、リングギヤR1, R3にスラスト力F1, F3が、サンギヤS1, S3にスラスト力FS1, FS3がそれぞれ発生する。ところが、図示のように、スラスト力F1はFS1と互いに相殺される。また、スラスト力F3が中間壁8に作用するが、出力ギヤ2のスラスト力と互いに相殺されるため、スラスト力の作用は十分に小さく、影響はない。

40

【 0 0 5 9 】

さて、図示の自動変速機においては、第3遊星歯車組G3のリングギヤR3に生じるスラスト力F3が、第2遊星歯車組G2のリングギヤR2に生じるスラスト力F2よりも大きくなるように、各遊星歯車組のギヤ諸元を設定することとしても良い。具体的には、例えば第3遊星歯車組G3のサンギヤS3の直径を第2遊星歯車組G2のサンギヤS2の直径よりも小さくしたり、また第3遊星歯車組G3のサンギヤS3の歯の掠れ角を第2遊星歯車組G2のサンギヤS2の歯の掠れ角よりも大きくしたりする。それによって、少なくとも第1速時において変速用遊星歯車組、すなわち第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3の各ギヤに生じるスラスト力をより効果的に相殺し、変速機ケースの中間壁8にスラスト力が作用するのを防いでいる。

【 0 0 6 0 】

50

また、前述したように第2遊星歯車組G2のサンギヤS2の延長部29とリングギヤR2の延長部30との間にはスラスト軸受31を介在させ、このスラスト軸受31が、少なくとも第1速時において変速用遊星歯車組で生じるスラスト力を受けるものとしている。それによって、変速機ケースの中間壁8にスラスト力が作用するのを防いでいる。

【0061】

以上説明したように、本発明による自動変速機は、各遊星歯車組に生じるスラスト力を効果的に相殺できるような構成としていることから、変速機の軸方向寸法を増大させることなくオイルポンプ等へスラスト力が加わることを効果的に防ぐことが可能となる。特に、中間壁にスラスト力が加わることによる出力ギヤの歯当たり悪化に伴うギヤノイズの発生を効果的に防止することができるようになる。

10

【図面の簡単な説明】

【図1】 図1は、本発明の一実施形態に係る自動変速機用歯車変速装置の構成を模式的に示すスケルトン図である。

【図2】 図1の自動変速機における締結要素の締結と選択変速段との関係を示す締結論理説明図である。

【図3】 図1の自動変速機の実態構成の一例を示す展開断面図である。

【図4】 図3の自動変速機の構成を模式化して示すものであり、特に各遊星歯車組における各歯車のはず歯のねじり方向と、これらの歯車に生じるスラスト力の方向を示すものである。

【図5】 図3の自動変速機の第1速におけるトルク伝達経路と遊星歯車組に生じるスラスト力の方向を示す図である。

20

【図6】 図3の自動変速機の第2速におけるトルク伝達経路と遊星歯車組に生じるスラスト力の方向を示す図である。

【図7】 図3の自動変速機の第3速におけるトルク伝達経路と遊星歯車組に生じるスラスト力の方向を示す図である。

【図8】 図3の自動変速機の第4速におけるトルク伝達経路と遊星歯車組に生じるスラスト力の方向を示す図である。

【図9】 図3の自動変速機の第5速におけるトルク伝達経路と遊星歯車組に生じるスラスト力の方向を示す図である。

【図10】 図3の自動変速機の第6速におけるトルク伝達経路と遊星歯車組に生じるスラスト力の方向を示す図である。

30

【図11】 図3の自動変速機の後退変速段におけるトルク伝達経路と遊星歯車組に生じるスラスト力の方向を示す図である。

【符号の説明】

G1, G2, G3 遊星歯車組

S1, S2, S3, S4 サンギヤ

P1, P2, P3 ピニオンギヤ

PC1, PC2, PC3 キャリア

R1, R2, R3 リングギヤ

C1, C2, C3 クラッチ

40

B1, B2 ブレーキ

M1, M2 連結メンバ

CM センターメンバ

OM アウターメンバ

OWC ワンウェイクラッチ

T/C トルクコンバータ

ENG エンジン

1 入力軸

2 出力歯車

3 変速機ケース

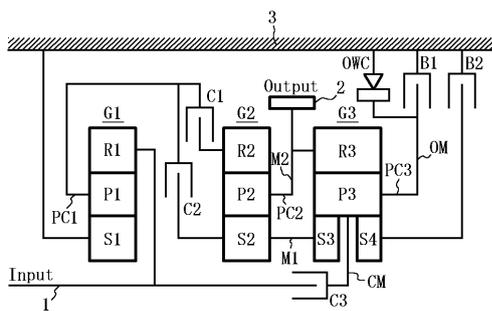
50

- 4 中間軸
- 5 ポンプハウジング
- 6 ポンプカバー
- 7 端蓋
- 8 中間壁
- 9 中空軸
- 10 フランジ
- 11, 15 クラッチドラム
- 12, 16, 18 クラッチパック
- 13, 19, 20 クラッチピストン
- 14, 21 油路
- 17 クラッチハブ
- 21 油路
- 22 筒状連結メンバ
- 23, 26 ブレーキハブ
- 24, 27 ブレーキパック
- 25, 28 ブレーキピストン
- 29 サンギヤP2の延長部
- 30 リングギヤR2の延長部
- 31 スラスト軸受

10

20

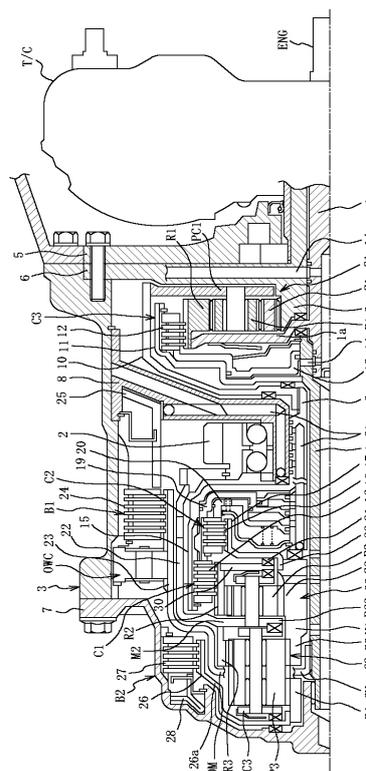
【 図 1 】



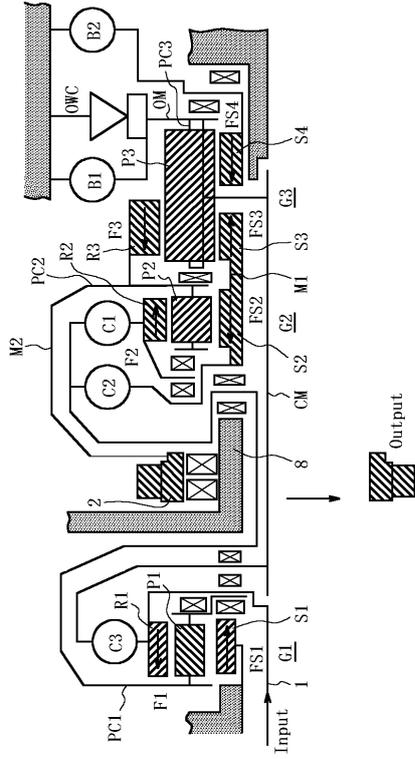
【 図 2 】

摩擦要素	C1	C2	C3	B1	B2	OWC
変速段						
前進	第1速	○		(○)		○
	第2速	○			○	
	第3速	○	○			
	第4速	○		○		
	第5速		○	○		
	第6速			○		○
後退		○		○		

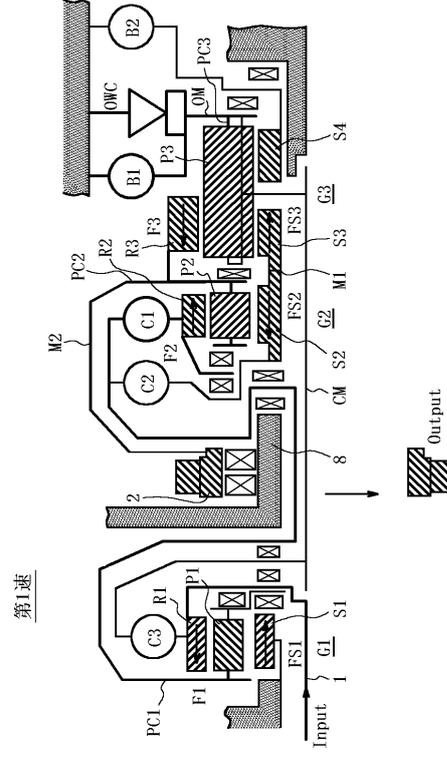
【 図 3 】



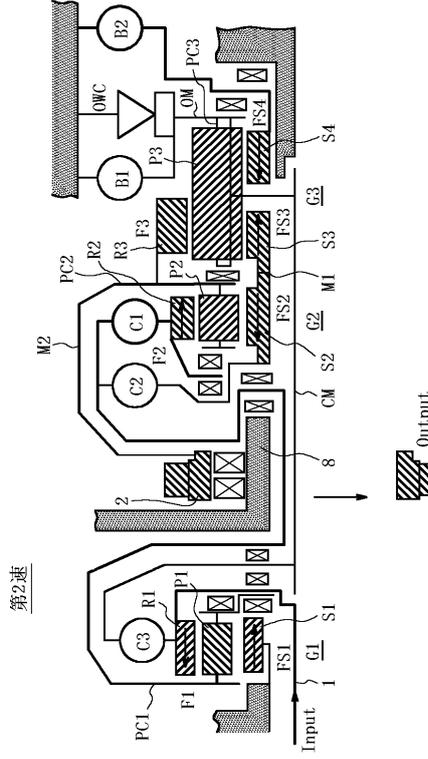
【 図 4 】



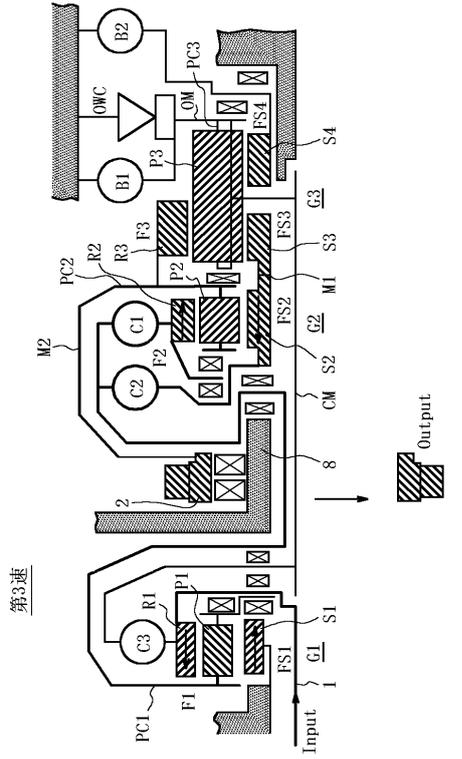
【 図 5 】



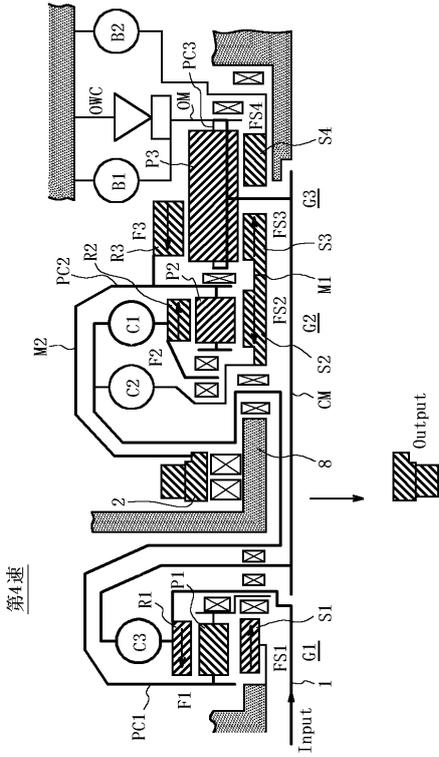
【 図 6 】



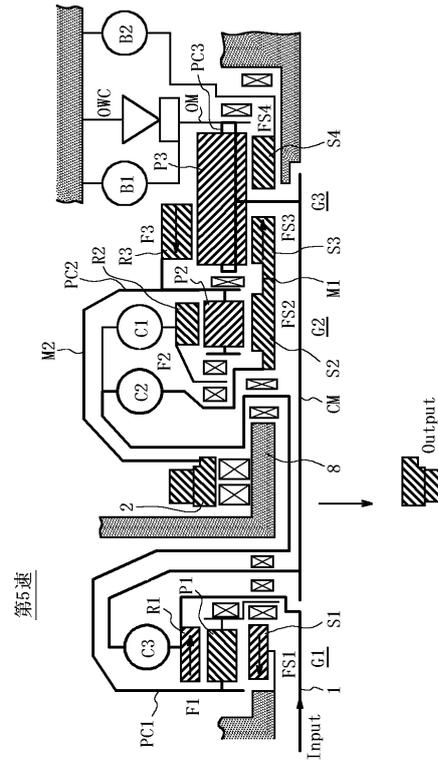
【 図 7 】



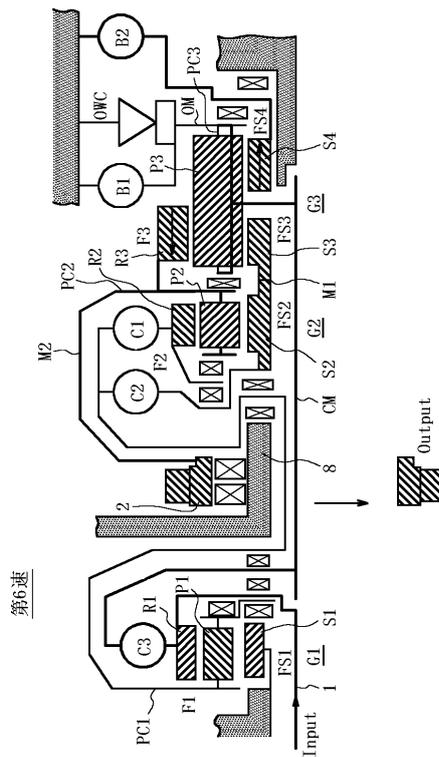
【 8 】



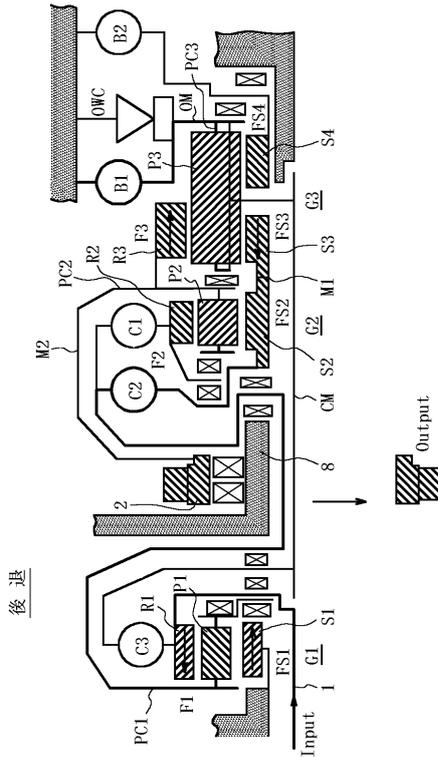
【 9 】



【 10 】



【 11 】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開2000-304107(JP,A)
特開2000-055152(JP,A)
特開2000-110900(JP,A)
特開平07-259933(JP,A)

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