

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2011-69472

(P2011-69472A)

(43) 公開日 平成23年4月7日(2011.4.7)

(51) Int.Cl. F 1 6 H 3/66 (2006.01) F 1 6 H 3/66 A テーマコード (参考) 3 J 0 2 8

審査請求 有 請求項の数 4 O L (全 30 頁)

(21) 出願番号	特願2009-223096 (P2009-223096)	(71) 出願人	000231350 ジャトコ株式会社 静岡県富士市今泉700番地の1
(22) 出願日	平成21年9月28日 (2009.9.28)	(74) 代理人	100082670 弁理士 西脇 民雄
		(72) 発明者	山本 明弘 静岡県富士市今泉700番地の1 ジャトコ株式会社内
		(72) 発明者	青田 和明 静岡県富士市今泉700番地の1 ジャトコ株式会社内
		(72) 発明者	犬田 行宣 静岡県富士市今泉700番地の1 ジャトコ株式会社内

最終頁に続く

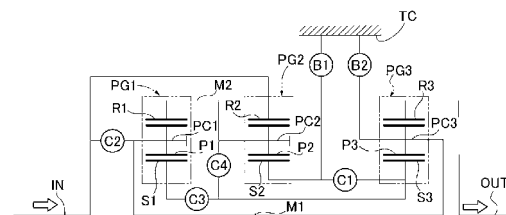
(54) 【発明の名称】 自動変速機

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 3遊星6摩擦要素で前進8速を達成しながら、ギヤ効率・ギヤノイズ・耐久信頼性・コストの面で有利であると共に、フリクション損失を小さく抑えることで、駆動エネルギーの伝達効率の向上を図ること。

【解決手段】 シングルピニオンによる第1の遊星歯車PG1と第2の遊星歯車PG2と第3の遊星歯車PG3を備え、入力軸INはリングギヤR2に常時連結し、出力軸OUTはリングギヤR3に常時連結し、キャリアPC1とキャリアPC3を常時連結して回転メンバM1を構成し、リングギヤR1とキャリアPC2を常時連結して回転メンバM2を構成する。第1・2・3・4クラッチC1、C2、C3、C4と、第1・2ブレーキB1、B2と、により構成される6つの摩擦要素のうち、三つの同時締結の組み合わせにより、少なくとも前進8速及び後退1速を達成する。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

第 1 のサンギヤと、第 1 のリングギヤと、前記第 1 のサンギヤと前記第 1 のリングギヤに噛み合う第 1 のシングルピニオンを支持する第 1 のキャリアと、からなる第 1 の遊星歯車と、

第 2 のサンギヤと、第 2 のリングギヤと、前記第 2 のサンギヤと前記第 2 のリングギヤに噛み合う第 2 のシングルピニオンを支持する第 2 のキャリアと、からなる第 2 の遊星歯車と、

第 3 のサンギヤと、第 3 のリングギヤと、前記第 3 のサンギヤと前記第 3 のリングギヤに噛み合う第 3 のシングルピニオンを支持する第 3 のキャリアと、からなる第 3 の遊星歯車と、

10

6 つの摩擦要素と、を備え、

前記 6 つの摩擦要素を適宜締結解放することにより少なくとも前進 8 速の変速段に変速して入力軸からのトルクを出力軸に出力可能な自動変速機において、

前記入力軸は、前記第 2 のリングギヤに常時連結しており、

前記出力軸は、前記第 3 のリングギヤに常時連結しており、

前記第 1 のキャリアと前記第 3 のキャリアは、常時連結して第 1 の回転メンバを構成しており、

前記第 1 のリングギヤと前記第 2 のキャリアは、常時連結して第 2 の回転メンバを構成しており、

20

前記 6 つの摩擦要素は、

前記第 2 のサンギヤと前記第 3 のサンギヤの間を選択的に連結する第 1 の摩擦要素と、

前記第 2 のリングギヤと前記第 1 の回転メンバの間を選択的に連結する第 2 の摩擦要素と、

前記第 1 のサンギヤと前記第 3 のサンギヤの間を選択的に連結する第 3 の摩擦要素と、

前記第 2 の回転メンバと前記第 3 のサンギヤの間を選択的に連結する第 4 の摩擦要素と

、

前記第 2 のサンギヤの回転に係止可能な第 5 の摩擦要素と、

前記第 1 の回転メンバの回転に係止可能な第 6 の摩擦要素と、

により構成され、

30

前記 6 つの摩擦要素のうち、三つの同時締結の組み合わせにより、少なくとも前進 8 速及び後退 1 速を達成することを特徴とする自動変速機。

【請求項 2】

第 1 のサンギヤと、第 1 のリングギヤと、前記第 1 のサンギヤと前記第 1 のリングギヤに噛み合う第 1 のシングルピニオンを支持する第 1 のキャリアと、からなる第 1 の遊星歯車と、

第 2 のサンギヤと、第 2 のリングギヤと、前記第 2 のサンギヤと前記第 2 のリングギヤに噛み合う第 2 のダブルピニオンを支持する第 2 のキャリアと、からなる第 2 の遊星歯車と、

第 3 のサンギヤと、第 3 のリングギヤと、前記第 3 のサンギヤと前記第 3 のリングギヤに噛み合う第 3 のシングルピニオンを支持する第 3 のキャリアと、からなる第 3 の遊星歯車と、

40

6 つの摩擦要素と、を備え、

前記 6 つの摩擦要素を適宜締結解放することにより少なくとも前進 8 速の変速段に変速して入力軸からのトルクを出力軸に出力可能な自動変速機において、

前記入力軸は、前記第 2 のキャリアに常時連結しており、

前記出力軸は、前記第 3 のリングギヤに常時連結しており、

前記第 1 のキャリアと前記第 3 のキャリアは、常時連結して第 1 の回転メンバを構成しており、

前記第 1 のリングギヤと前記第 2 のリングギヤは、常時連結して第 2 の回転メンバを構

50

成しており、

前記 6 つの摩擦要素は、

前記第 2 のサンギヤと前記第 3 のサンギヤの間を選択的に連結する第 1 の摩擦要素と、
前記第 2 のキャリヤと前記第 1 の回転メンバの間を選択的に連結する第 2 の摩擦要素と

、

前記第 1 のサンギヤと前記第 3 のサンギヤの間を選択的に連結する第 3 の摩擦要素と、
前記第 2 の回転メンバと前記第 3 のサンギヤの間を選択的に連結する第 4 の摩擦要素と

、

前記第 2 のサンギヤの回転に係止可能な第 5 の摩擦要素と、
前記第 1 の回転メンバの回転に係止可能な第 6 の摩擦要素と、

10

により構成され、

前記 6 つの摩擦要素のうち、三つの同時締結の組み合わせにより、少なくとも前進 8 速及び後退 1 速を達成することを特徴とする自動変速機。

【請求項 3】

請求項 1 または請求項 2 に記載された自動変速機において、

前記 6 つの摩擦要素のうち、三つの同時締結の組み合わせにより、少なくとも前進 8 速は、

前記第 1 の摩擦要素と前記第 3 の摩擦要素と前記第 6 の摩擦要素の同時締結により達成する第 1 速と、

前記第 3 の摩擦要素と前記第 5 の摩擦要素と前記第 6 の摩擦要素の同時締結により達成する第 2 速と、

20

前記第 1 の摩擦要素と前記第 3 の摩擦要素と前記第 5 の摩擦要素の同時締結により達成する第 3 速と、

前記第 3 の摩擦要素と前記第 4 の摩擦要素と前記第 5 の摩擦要素の同時締結により達成する第 4 速と、

前記第 2 の摩擦要素と前記第 3 の摩擦要素と前記第 5 の摩擦要素の同時締結により達成する第 5 速と、

前記第 2 の摩擦要素と前記第 3 の摩擦要素と前記第 4 の摩擦要素の同時締結により達成する第 6 速と、

前記第 2 の摩擦要素と前記第 4 の摩擦要素と前記第 5 の摩擦要素の同時締結により達成する第 7 速と、

30

前記第 1 の摩擦要素と前記第 2 の摩擦要素と前記第 5 の摩擦要素の同時締結により達成する第 8 速と、

からなることを特徴とする自動変速機。

【請求項 4】

請求項 1 から請求項 3 の何れか 1 項に記載された自動変速機において、

前記 6 つの摩擦要素のうち、三つの同時締結の組み合わせにより達成する後退 1 速は、前記第 4 の摩擦要素と前記第 5 の摩擦要素と前記第 6 の摩擦要素の同時締結により達成することを特徴とする自動変速機。

【発明の詳細な説明】

40

【技術分野】

【0001】

本発明は、変速段の多段化要求やギヤ比幅のワイド化要求がある車両の変速装置として適用される自動変速機に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、3 遊星・6 摩擦要素により前進 8 速の変速段を達成する自動変速機としては、ダブルピニオン型遊星歯車と、ラビニオ式遊星歯車ユニット（ダブルピニオン遊星 1 つとシングルピニオン遊星 1 つ）と、4 個のクラッチと、2 個のブレーキを有するものが知られている（例えば、特許文献 1 参照）。

50

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開2001-182785号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかしながら、従来の自動変速機にあっては、3遊星・6摩擦要素により前進8速の変速段を達成するものの、ダブルピニオン型遊星歯車を2つ使っているため、下記の項目で不利になる、という問題があった。

- ・歯車噛み合い回数が多くなるため、ギヤ効率とギヤノイズが悪い。
- ・ピニオンのギヤ径が小さくなるため、耐久信頼性が低下する。
- ・部品点数が多くなるため、コストアップになる。

【0005】

また、前進8速の各変速段を達成するために、摩擦要素を二つ締結するようにしているため、各変速段において、空転する摩擦要素が4つとなり、空転する摩擦要素でのフリクション損失が大きく、駆動エネルギーの伝達効率の悪化を招く、という問題があった。

【0006】

特に、摩擦要素として多用されている多板クラッチや多板ブレーキの場合、要素解放による空転状態のとき、冷却や潤滑のために吹き付けられるオイルが相対回転するプレート間に介在し、引き摺り抵抗（オイルのせん断抵抗）によるフリクション損失の発生を避けることができない。しかも、このフリクション損失は、プレート枚数が多くてプレート間の相対回転速度が高いほど大きくなる。

【0007】

本発明は、上記問題に着目してなされたもので、3遊星6摩擦要素で前進8速を達成しながら、ギヤ効率・ギヤノイズ・耐久信頼性・コストの面で有利であると共に、フリクション損失を小さく抑えることで、駆動エネルギーの伝達効率の向上を図ることができる自動変速機を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0008】

上記目的を達成するため、本発明の自動変速機は、第1のサンギヤと、第1のリングギヤと、前記第1のサンギヤと前記第1のリングギヤに噛み合う第1のシングルピニオンを支持する第1のキャリアと、からなる第1の遊星歯車と、第2のサンギヤと、第2のリングギヤと、前記第2のサンギヤと前記第2のリングギヤに噛み合う第2のシングルピニオンを支持する第2のキャリアと、からなる第2の遊星歯車と、第3のサンギヤと、第3のリングギヤと、前記第3のサンギヤと前記第3のリングギヤに噛み合う第3のシングルピニオンを支持する第3のキャリアと、からなる第3の遊星歯車と、

6つの摩擦要素と、を備え、

前記6つの摩擦要素を適宜締結解放することにより少なくとも前進8速の変速段に変速して入力軸からのトルクを出力軸に出力可能である。

この自動変速機において、

前記入力軸は、前記第2のリングギヤに常時連結しており、

前記出力軸は、前記第3のリングギヤに常時連結しており、

前記第1のキャリアと前記第3のキャリアは、常時連結して第1の回転メンバを構成しており、

前記第1のリングギヤと前記第2のキャリアは、常時連結して第2の回転メンバを構成しており、

前記6つの摩擦要素は、

10

20

30

40

50

前記第 2 のサンギヤと前記第 3 のサンギヤの間を選択的に連結する第 1 の摩擦要素と、
前記第 2 のリングギヤと前記第 1 の回転メンバの間を選択的に連結する第 2 の摩擦要素と、
前記第 1 のサンギヤと前記第 3 のサンギヤの間を選択的に連結する第 3 の摩擦要素と、
前記第 2 の回転メンバと前記第 3 のサンギヤの間を選択的に連結する第 4 の摩擦要素と、
前記第 2 のサンギヤの回転を係止可能な第 5 の摩擦要素と、
前記第 1 の回転メンバの回転を係止可能な第 6 の摩擦要素と、
により構成され、
前記 6 つの摩擦要素のうち、三つの同時締結の組み合わせにより、少なくとも前進 8 速及び後退 1 速を達成することを特徴とする。

10

【発明の効果】

【0009】

よって、本発明の自動変速機にあっては、3 遊星・6 摩擦要素により少なくとも前進 8 速及び後退 1 速の変速段を達成する。このうち、3 遊星については、全てシングルピニオンによる第 1 の遊星歯車と第 2 の遊星歯車と第 3 の遊星歯車が用いられる。このため、ダブルピニオンによる遊星歯車を用いる場合に比べ、歯車噛み合い回数が減少し、ギヤ効率が向上し、ギヤノイズが低下する。そして、ピニオンのギヤ径が大きくなるので、耐久信頼性が向上する。さらに、部品点数が減少するので、コストダウンになる。
さらに、6 摩擦要素については、三つの同時締結の組み合わせにより各変速段を達成するようにしている。このため、各変速段において、空転する摩擦要素が 3 つとなり、二つの同時締結の組み合わせにより各変速段を達成する場合に比べ、空転する摩擦要素でのフリクション損失が小さく抑えられる。したがって、例えば、エンジン車に適用する場合、燃費性能が向上するというように、駆動エネルギーの伝達効率が向上する。
この結果、3 遊星 6 摩擦要素で前進 8 速を達成しながら、ギヤ効率・ギヤノイズ・耐久信頼性・コストの面で有利であると共に、フリクション損失を小さく抑えることで、駆動エネルギーの伝達効率の向上を図ることができる。

20

【図面の簡単な説明】

【0010】

【図 1】実施例 1 の自動変速機を示すスケルトン図である。

【図 2】実施例 1 の自動変速機において 6 つの摩擦要素のうち三つの同時締結の組み合わせにより前進 8 速及び後退 1 速を達成する締結作動表を示す図である。

30

【図 3】実施例 1 の自動変速機において前進 8 速の各変速段での歯車噛み合い回数表を示す図である。

【図 4】実施例 1 の自動変速機における第 1 速 (1st) の変速段での変速作用説明図である。

【図 5】実施例 1 の自動変速機における第 2 速 (2nd) の変速段での変速作用説明図である。

【図 6】実施例 1 の自動変速機における第 3 速 (3rd) の変速段での変速作用説明図である。

【図 7】実施例 1 の自動変速機における第 4 速 (4th) の変速段での変速作用説明図である。

40

【図 8】実施例 1 の自動変速機における第 5 速 (5th) の変速段での変速作用説明図である。

【図 9】実施例 1 の自動変速機における第 6 速 (6th) の変速段での変速作用説明図である。

【図 10】実施例 1 の自動変速機における第 7 速 (7th) の変速段での変速作用説明図である。

【図 11】実施例 1 の自動変速機における第 8 速 (8th) の変速段での変速作用説明図である。

【図 12】実施例 1 の自動変速機における後退速 (Rev) の変速段での変速作用説明図で

50

ある。

【図 1 3】従来例の自動変速機を示すスケルトン図である。

【図 1 4】従来例の自動変速機において 6 つの摩擦要素のうち二つの同時締結の組み合わせにより前進 8 速及び後退 2 速を達成する締結作動表を示す図である。

【図 1 5】従来例の自動変速機において前進 8 速の各変速段での歯車噛み合い回数表を示す図である。

【図 1 6】実施例 2 の自動変速機を示すスケルトン図である。

【図 1 7】実施例 2 の自動変速機において 6 つの摩擦要素のうち三つの同時締結の組み合わせにより前進 8 速及び後退 1 速を達成する締結作動表を示す図である。

【図 1 8】実施例 2 の自動変速機において前進 8 速の各変速段での歯車噛み合い回数表を示す図である。

10

【図 1 9】実施例 2 の自動変速機における第 1 速 (1st) の変速段での変速作用説明図である。

【図 2 0】実施例 2 の自動変速機における第 2 速 (2nd) の変速段での変速作用説明図である。

【図 2 1】実施例 2 の自動変速機における第 3 速 (3rd) の変速段での変速作用説明図である。

【図 2 2】実施例 2 の自動変速機における第 4 速 (4th) の変速段での変速作用説明図である。

【図 2 3】実施例 2 の自動変速機における第 5 速 (5th) の変速段での変速作用説明図である。

20

【図 2 4】実施例 2 の自動変速機における第 6 速 (6th) の変速段での変速作用説明図である。

【図 2 5】実施例 2 の自動変速機における第 7 速 (7th) の変速段での変速作用説明図である。

【図 2 6】実施例 2 の自動変速機における第 8 速 (8th) の変速段での変速作用説明図である。

【図 2 7】実施例 2 の自動変速機における後退速 (Rev) の変速段での変速作用説明図である。

【発明を実施するための形態】

30

【0011】

以下、本発明の自動変速機を実現する最良の形態を、図面に示す実施例 1 及び実施例 2 に基づいて説明する。

【実施例 1】

【0012】

まず、構成を説明する。

図 1 は、実施例 1 の自動変速機を示すスケルトン図である。以下、図 1 に基づいて、実施例 1 の自動変速機の遊星歯車構成と摩擦要素構成を説明する。

【0013】

実施例 1 の自動変速機は、図 1 に示すように、第 1 の遊星歯車 PG1 と、第 2 の遊星歯車 PG2 と、第 3 の遊星歯車 PG3 と、入力軸 IN と、出力軸 OUT と、第 1 の回転メンバ M1 と、第 2 の回転メンバ M2 と、第 1 クラッチ C1 (第 1 の摩擦要素) と、第 2 クラッチ C2 (第 2 の摩擦要素) と、第 3 クラッチ C3 (第 3 の摩擦要素) と、第 4 クラッチ C4 (第 4 の摩擦要素) と、第 1 ブレーキ B1 (第 5 の摩擦要素) と、第 2 ブレーキ B2 (第 6 の摩擦要素) と、トランスミッションケース TC と、を備えている。

40

【0014】

前記第 1 の遊星歯車 PG1 は、シングルピニオン型遊星歯車であり、第 1 のサンギヤ S1 と、第 1 のリングギヤ R1 と、第 1 のサンギヤ S1 と第 1 の第 1 のリングギヤ R1 に噛み合う第 1 のシングルピニオン P1 を支持する第 1 のキャリア PC1 と、とからなる。

【0015】

50

前記第 2 の遊星歯車 PG2 は、シングルピニオン型遊星歯車であり、第 2 のサンギヤ S2 と、第 2 のリングギヤ R2 と、第 2 のサンギヤ S2 と第 2 のリングギヤ R2 に噛み合う第 2 のシングルピニオン P2 を支持する第 2 のキャリア PC2 と、からなる。

【0016】

前記第 3 の遊星歯車 PG3 は、シングルピニオン型遊星歯車であり、第 3 のサンギヤ S3 と、第 3 のリングギヤ R3 と、第 3 のサンギヤ S3 と第 3 のリングギヤ R3 に噛み合う第 3 のシングルピニオン P3 を支持する第 3 のキャリア PC3 と、からなる。

【0017】

前記入力軸 IN は、駆動源（エンジン等）からの回転駆動トルクがトルクコンバータ等を介して入力される軸で、前記第 2 のリングギヤ R2 に常時連結している。

10

【0018】

前記出力軸 OUT は、プロペラシャフトやファイナルギヤ等を介して駆動輪へ変速後の回転駆動トルクを出力する軸で、前記第 3 のリングギヤ R3 に常時連結している。

【0019】

前記第 1 の回転メンバ M1 は、前記第 1 のキャリア PC1 と前記第 3 のキャリア PC3 を、摩擦要素を介在させることなく常時連結する回転メンバである。

【0020】

前記第 2 の回転メンバ M2 は、前記第 1 のリングギヤ R1 と前記第 2 のキャリア PC2 を、摩擦要素を介在させることなく常時連結する回転メンバである。

【0021】

20

前記第 1 クラッチ C1 は、前記第 2 のサンギヤ S2 と前記第 3 のサンギヤ S3 の間を選択的に連結する第 1 の摩擦要素である。

【0022】

前記第 2 クラッチ C2 は、前記第 2 のリングギヤ R2 と前記第 1 の回転メンバ M1 の間を選択的に連結する第 2 の摩擦要素である。

【0023】

前記第 3 クラッチ C3 は、前記第 1 のサンギヤ S1 と前記第 3 のサンギヤ S3 の間を選択的に連結する第 3 の摩擦要素である。

【0024】

前記第 4 クラッチ C4 は、前記第 2 の回転メンバ M2 と前記第 3 のサンギヤ S3 の間を選択的に連結する第 4 の摩擦要素である。

30

【0025】

前記第 1 ブレーキ B1 は、前記第 2 のサンギヤ S2 の回転を、前記トランスミッションケース TC に対し係止可能な第 5 の摩擦要素である。

【0026】

前記第 2 ブレーキ B2 は、前記第 1 の回転メンバ M1 の回転を、前記トランスミッションケース TC に対し係止可能な第 6 の摩擦要素である。

【0027】

前記第 1 の遊星歯車 PG1 と前記第 2 の遊星歯車 PG2 と前記第 3 の遊星歯車 PG3 は、図 1 に示すように、駆動源が接続される前記入力軸 IN から前記出力軸 OUT に向かって順に配列している。

40

【0028】

図 2 は、実施例 1 の自動変速機において 6 つの摩擦要素のうち三つの同時締結の組み合わせにより前進 8 速及び後退 1 速を達成する締結作動表を示す図である。図 3 は、実施例 1 の自動変速機において前進 8 速の各変速段での歯車噛み合い回数表を示す図である。以下、図 2 及び図 3 に基づいて、実施例 1 の自動変速機の各変速段を成立させる変速構成を説明する。

【0029】

実施例 1 の自動変速機は、6 つの摩擦要素 C1, C2, C3, C4, B1, B2 のうち三つの同時締結の組み合わせにより、下記に述べるように前進 8 速及び後退 1 速の各変速段を達成する。

50

【0030】

第1速(1st)の変速段は、図2に示すように、第1クラッチC1と第3クラッチC3と第2ブレーキB2の同時締結により達成する。この第1速の変速段での歯車噛み合い回数は、図3に示すように、第1の遊星歯車PG1と第2の遊星歯車PG2と第3の遊星歯車PG3が噛み合いに関与するため、合計回数は、6回(=2回+2回+2回)となる。

【0031】

第2速(2nd)の変速段は、図2に示すように、第3クラッチC3と第1ブレーキB1と第2ブレーキB2の同時締結により達成する。この第2速の変速段での歯車噛み合い回数は、図3に示すように、第1の遊星歯車PG1と第2の遊星歯車PG2と第3の遊星歯車PG3が噛み合いに関与するため、合計回数は、6回(=2回+2回+2回)となる。

10

【0032】

第3速(3rd)の変速段は、図2に示すように、第1クラッチC1と第3クラッチC3と第1ブレーキB1の同時締結により達成する。この第3速の変速段での歯車噛み合い回数は、図3に示すように、第1の遊星歯車PG1と第2の遊星歯車PG2と第3の遊星歯車PG3が噛み合いに関与するため、合計回数は、6回(=2回+2回+2回)となる。

【0033】

第4速(4th)の変速段は、図2に示すように、第3クラッチC3と第4クラッチC4と第1ブレーキB1の同時締結により達成する。この第4速の変速段での歯車噛み合い回数は、図3に示すように、第2の遊星歯車PG2のみが噛み合いに関与するため、合計回数は、2回(=0回+2回+0回)となる。

20

【0034】

第5速(5th)の変速段は、図2に示すように、第2クラッチC2と第3クラッチC3と第1ブレーキB1の同時締結により達成する。この第5速の変速段での歯車噛み合い回数は、図3に示すように、第1の遊星歯車PG1と第2の遊星歯車PG2と第3の遊星歯車PG3が噛み合いに関与するため、合計回数は、6回(=2回+2回+2回)となる。

【0035】

第6速(6th)の変速段は、図2に示すように、第2クラッチC2と第3クラッチC3と第4クラッチC4の同時締結により達成する。この第6速の変速段での歯車噛み合い回数は、図3に示すように、第1の遊星歯車PG1と第2の遊星歯車PG2と第3の遊星歯車PG3がいずれも噛み合いに関与しないため、合計回数は0回となる。

30

【0036】

第7速(7th)の変速段は、図2に示すように、第2クラッチC2と第4クラッチC4と第1ブレーキB1の同時締結により達成する。この第7速の変速段での歯車噛み合い回数は、図3に示すように、第2の遊星歯車PG2と第3の遊星歯車PG3が噛み合いに関与するため、合計回数は、4回(=0回+2回+2回)となる。

【0037】

第8速(8th)の変速段は、図2に示すように、第1クラッチC1と第2クラッチC2と第1ブレーキB1の同時締結により達成する。この第8速の変速段での歯車噛み合い回数は、図3に示すように、第3の遊星歯車PG3のみが噛み合いに関与するため、合計回数は、2回(=0回+0回+2回)となる。

40

【0038】

後退速(Rev)の変速段は、図2に示すように、第4クラッチC4と第1ブレーキB1と第2ブレーキB2の同時締結により達成する。

【0039】

次に、作用を説明する。

実施例1の自動変速機における作用を、「各変速段での変速作用」、「従来技術との対比による有利性」に分けて説明する。

【0040】

[各変速段での変速作用]

(第1速の変速段)

50

第1速（1st）の変速段では、図4のハッチングに示すように、第1クラッチC1と第3クラッチC3と第2ブレーキB2が同時締結される。

【0041】

この第1クラッチC1と第3クラッチC3の同時締結により、第1のサンギヤS1と第2のサンギヤS2と第3のサンギヤS3が直結される。第2ブレーキB2の締結と第1の回転メンバM1により、第1のキャリアPC1と第3のキャリアPC3がトランスミッションケースTCに固定される。

【0042】

したがって、第2のリングギヤR1に入力軸INを経過して入力回転数が入力されると、第2の遊星歯車PG2の第2のサンギヤS1と第2のキャリアPC2の回転が、キャリア固定の第1の遊星歯車PG1の第1のサンギヤS1と第1のリングギヤR1の回転により拘束を受けながら回転する。このときの拘束条件は、第2の回転メンバM2を介して第2のキャリアPC2と第1のリングギヤR1が同じ回転数を保ち、かつ、第1クラッチC1及び第3クラッチC3を介して第2のサンギヤS2と第1のサンギヤS1が同じ回転数を保つという条件である。この回転拘束関係により第2のサンギヤS2の回転は、第2のリングギヤR2への入力回転（正回転）に対し逆回転となる。この第2のサンギヤS2の回転は、第1クラッチC1を介して第3のサンギヤS3にそのまま入力される。このため、キャリア固定の第3の遊星歯車PG3において、第3のサンギヤS3へ入力される回転（逆回転）をさらに逆転し、正回転にして第3のリングギヤR3から出力する。この出力回転数（入力回転数を減速した回転数）が、第3のリングギヤR3から出力軸OUTにそのまま伝達され、第1速の変速段が達成される。

【0043】

（第2速の変速段）

第2速（2nd）の変速段では、図5のハッチングに示すように、第3クラッチC3と第1ブレーキB1と第2ブレーキB2が同時締結される。

【0044】

この第3クラッチC3の締結により、第1のサンギヤS1と第3のサンギヤS3が直結される。第1ブレーキB1の締結により、第2のサンギヤS2がトランスミッションケースTCに固定される。第2ブレーキB2の締結と第1の回転メンバM1により、第1のキャリアPC1と第3のキャリアPC3がトランスミッションケースTCに固定される。

【0045】

したがって、第2のリングギヤR2に入力軸INを経過して入力回転数が入力されると、サンギヤ固定の第2の遊星歯車PG2において、第2のリングギヤR2への入力回転を減速して第2のキャリアPC2から出力する。この第2のキャリアPC2の回転は、第2の回転メンバM2を経過して第1のリングギヤR1にそのまま入力される。このため、キャリア固定の第1の遊星歯車PG1において、第1のリングギヤR1へ入力される回転を逆転して第1のサンギヤS1の回転（第1速よりも高い回転数による逆回転）とする。この第1のサンギヤS1の回転は、第3クラッチC3を経過して第3のサンギヤS3にそのまま入力される。このため、キャリア固定の第3の遊星歯車PG3において、第3のサンギヤS3へ入力される回転（逆回転）をさらに逆転し、正回転にして第3のリングギヤR3から出力する。この出力回転数（入力回転数より低く第1速より高い減速回転数）が、第3のリングギヤR3から出力軸OUTにそのまま伝達され、第2速の変速段が達成される。

【0046】

（第3速の変速段）

第3速（3rd）の変速段では、図6のハッチングに示すように、第1クラッチC1と第3クラッチC3と第1ブレーキB1が同時締結される。

【0047】

この第1クラッチC1と第3クラッチC3と第1ブレーキB1の同時締結により、第1のサンギヤS1と第2のサンギヤS2と第3のサンギヤS3がトランスミッションケースTCに固定される。

【0048】

したがって、第2のリングギヤR2に入力軸INを経過して入力回転数が入力されると、サンギヤ固定の第2の遊星歯車PG2において、第2のリングギヤR2への入力回転を減速して第2のキャリアPC2から出力する。この第2のキャリアPC2の回転は、第2の回転メンバM2を経過して第1のリングギヤR1にそのまま入力される。このため、サンギヤ固定の第1の遊星歯車PG1において、第1のリングギヤR1へ入力される回転を正回転のまま減速し、第1のキャリアPC1から出力する。この第1のキャリアPC1の回転は、第1の回転メンバM1を経過して第3のキャリアPC3にそのまま入力される。このため、サンギヤ固定の第3の遊星歯車PG3において、第3のキャリアPC3へ入力される回転を正回転のまま増速し、第3のリングギヤR3から出力する。この出力回転数（入力回転数より低く第2速より高い減速回転数）が、第3のリングギヤR3から出力軸OUTにそのまま伝達され、第3速の変速段が達成される。

10

【0049】

（第4速の変速段）

第4速（4th）の変速段では、図7のハッチングに示すように、第3クラッチC3と第4クラッチC4と第1ブレーキB1が同時締結される。

【0050】

この第3クラッチC3と第4クラッチC4の同時締結と第2の回転メンバM2により、第1のサンギヤS1と第1のリングギヤR1が直結されるため、第1の遊星歯車PG1の三つの回転要素S1,PC1,R1が一体回転状態とされる。さらに、第1の遊星歯車PG1と第1の回転メンバM1を介して二つの回転要素S3,PC3が直結されるため、第3の遊星歯車PG3の三つの回転要素S3,PC3,R3が一体回転状態とされる。第1ブレーキB1の締結により、第2のサンギヤS2がトランスミッションケースTCに固定される。

20

【0051】

したがって、第2のリングギヤR2に入力軸INを経過して入力回転数が入力されると、サンギヤ固定の第2の遊星歯車PG2において、第2のリングギヤR2への入力回転を減速して第2のキャリアPC2から出力する。この第2のキャリアPC2の回転は、第3クラッチC3と第4クラッチC4と両回転メンバM1,M2を経過し、第1の遊星歯車PG1の二つの回転要素S1,R1と、第3の遊星歯車PG3の二つの回転要素S3,PC3にそのまま入力される。したがって、第1の遊星歯車PG1の三つの回転要素S1,PC1,R1が、第2のキャリアPC2の回転数と同一回転数により一体に回転すると共に、第3の遊星歯車PG3の三つの回転要素S3,PC3,R3が、第2のキャリアPC2の回転数と同一回転数により一体に回転する。このため、第3のリングギヤR3からは第2のキャリアPC2と同一回転数による回転を出力し、この出力回転数（入力回転数より低く第3速より高い減速回転数）が、第3の遊星歯車PG3の第3のリングギヤR3から出力軸OUTにそのまま伝達され、第4速の変速段が達成される。

30

【0052】

（第5速の変速段）

第5速（5th）の変速段では、図8のハッチングに示すように、第2クラッチC2と第3クラッチC3と第1ブレーキB1が同時締結される。

【0053】

この第2クラッチC2の締結と第1の回転メンバM1により、入力軸INと第1のキャリアPC1と第2のリングギヤR2と第3のキャリアPC3が直結される。第3クラッチC3の締結により、第1のサンギヤS1と第3のサンギヤS3が直結される。第1ブレーキB1の締結により、第2のサンギヤS2がトランスミッションケースTCに固定される。

40

【0054】

したがって、第2のリングギヤR2に入力軸INを経過して入力回転数が入力されると、サンギヤ固定の第2の遊星歯車PG2において、第2のリングギヤR2への入力回転を減速して第2のキャリアPC2から出力する。この第2のキャリアPC2の回転は、第2の回転メンバM2を経過して第1のリングギヤR1にそのまま入力される。このため、2入力1出力の第1の遊星歯車PG1において、第1のリングギヤR1へ入力される回転数と、第1のキャリアPC1へ入力される回転数（＝入力回転数）が規定されることにより、残りの第1のサンギヤS1か

50

らの出力回転数（入力回転数を正回転のまま増速した回転数）が決まる。この第1のサンギヤS1の回転数は、第3クラッチC3を経過して第3のサンギヤS3にそのまま入力される。このため、2入力1出力の第3の遊星歯車PG3において、第3のサンギヤS3へ入力される回転数と、第3のキャリアPC3へ入力される回転数（＝入力回転数）が規定されることにより、残りの第3のリングギヤR3からの出力回転数が決まる。この出力回転数（入力回転数より低く第4速より高い減速回転数）が、第3のリングギヤR3から出力軸OUTにそのまま伝達され、第5速の変速段が達成される。

【0055】

（第6速の変速段）

第6速（6th）の変速段では、図9のハッチングに示すように、第2クラッチC2と第3クラッチC3と第4クラッチC4が同時締結される。

10

【0056】

この第2クラッチC2と第3クラッチC3と第4クラッチC4の同時締結と両回転メンバM1,M2により、第1の遊星歯車PG1と第2の遊星歯車PG2と第3の遊星歯車PG3のそれぞれについて二つの回転要素が直結される。このため、第1の遊星歯車PG1の三つの回転要素S1,PC1,R1と、第2の遊星歯車PG2の三つの回転要素S2,PC2,R2と、第3の遊星歯車PG3の三つの回転要素S3,PC3,R3が一体回転状態とされる。

【0057】

したがって、入力軸INを経過して第2のリングギヤR2に入力回転数が入力され、入力軸INと第2クラッチC2を経過して第1のキャリアPC1と第3のキャリアPC3に入力回転数が入力されると、第1の遊星歯車PG1と第2の遊星歯車PG2と第3の遊星歯車PG3が入力回転数により一体に回転するため、出力軸OUTの回転数は、入力軸INからの入力回転数と同じ回転数となり、変速比1の第6速の変速段（直結変速段）が達成される。

20

【0058】

（第7速の変速段）

第7速（7th）の変速段では、図10のハッチングに示すように、第2クラッチC2と第4クラッチC4と第1ブレーキB1が同時締結される。

【0059】

この第2クラッチC2の締結と第1の回転メンバM1により、入力軸INと第1のキャリアPC1と第2のリングギヤR2と第3のキャリアPC3が直結される。第4クラッチC4の締結と第2の回転メンバM2により、第1のリングギヤR1と第2のキャリアPC2と第3のサンギヤS3が直結される。第1ブレーキB1の締結により、第2のサンギヤS2がトランスミッションケースTCに固定される。

30

【0060】

したがって、第2のリングギヤR2に入力軸INを経過して入力回転数が入力されると、サンギヤ固定の第2の遊星歯車PG2において、第2のリングギヤR2への入力回転を減速して第2のキャリアPC2から出力する。この第2のキャリアPC2の回転は、第4クラッチC4を経過して第3のサンギヤS3にそのまま入力される。このため、2入力1出力の第3の遊星歯車PG3において、第3のサンギヤS3へ入力される回転数と、第3のキャリアPC3へ入力される回転数（＝入力回転数）が規定されることにより、残りの第3のリングギヤR3からの出力回転数が決まる。この出力回転数（入力回転数より高い増速回転数）が、第3のリングギヤR3から出力軸OUTにそのまま伝達され、第7速の変速段が達成される。

40

【0061】

（第8速の変速段）

第8速（8th）の変速段では、図11のハッチングに示すように、第1クラッチC1と第2クラッチC2と第1ブレーキB1が同時締結される。

【0062】

この第1クラッチC1と第1ブレーキB1の同時締結により、第2のサンギヤS2と第3のサンギヤS3がトランスミッションケースTCに固定される。第2クラッチC2の締結と第1の回転メンバM1により、入力軸INと第1のキャリアPC1と第2のリングギヤR2と第3のキャリ

50

ヤPC3が直結される。

【0063】

したがって、入力軸INと第2クラッチC2を経過して第3のキャリアPC3に入力回転数が入力されると、サンギヤ固定の第3の遊星歯車PG3において、第3のキャリアPC3への入力回転を増速して第3のリングギヤR3から出力する。この出力回転数（入力回転数より高く第7速よりも高い増速回転数）が、第3のリングギヤR3から出力軸OUTにそのまま伝達され、第8速の変速段が達成される。

【0064】

（後退速の変速段）

後退速（Rev）の変速段では、図12のハッチングに示すように、第4クラッチC4と第1ブレーキB1と第2ブレーキB2が同時締結される。

【0065】

この第4クラッチC4の締結と第2の回転メンバM2により、第1のリングギヤR1と第2のキャリアPC2と第3のサンギヤS3が直結される。第1ブレーキB1の締結により、第2のサンギヤS2がトランスミッションケースTCに固定される。第2ブレーキB2の締結と第1の回転メンバM1により、第1のキャリアPC1と第3のキャリアPC3がトランスミッションケースTCに固定される。

【0066】

したがって、第2のリングギヤR2に入力軸INを経過して入力回転数が入力されると、サンギヤ固定の第2の遊星歯車PG2において、第2のリングギヤR2への入力回転を減速して第2のキャリアPC2から出力する。この第2のキャリアPC2の回転は、第4クラッチC4を経過して第3のサンギヤS3にそのまま入力される。このため、キャリア固定の第3の遊星歯車PG3において、第3のサンギヤS3へ入力される回転（正回転）を逆転し、第3のリングギヤR3から出力する。この出力回転数（入力回転方向とは逆方向回転による回転数）が、第3のリングギヤR3から出力軸OUTにそのまま伝達され、後退速の変速段が達成される。

【0067】

〔従来技術との対比による有利性〕

図13は、従来例の自動変速機を示すスケルトン図である。図14は、従来例の自動変速機において6つの摩擦要素のうち二つの同時締結の組み合わせにより前進8速及び後退2速を達成する締結作動表を示す図である。図15は、従来例の自動変速機において前進8速の各変速段での歯車噛み合い回数表を示す図である。以下、図13～図15を用いて、従来技術との対比による実施例1の自動変速機の有利性を説明する。

【0068】

まず、実施例1の自動変速機（図1及び図2）と従来例の自動変速機（図13及び図14）を対比すると、下記に列挙する点について、性能は同等であるといえる。

（基本構成と変速性能）

従来例の自動変速機と実施例1の自動変速機は、何れも3遊星・6摩擦要素により前進8速及び後退1速の変速段を達成している。すなわち、両自動変速機の基本構成と変速性能は同等であるといえる。

（変速制御性能）

従来例の自動変速機と実施例1の自動変速機は、何れも隣接する変速段への変速を、1つの摩擦要素の解放と1つの摩擦要素の締結という1重架け替え変速により達成している。すなわち、両自動変速機の変速制御性能（隣接する変速段への変速制御の容易性）は同等であるといえる。

【0069】

しかし、実施例1の自動変速機は、下記の「(a) 3遊星歯車」、「(b) 各変速段でのフリクション損失」、「(c) ギヤ比幅」、「(d) 飛び変速の変速制御性能」、「(e) 後退動力性能」において、従来例の自動変速機に比べて有利性を持つ。以下、それぞれの項目について説明する。

【0070】

10

20

30

40

50

(a) 3遊星歯車

自動変速機に用いる遊星歯車を選択する場合、選択肢として、シングルピニオン型遊星歯車とダブルピニオン型遊星歯車があるが、ギヤの伝達効率等の観点からダブルピニオン型遊星歯車よりもシングルピニオン型遊星歯車の選択が好ましいとされている。

【0071】

従来例の自動変速機は、図13に示すように、ダブルピニオン型遊星歯車と、ラビニオタイプ遊星歯車ユニット（ダブルピニオン型遊星歯車1つとシングルピニオン型遊星歯車1つの組み合わせ）を用いている。

【0072】

すなわち、実質的にダブルピニオン型遊星歯車を2つ使っているため、歯車噛み合い回数が多くギヤの伝達効率とギヤノイズが悪い、ピニオンのギヤ径が小さく耐久信頼性が低下する、部品点数が多くコストアップになる、という問題がある。

【0073】

これに対し、実施例1の自動変速機の場合、第1の遊星歯車PG1と第2の遊星歯車PG2と第3の遊星歯車PG3について、全てシングルピニオンによる遊星歯車を用いている。このため、2つのダブルピニオン型遊星歯車を用いる従来例に比べ、歯車噛み合い回数の減少・ピニオンの大径化・部品点数の減少の点で有利である。

【0074】

・歯車噛み合い回数の減少

実施例1の自動変速機の場合、トルク伝達のための歯車噛み合い回数が、従来例に比べて減少し、ギヤの伝達効率が向上するし、ギヤノイズが低下する。

すなわち、1組のダブルピニオン型遊星歯車は、噛み合い回数が3回であるのに対し、1組のシングルピニオン型遊星歯車は、ピニオン同士の噛み合いがない分、噛み合い回数が2回である。したがって、実施例1の場合には、図3に示すように、第1速～第8速の平均噛み合い数は4.00となる。これに対し、2組のダブルピニオン型遊星歯車による従来例の場合、図15に示すように、第1速～第8速の平均噛み合い数が4.75となる。この結果、実施例1の場合、各変速段の平均値をとっても、従来例の平均噛み合い数4.75に比べ、噛み合い回数が0.75減少する。

【0075】

・ピニオンの大径化

実施例1の自動変速機の場合、サンギヤとリングギヤに噛み合うピニオンのギヤ径が大きくなるため、耐久信頼性が向上する。

すなわち、シングルピニオン型遊星歯車の場合、1つのピニオンをサンギヤとリングギヤに噛み合わせるため、サンギヤとリングギヤの間に、両ギヤの間隔をギヤ径とするピニオンが複数個配置される。一方、ダブルピニオン型遊星歯車の場合、一対のピニオンが互いに噛み合うと共に、サンギヤとリングギヤにそれぞれ噛み合う構成となるため、両ギヤの間隔より小さい径をギヤ径とする必要がある。このように、シングルピニオン型遊星歯車の場合、ダブルピニオン型遊星歯車に比べピニオンのギヤ径が大きくなるので、ピニオンの剛性や歯面強度を高めることができ、耐久信頼性が向上する。

【0076】

・部品点数の減少

実施例1の自動変速機の場合、遊星歯車を構成する部品点数が少なくなるため、コスト的に有利となる。

例えば、ダブルピニオン型遊星歯車の場合、4組のダブルピニオンをサンギヤの周囲に配置する場合、ピニオンの数は8個となる。これに対し、シングルピニオン型遊星歯車の場合、サンギヤの周囲に4個のピニオンを配置すれば良く、部品点数が4個減少する。そして、シングルピニオン型遊星歯車の場合、ピニオン軸数も減少し、キャリアの構成も簡単になる。この結果、コストダウンを達成できる。

【0077】

(b) 各変速段でのフリクション損失

10

20

30

40

50

摩擦要素を締結して各変速段を得る場合、空転する摩擦要素（解放要素）で生じるオイル引き摺り等によりフリクション損失を避けることができないが、自動変速機としては、フリクション損失が少ないほど好ましいとされる。

【0078】

従来例の自動変速機の場合、前進8速の各変速段を達成するために、図14に示すように、各変速段で摩擦要素を二つ同時締結するようにしている。このため、例えば、1速で空転する摩擦要素は、第2クラッチC2と第3クラッチC3と第4クラッチC4と第1ブレーキB1というように、各変速段において、空転する摩擦要素が4個となる。このため、空転する4個の摩擦要素でのオイル引き摺り等によるフリクション損失が大きくなり、駆動エネルギーの伝達効率の悪化を招く。例えば、エンジン車に従来例の自動変速機を適用する場合、空転する4個の摩擦要素によるフリクション損失が、燃費性能の悪化を招く一因となる。

10

【0079】

これに対し、実施例1の自動変速機の場合、前進8速の各変速段を達成するために、図2に示すように、各変速段で摩擦要素を三つの同時締結するようにしている。このため、例えば、第1速段で空転する摩擦要素は、第2クラッチC2と第4クラッチC4と第1ブレーキB1というように、各変速段において、空転する摩擦要素が3個となる。このため、従来例に比べ、空転する摩擦要素でのフリクション損失が小さく抑えられ、駆動エネルギーの伝達効率の向上を図ることができる。例えば、エンジン車に実施例1の自動変速機を適用する場合、燃費性能の向上が図られる。

20

【0080】

(c) ギヤ比幅

自動変速機のギヤ比の変更幅は、レシオカバレッジ（＝最低変速段ギヤ比／最高変速段ギヤ比：以下、「RC」という。）によりあらわされる。このRC値は、大きい値であればあるほどギヤ比の変更幅が広いことをあらわし、ギヤ比の設定自由度が高くなることで好ましいとされる。

【0081】

従来例の自動変速機の場合、図14に示すように、 $RC = 6.397 (= 4.267 / 0.667)$ の値である。これに対し、実施例1の自動変速機において、図2に示すように、第1の遊星歯車PG1のギヤ比を $p1 = 0.675$ 、第2の遊星歯車PG2のギヤ比を $p2 = 0.615$ 、第3の遊星歯車PG3のギヤ比を $p3 = 0.353$ とした場合、隣接する変速段での適正な段間比を保ちながら、 $RC = 6.533 (= 4.828 / 0.739)$ を得ている。

30

【0082】

つまり、適正な段間比を保ちながらもRC値を、従来例よりも少し大きな値とすることができ、最低変速段ギヤ比での発進性能と最高変速段ギヤ比での高速燃費の両立を図ることができる。ここで、「適正な段間比」とは、各変速段での段間比をプロットし、プロットした各点を線により結んだ特性を描いた場合、ローギヤ側からハイギヤ側に向かって滑らかな勾配にて低下した後、横這い状態で推移するような特性線が描けることをいう。

【0083】

そして、実際に駆動輪へ伝達される回転数は、自動変速機の下流位置に設けた終減速機のファイナルギヤ比で調整される。よって、RC値が大きな値であるほど、ファイナルギヤ比による調整自由度が高くなり、例えば、よりロー側に調整することで、トルクコンバータを持たないハイブリッド車の自動変速機への対応が有利になる。また、最適燃費域や最高トルク域が異なるガソリンエンジンとディーゼルエンジンへの対応も有利になる。

40

【0084】

(d) 飛び変速の変速制御性能

例えば、高速道路等での走行シーンとして、変速段がオーバードライブ側の第7速や第8速による定速走行中、自車両の前方車両の追い越し等を意図してアクセル踏み込み操作を行うと、第7速から第4速への2段飛びダウン変速や第8速から第5速への2段飛びダウン変速による踏み込みダウン変速が行われる。

50

【0085】

従来例の自動変速機の場合、第8速から第5速への2段飛びダウン変速については、1つの摩擦要素の解放と1つの摩擦要素の締結という1重架け替え変速により達成することができる。しかし、第7速から第4速への2段飛びダウン変速については、2つの摩擦要素の解放と2つの摩擦要素の締結という2重架け替え変速となる。このため、第7速から第4速への変速要求があると、第7速→第5速→第4速、あるいは、第7速→第6速→第4速、あるいは、第7速→第6速→第5速→第4速というように、中間変速段を経過する変速となる。

したがって、中間加速を意図してアクセル踏み込み操作を行ったとき、変速指令に基づく変速開始から変速終了までに時間を要し、ドライバのアクセル踏み込み操作にあらわれる中間加速要求に対する駆動力上昇のレスポンスが遅れる。

10

【0086】

これに対し、実施例1の自動変速機では、第8速から第5速への2段飛びダウン変速と第7速から第4速への2段飛びダウン変速のうち、何れの変速パターンによる変速指令が出力されたとしても、図2に示すように、1つの摩擦要素の解放と1つの摩擦要素の締結という1重架け替え変速により達成することができる。このため、例えば、第7速から第4速への変速要求があっても、中間変速段（第6速、第5速）を経過することなく、第7速からそのまま第4速への2段飛びダウン変速を行うことができる。

したがって、中間加速を意図してアクセル踏み込み操作を行ったとき、変速指令に基づく変速開始から短時間にて変速が終了し、ドライバのアクセル踏み込み操作にあらわれる中間加速要求に対する駆動力上昇のレスポンスが確保される。

20

【0087】

(e) 後退動力性能

1速ギヤ比と後退ギヤ比は、発進加速性と登坂性能を決定付ける値であり、例えば、1速ギヤ比と後退ギヤ比の比が1近傍にない場合、前後進の切り替え時に駆動力差が生じる。また、後退ギヤ比が1速ギヤ比より低いと、前進発進時の駆動力よりも後退発進時の駆動力が低くなり、後退発進性が劣ってしまう。

【0088】

従来例の自動変速機の場合、図14に示すように、 $Rev1/1st=0.750$ であり、 $Rev2/1st=0.469$ であり、後退1速(Rev1)あるいは後退2速(Rev2)を選択した場合、1速ギヤ比と後退ギヤ比の比が1より低い値であり、前後進の切り替え時に駆動力差が生じるし、後退発進性が劣ってしまう。

30

【0089】

これに対し、実施例1の自動変速機の場合、図2に示すように、 $Rev/1st=0.947$ であり、1速ギヤ比と後退ギヤ比の比が1近傍にある。このため、前後進の切り替え時に駆動力差が生じないし、後退発進時に駆動力が不足することもない。つまり、発進加速性と登坂性能を損なうことなく動作させることができる。

【0090】

次に、効果を説明する。

実施例1の自動変速機にあつては、下記に列挙する効果を得ることができる。

40

【0091】

(1) 第1のサンギヤS1と、第1のリングギヤR1と、前記第1のサンギヤS1と前記第1のリングギヤR1に噛み合う第1のシングルピニオンP1を支持する第1のキャリアPC1と、からなる第1の遊星歯車PG1と、第2のサンギヤS2と、第2のリングギヤR2と、前記第2のサンギヤS2と前記第2のリングギヤR2に噛み合う第2のシングルピニオンP2を支持する第2のキャリアPC2と、からなる第2の遊星歯車PG2と、第3のサンギヤS3と、第3のリングギヤR3と、前記第3のサンギヤS3と前記第3のリングギヤR3に噛み合う第3のシングルピニオンP3を支持する第3のキャリアPC3と、からなる第3の遊星歯車PG3と、6つの摩擦要素と、を備え、前記6つの摩擦要素を適宜締結解放することにより少なくとも前進8速の変速段に変速して入力軸INからのトルクを出力軸OUTに出力可能な自動変速機において、

50

前記入力軸INは、前記第2のリングギヤR2に常時連結しており、前記出力軸OUTは、前記第3のリングギヤR3に常時連結しており、前記第1のキャリアPC1と前記第3のキャリアPC3は、常時連結して第1の回転メンバM1を構成しており、前記第1のリングギヤR1と前記第2のキャリアPC2は、常時連結して第2の回転メンバM2を構成しており、前記6つの摩擦要素は、前記第2のサンギヤS2と前記第3のサンギヤS3の間を選択的に連結する第1の摩擦要素（第1クラッチC1）と、前記第2のリングギヤR2と前記第1の回転メンバM1の間を選択的に連結する第2の摩擦要素（第2クラッチC2）と、前記第1のサンギヤS1と前記第3のサンギヤS3の間を選択的に連結する第3の摩擦要素（第3クラッチC3）と、前記第2の回転メンバM2と前記第3のサンギヤS3の間を選択的に連結する第4の摩擦要素（第4クラッチC4）と、前記第2のサンギヤS2の回転に係止可能な第5の摩擦要素（第1ブレーキB1）と、前記第1の回転メンバM1の回転に係止可能な第6の摩擦要素（第2ブレーキB2）と、により構成され、前記6つの摩擦要素のうち、三つの同時締結の組み合わせにより、少なくとも前進8速及び後退1速を達成する。

10

このため、3遊星6摩擦要素で前進8速を達成しながら、ギヤ効率・ギヤノイズ・耐久信頼性・コストの面で有利であると共に、フリクション損失を小さく抑えることで、駆動エネルギーの伝達効率の向上を図ることができる。

【0092】

(2) 前記6つの摩擦要素のうち、三つの同時締結の組み合わせにより、少なくとも前進8速は、前記第1の摩擦要素（第1クラッチC1）と前記第3の摩擦要素（第3クラッチC3）と前記第6の摩擦要素（第2ブレーキB2）の同時締結により達成する第1速と、前記第3の摩擦要素（第3クラッチC3）と前記第5の摩擦要素（第1ブレーキB1）と前記第6の摩擦要素（第2ブレーキB2）の同時締結により達成する第2速と、前記第1の摩擦要素（第1クラッチC1）と前記第3の摩擦要素（第3クラッチC3）と前記第5の摩擦要素（第1ブレーキB1）の同時締結により達成する第3速と、前記第3の摩擦要素（第3クラッチC3）と前記第4の摩擦要素（第4クラッチC4）と前記第5の摩擦要素（第1ブレーキB1）の同時締結により達成する第4速と、前記第2の摩擦要素（第2クラッチC2）と前記第3の摩擦要素（第3クラッチC3）と前記第5の摩擦要素（第1ブレーキB1）の同時締結により達成する第5速と、前記第2の摩擦要素（第2クラッチC2）と前記第3の摩擦要素（第3クラッチC3）と前記第4の摩擦要素（第4クラッチC4）の同時締結により達成する第6速と、前記第2の摩擦要素（第2クラッチC2）と前記第4の摩擦要素（第4クラッチC4）と前記第5の摩擦要素（第1ブレーキB1）の同時締結により達成する第7速と、前記第1の摩擦要素（第1クラッチC1）と前記第2の摩擦要素（第2クラッチC2）と前記第5の摩擦要素（第1ブレーキB1）の同時締結により達成する第8速と、からなる。

20

30

このため、隣接段への変速が、1つの摩擦要素の締結と1つの摩擦要素の解放による1重架け替えにより達成され、変速制御が単純化されて有利であると共に、適正な段間比を保ちながらもRC値を、最低変速段ギヤ比での発進性能と最高変速段ギヤ比での高速燃費の両立を図る要求値に達する設定とすることができる。加えて、第8速と第5速の間の2段飛び変速と第7速と第4速の間の2段飛び変速のうち、何れの変速パターンによる変速指令が出力されたとしても、1重架け替えによりダウン変速やアップ変速が達成され、レスポンス良く加速要求や減速要求に応えることができる。

40

【0093】

(3) 前記6つの摩擦要素のうち、三つの同時締結の組み合わせにより達成する後退1速は、前記第4の摩擦要素（第4クラッチC4）と前記第5の摩擦要素（第1ブレーキB1）と前記第6の摩擦要素（第2ブレーキB2）の同時締結により達成する。

このため、適切なRC値及び段間比を達成するようなギヤ比を選択しても、後退ギヤ比を評価する値（＝後退ギヤ比／1速ギヤ比）を1に近づけることができ、後退発進時の駆動力として、前進発進時と同等の駆動力を確保することにより、車庫入れ時等のように前後進を繰り返すときに運転者に対し違和感を与えるのを防止できると共に、後退発進時に駆動力不足となるのを防止できる。

【実施例2】

50

【0094】

実施例2は、3遊星歯車のうち第2の遊星歯車を、実施例1の変速性能を実質的に全く変更することなく、実施例1のシングルピニオン型遊星歯車からダブルピニオン型遊星歯車に置き換えただけの例である。

【0095】

まず、構成を説明する。

図16は、実施例2の自動変速機を示すスケルトン図である。以下、図16に基づいて、実施例2の自動変速機の遊星歯車構成と摩擦要素構成を説明する。

【0096】

実施例2の自動変速機は、図16に示すように、第1の遊星歯車PG1と、第2の遊星歯車PG2と、第3の遊星歯車PG3と、入力軸INと、出力軸OUTと、第1の回転メンバM1と、第2の回転メンバM2と、第1クラッチC1（第1の摩擦要素）と、第2クラッチC2（第2の摩擦要素）と、第3クラッチC3（第3の摩擦要素）と、第4クラッチC4（第4の摩擦要素）と、第1ブレーキB1（第5の摩擦要素）と、第2ブレーキB2（第6の摩擦要素）と、トランスミッションケースTCと、を備えている。

【0097】

前記第1の遊星歯車PG1は、シングルピニオン型遊星歯車であり、第1のサンギヤS1と、第1のリングギヤR1と、第1のサンギヤS1と第1のリングギヤR1に噛み合う第1のシングルピニオンP1を支持する第1のキャリアPC1と、からなる。

【0098】

前記第2の遊星歯車PG2は、ダブルピニオン型遊星歯車であり、第2のサンギヤS2と、第2のリングギヤR2と、第2のサンギヤS2と第2のリングギヤR2に噛み合う第2のダブルピニオンP2s, P2rを支持する第2のキャリアPC2と、からなる。

【0099】

前記第3の遊星歯車PG3は、シングルピニオン型遊星歯車であり、第3のサンギヤS3と、第3のリングギヤR3と、第3のサンギヤS3と第3のリングギヤR3に噛み合う第3のシングルピニオンP3を支持する第3のキャリアPC3と、からなる。

【0100】

前記入力軸INは、駆動源（エンジン等）からの回転駆動トルクがトルクコンバータ等を介して入力される軸で、前記第2のキャリアPC2に常時連結している。

【0101】

前記出力軸OUTは、プロペラシャフトやファイナルギヤ等を介して駆動輪へ変速後の回転駆動トルクを出力する軸で、前記第3のリングギヤR3に常時連結している。

【0102】

前記第1の回転メンバM1は、前記第1のキャリアPC1と前記第3のキャリアPC3を、摩擦要素を介在させることなく常時連結する回転メンバである。

【0103】

前記第2の回転メンバM2は、前記第1のリングギヤR1と前記第2のリングギヤR2を、摩擦要素を介在させることなく常時連結する回転メンバである。

【0104】

前記第1クラッチC1は、前記第2のサンギヤS1と前記第3のサンギヤS3の間を選択的に連結する第1の摩擦要素である。

【0105】

前記第2クラッチC2は、前記第2のキャリアPC2と前記第1の回転メンバM1の間を選択的に連結する第2の摩擦要素である。

【0106】

前記第3クラッチC3は、前記第1のサンギヤS1と前記第3のサンギヤS3の間を選択的に連結する第3の摩擦要素である。

【0107】

前記第4クラッチC4は、前記第2の回転メンバM2と前記第3のサンギヤS3の間を選択的

10

20

30

40

50

に連結する第 4 の摩擦要素である。

【0108】

前記第 1 ブレーキB1は、前記第 2 のサンギヤS2の回転を、前記トランスミッションケースTCに対し係止可能な第 5 の摩擦要素である。

【0109】

前記第 2 ブレーキB2は、前記第 1 の回転メンバM1の回転を、前記トランスミッションケースTCに対し係止可能な第 6 の摩擦要素である。

【0110】

前記第 1 の遊星歯車PG1と前記第 2 の遊星歯車PG2と前記第 3 の遊星歯車PG3は、図 1 6 に示すように、駆動源が接続される前記入力軸INから前記出力軸OUTに向かって順に配列している。

10

【0111】

図 1 7 は、実施例 2 の自動変速機において 6 つの摩擦要素のうち三つの同時締結の組み合わせにより前進 8 速及び後退 1 速を達成する締結作動表を示す図である。図 1 8 は、実施例 2 の自動変速機において前進 8 速の各変速段での歯車噛み合い回数表を示す図である。以下、図 1 7 及び図 1 8 に基づいて、実施例 2 の自動変速機の各変速段を成立させる変速構成を説明する。

【0112】

実施例 2 の自動変速機は、6 つの摩擦要素C1,C2,C3,C4,B1,B2のうち三つの同時締結の組み合わせにより、下記に述べるように前進 8 速及び後退 1 速の各変速段を達成する。

20

【0113】

第 1 速 (1st) の変速段は、図 1 7 に示すように、第 1 クラッチC1と第 3 クラッチC3と第 2 ブレーキB2の同時締結により達成する。この第 1 速の変速段での歯車噛み合い回数は、図 1 8 に示すように、第 1 の遊星歯車PG1と第 2 の遊星歯車PG2と第 3 の遊星歯車PG3が噛み合いに関与するため、合計回数は、7 回 (= 2 回 + 3 回 + 2 回) となる。

【0114】

第 2 速 (2nd) の変速段は、図 1 7 に示すように、第 3 クラッチC3と第 1 ブレーキB1と第 2 ブレーキB2の同時締結により達成する。この第 2 速の変速段での歯車噛み合い回数は、図 1 8 に示すように、第 1 の遊星歯車PG1と第 2 の遊星歯車PG2と第 3 の遊星歯車PG3が噛み合いに関与するため、合計回数は、7 回 (= 2 回 + 3 回 + 2 回) となる。

30

【0115】

第 3 速 (3rd) の変速段は、図 1 7 に示すように、第 1 クラッチC1と第 3 クラッチC3と第 1 ブレーキB1の同時締結により達成する。この第 3 速の変速段での歯車噛み合い回数は、図 1 8 に示すように、第 1 の遊星歯車PG1と第 2 の遊星歯車PG2と第 3 の遊星歯車PG3が噛み合いに関与するため、合計回数は、7 回 (= 2 回 + 3 回 + 2 回) となる。

【0116】

第 4 速 (4th) の変速段は、図 1 7 に示すように、第 3 クラッチC3と第 4 クラッチC4と第 1 ブレーキB1の同時締結により達成する。この第 4 速の変速段での歯車噛み合い回数は、図 1 8 に示すように、第 2 の遊星歯車PG2のみが噛み合いに関与するため、合計回数は、3 回 (= 0 回 + 3 回 + 0 回) となる。

40

【0117】

第 5 速 (5th) の変速段は、図 1 7 に示すように、第 2 クラッチC2と第 3 クラッチC3と第 1 ブレーキB1の同時締結により達成する。この第 5 速の変速段での歯車噛み合い回数は、図 1 8 に示すように、第 1 の遊星歯車PG1と第 2 の遊星歯車PG2と第 3 の遊星歯車PG3が噛み合いに関与するため、合計回数は、7 回 (= 2 回 + 3 回 + 2 回) となる。

【0118】

第 6 速 (6th) の変速段は、図 1 7 に示すように、第 2 クラッチC2と第 3 クラッチC3と第 4 クラッチC4の同時締結により達成する。この第 6 速の変速段での歯車噛み合い回数は、図 1 8 に示すように、第 1 の遊星歯車PG1と第 2 の遊星歯車PG2と第 3 の遊星歯車PG3がいずれも噛み合いに関与しないため、合計回数は 0 回となる。

50

【0119】

第7速(7th)の変速段は、図17に示すように、第2クラッチC2と第4クラッチC4と第1ブレーキB1の同時締結により達成する。この第7速の変速段での歯車噛み合い回数は、図18に示すように、第2の遊星歯車PG2と第3の遊星歯車PG3が噛み合いに関与するため、合計回数は、5回(=0回+3回+2回)となる。

【0120】

第8速(8th)の変速段は、図17に示すように、第1クラッチC1と第2クラッチC2と第1ブレーキB1の同時締結により達成する。この第8速の変速段での歯車噛み合い回数は、図18に示すように、第3の遊星歯車PG3のみが噛み合いに関与するため、合計回数は、2回(=0回+0回+2回)となる。

10

【0121】

後退速(Rev)の変速段は、図17に示すように、第4クラッチC4と第1ブレーキB1と第2ブレーキB2の同時締結により達成する。

【0122】

次に、作用を説明する。

実施例2の自動変速機における作用を、「各変速段での変速作用」、「従来技術との対比による有利性」に分けて説明する。

【0123】

[各変速段での変速作用]

(第1速の変速段)

20

第1速(1st)の変速段では、図19のハッチングに示すように、第1クラッチC1と第3クラッチC3と第2ブレーキB2が同時締結される。

【0124】

この第1クラッチC1と第3クラッチC3の同時締結により、第1のサンギヤS1と第2のサンギヤS2と第3のサンギヤS3が直結される。第2ブレーキB2の締結と第1の回転メンバM1により、第1のキャリアPC1と第3のキャリアPC3がトランスミッションケースTCに固定される。

【0125】

したがって、第2のキャリアPC2に入力軸INを経過して入力回転数が入力されると、第2の遊星歯車PG2の第2のサンギヤS2と第2のリングギヤR2の回転が、キャリア固定の第1の遊星歯車PG1の第1のサンギヤS1と第1のリングギヤR1の回転により拘束を受けながら回転する。このときの拘束条件は、第2の回転メンバM2を介して第2のリングギヤR2と第1のリングギヤR1が同じ回転数を保ち、かつ、第1クラッチC1及び第3クラッチC3を介して第2のサンギヤS2と第1のサンギヤS1が同じ回転数を保つという条件である。この回転拘束関係により第2のサンギヤS2の回転は、第2のキャリアPC2への入力回転(正回転)に対し逆回転となる。この第2のサンギヤS2の回転は、第1クラッチC1を介して第3のサンギヤS3にそのまま入力される。このため、キャリア固定の第3の遊星歯車PG3において、第3のサンギヤS3へ入力される回転(逆回転)をさらに逆転し、正回転にして第3のリングギヤR3から出力する。この出力回転数(入力回転数を減速した回転数)が、第3のリングギヤR3から出力軸OUTにそのまま伝達され、第1速の変速段が達成される。

30

40

【0126】

(第2速の変速段)

第2速(2nd)の変速段では、図20のハッチングに示すように、第3クラッチC3と第1ブレーキB1と第2ブレーキB2が同時締結される。

【0127】

この第3クラッチC3の締結により、第1のサンギヤS1と第3のサンギヤS3が直結される。第1ブレーキB1の締結により、第2のサンギヤS2がトランスミッションケースTCに固定される。第2ブレーキB2の締結と第1の回転メンバM1により、第1のキャリアPC1と第3のキャリアPC3がトランスミッションケースTCに固定される。

【0128】

50

したがって、第2のキャリアPC2に入力軸INを經過して入力回転数が入力されると、サンギヤ固定の第2の遊星歯車PG2において、第2のキャリアPC2の入力回転を減速して第2のリングギヤR2から出力する。この第2のリングギヤR2の回転は、第2の回転メンバM2を經過して第1のリングギヤR1に入力される。このため、キャリア固定の第1の遊星歯車PG1において、第1のリングギヤR1へ入力される回転を逆転して第1のサンギヤS1の回転（第1速よりも高い逆回転数による回転）とする。この第1のサンギヤS1の回転は、第3クラッチC3を經過して第3のサンギヤS3にそのまま入力される。このため、キャリア固定の第3の遊星歯車PG3において、第3のサンギヤS3へ入力される回転（逆回転）をさらに逆転し、正回転にして第3のリングギヤR3から出力する。この出力回転数（入力回転数より低く第1速より高い減速回転数）が、第3のリングギヤR3から出力軸OUTにそのまま伝達され、第2速の変速段が達成される。

10

【0129】

（第3速の変速段）

第3速（3rd）の変速段では、図21のハッチングに示すように、第1クラッチC1と第3クラッチC3と第1ブレーキB1が同時締結される。

【0130】

この第1クラッチC1と第3クラッチC3と第1ブレーキB1の同時締結により、第1のサンギヤS1と第2のサンギヤS2と第3のサンギヤS3がトランスミッションケースTCに固定される。

【0131】

したがって、第2のキャリアPC2に入力軸INを經過して入力回転数が入力されると、サンギヤ固定の第2の遊星歯車PG2において、第2のキャリアPC2への入力回転を減速し第2のリングギヤR2から出力する。この第2のリングギヤR2の回転は、第2の回転メンバM2を經過して第1のリングギヤR1にそのまま入力される。このため、サンギヤ固定の第1の遊星歯車PG1において、第1のリングギヤR1へ入力される回転を正回転のまま減速し、第1のキャリアPC1から出力する。この第1のキャリアPC1の回転は、第1の回転メンバM1を經過して第3のキャリアPC3にそのまま入力される。このため、サンギヤ固定の第3の遊星歯車PG3において、第3のキャリアPC3へ入力される回転を正回転のまま増速し、第3のリングギヤR3から出力する。この出力回転数（入力回転数より低く第2速より高い減速回転数）が、第3のリングギヤR3から出力軸OUTにそのまま伝達され、第3速の変速段が達成される。

20

30

【0132】

（第4速の変速段）

第4速（4th）の変速段では、図22のハッチングに示すように、第3クラッチC3と第4クラッチC4と第1ブレーキB1が同時締結される。

【0133】

この第3クラッチC3と第4クラッチC4の同時締結と第2の回転メンバM2により、第1のサンギヤS1と第1のリングギヤR1が直結されるため、第1の遊星歯車PG1の三つの回転要素S1,PC1,R1が一体回転状態とされる。さらに、第1の遊星歯車PG1と第1の回転メンバM1を介して二つの回転要素S3,PC3が直結されるため、第3の遊星歯車PG3の三つの回転要素S3,PC3,R3が一体回転状態とされる。第1ブレーキB1の締結により、第2のサンギヤS2がトランスミッションケースTCに固定される。

40

【0134】

したがって、第2のキャリアPC2に入力軸INを經過して入力回転数が入力されると、サンギヤ固定の第2の遊星歯車PG2において、第2のキャリアPC2への入力回転を減速して第2のリングギヤR2から出力する。この第2のリングギヤR2の回転は、第3クラッチC3と第4クラッチC4と両回転メンバM1,M2を經過し、第1の遊星歯車PG1の二つの回転要素S1,R1と、第3の遊星歯車PG3の二つの回転要素S3,PC3にそのまま入力される。したがって、第1の遊星歯車PG1の三つの回転要素S1,PC1,R1が、第2のリングギヤR2の回転数と同一回転数により一体に回転すると共に、第3の遊星歯車PG3の三つの回転要素S3,PC3,R3が、第2

50

のリングギヤR2の回転数と同一回転数により一体に回転する。このため、第3のリングギヤR3からは、第2のリングギヤR2と同一回転数による回転を出力し、この出力回転数（入力回転数より低く第3速より高い減速回転数）が、第3の遊星歯車PG3の第3のリングギヤR3から出力軸OUTにそのまま伝達され、第4速の変速段が達成される。

【0135】

（第5速の変速段）

第5速（5th）の変速段では、図23のハッチングに示すように、第2クラッチC2と第3クラッチC3と第1ブレーキB1が同時締結される。

【0136】

この第2クラッチC2の締結と第1の回転メンバM1により、入力軸INと第1のキャリアPC1と第2のキャリアPC2と第3のキャリアPC3が直結される。第3クラッチC3の締結により、第1のサンギヤS1と第3のサンギヤS3が直結される。第1ブレーキB1の締結により、第2のサンギヤS2がトランスミッションケースTCに固定される。

【0137】

したがって、第2のキャリアPC2に入力軸INを通過して入力回転数が入力されると、サンギヤ固定の第2の遊星歯車PG2において、第2のキャリアPC2への入力回転を減速して第2のリングギヤR2から出力する。この第2のリングギヤR2の回転は、第2の回転メンバM2を通過して第1のリングギヤR1にそのまま入力される。このため、2入力1出力の第1の遊星歯車PG1において、第1のリングギヤR1へ入力される回転数と、第1のキャリアPC1へ入力される回転数（＝入力回転数）が規定されることにより、残りの第1のサンギヤS1から出力される回転数（入力回転数を増速した回転数）が決まる。この第1のサンギヤS1の回転数は、第3クラッチC3を通過して第3のサンギヤS3にそのまま入力される。このため、2入力1出力の第3の遊星歯車PG3において、第3のサンギヤS3へ入力される回転数と、第3のキャリアPC3へ入力される回転数（＝入力回転数）が規定されることにより、残りの第3のリングギヤR3からの出力回転数が決まる。この出力回転数（入力回転数より低く第4速より高い減速回転数）が、第3のリングギヤR3から出力軸OUTにそのまま伝達され、第5速の変速段が達成される。

【0138】

（第6速の変速段）

第6速（6th）の変速段では、図24のハッチングに示すように、第2クラッチC2と第3クラッチC3と第4クラッチC4が同時締結される。

【0139】

この第2クラッチC2と第3クラッチC3と第4クラッチC4の同時締結と両回転メンバM1,M2により、第1の遊星歯車PG1と第2の遊星歯車PG2と第3の遊星歯車PG3のそれぞれについて二つの回転要素が直結される。このため、第1の遊星歯車PG1の三つの回転要素S1,PC1,R1と、第2の遊星歯車PG2の三つの回転要素S2,PC2,R2と、第3の遊星歯車PG3の三つの回転要素S3,PC3,R3が一体回転状態とされる。

【0140】

したがって、入力軸INを通過して第2のキャリアPC2に入力回転数が入力され、入力軸INと第2クラッチC2を通過して第1のキャリアPC1と第3のキャリアPC3に入力回転数が入力されると、第1の遊星歯車PG1と第2の遊星歯車PG2と第3の遊星歯車PG3が入力回転数により一体に回転するため、出力軸OUTの回転数は、入力軸INからの入力回転数と同じ回転数となり、変速比1の第6速の変速段（直結変速段）が達成される。

【0141】

（第7速の変速段）

第7速（7th）の変速段では、図25のハッチングに示すように、第2クラッチC2と第4クラッチC4と第1ブレーキB1が同時締結される。

【0142】

この第2クラッチC2の締結と第1の回転メンバM1により、入力軸INと第1のキャリアPC1と第2のキャリアPC2と第3のキャリアPC3が直結される。第4クラッチC4の締結と第2

の回転メンバM2により、第1のリングギヤR1と第2のリングギヤR2と第3のサンギヤS3が直結される。第1ブレーキB1の締結により、第2のサンギヤS2がトランスミッションケースTCに固定される。

【0143】

したがって、第2のキャリアPC2に入力軸INを通過して入力回転数が入力されると、サンギヤ固定の第2の遊星歯車PG2において、第2のキャリアPC2への入力回転を減速して第2のリングギヤR2から出力する。この第2のリングギヤR2の回転は、第4クラッチC4を通過して第3のサンギヤS3にそのまま入力される。このため、2入力1出力の第3の遊星歯車PG3において、第3のサンギヤS3へ入力される回転数と、第3のキャリアPC3へ入力される回転数（＝入力回転数）が規定されることにより、残りの第3のリングギヤR3からの出力回転数が決まる。この出力回転数（入力回転数より高い増速回転数）が、第3のリングギヤR3から出力軸OUTにそのまま伝達され、第7速の変速段が達成される。

10

【0144】

（第8速の変速段）

第8速（8th）の変速段では、図26のハッチングに示すように、第1クラッチC1と第2クラッチC2と第1ブレーキB1が同時締結される。

【0145】

この第1クラッチC1と第1ブレーキB1の同時締結により、第2のサンギヤS2と第3のサンギヤS3がトランスミッションケースTCに固定される。第2クラッチC2の締結と第1の回転メンバM1により、入力軸INと第1のキャリアPC1と第2のリングギヤR2と第3のキャリアPC3が直結される。

20

【0146】

したがって、入力軸INと第2クラッチC2を通過して第3のキャリアPC3に入力回転数が入力されると、サンギヤ固定の第3の遊星歯車PG3において、第3のキャリアPC3への入力回転を増速して第3のリングギヤR3から出力する。この出力回転数（入力回転数より高く第7速よりも高い増速回転数）が、第3のリングギヤR3から出力軸OUTにそのまま伝達され、第8速の変速段が達成される。

【0147】

（後退速の変速段）

後退速（Rev）の変速段では、図27のハッチングに示すように、第4クラッチC4と第1ブレーキB1と第2ブレーキB2が同時締結される。

30

【0148】

この第4クラッチC4の締結と第2の回転メンバM2により、第1のリングギヤR1と第2のリングギヤR2と第3のサンギヤS3が直結される。第1ブレーキB1の締結により、第2のサンギヤS2がトランスミッションケースTCに固定される。第2ブレーキB2の締結と第1の回転メンバM1により、第1のキャリアPC1と第3のキャリアPC3がトランスミッションケースTCに固定される。

【0149】

したがって、第2のキャリアPC2に入力軸INを通過して入力回転数が入力されると、サンギヤ固定の第2の遊星歯車PG2において、第2のキャリアPC2への入力回転を減速して第2のリングギヤR2から出力する。この第2のリングギヤR2の回転は、第4クラッチC4を通過して第3のサンギヤS3にそのまま入力される。このため、キャリア固定の第3の遊星歯車PG3において、第3のサンギヤS3へ入力される回転（正回転）を逆転し、第3のリングギヤR3から出力する。この出力回転数（入力回転方向とは逆方向の回転数）が、第3のリングギヤR3から出力軸OUTにそのまま伝達され、後退速の変速段が達成される。

40

【0150】

〔従来技術との対比による有利性〕

実施例2の自動変速機（図16及び図17）と従来例の自動変速機（図13及び図14）を対比すると、基本構成と変速性能、及び変速制御性能は、実施例1との対比と同様に、同等であるといえる。

50

【0151】

しかし、実施例2の自動変速機は、下記の「(a)3遊星歯車」、「(b)各変速段でのフリクション損失」、「(c)ギヤ比幅」、「(d)飛び変速の変速制御性能」、「(e)後退動力性能」において、従来例の自動変速機に比べて有利性を持つ。以下、それぞれの項目について説明する。

【0152】

(a) 3遊星歯車

実施例2の自動変速機の場合、第2の遊星歯車PG2のみをダブルピニオン型遊星歯車とし、第1の遊星歯車PG1と第3の遊星歯車PG3についてはシングルピニオン型遊星歯車を用いている。このように、ダブルピニオン型遊星歯車を1つだけ用いているため、2つのダブルピニオン型遊星歯車を用いる従来例に比べ、歯車噛み合い回数の減少・ピニオンの大径化・部品点数の減少の点で有利である。

10

【0153】

・歯車噛み合い回数の減少

実施例2の自動変速機の場合、トルク伝達のための歯車噛み合い回数として、従来例に比べて減少するまでには至らないが、同等の歯車噛み合い数を達成している。

すなわち、2組のダブルピニオン型遊星歯車による従来例の場合、図15に示すように、第1速～第8速の平均噛み合い数が4.75となる。これに対し、1組のダブルピニオン型遊星歯車による実施例2の場合には、図18に示すように、第1速～第8速の平均噛み合い数は4.75となり、従来例と同等の平均噛み合い数を達成している。

20

【0154】

・ピニオンの大径化

実施例2の自動変速機の場合、サンギヤとリングギヤに噛み合うピニオンのギヤ径が大きくなるため、耐久信頼性が向上する。

すなわち、シングルピニオン型遊星歯車の場合、1つのピニオンをサンギヤとリングギヤに噛み合わせるため、サンギヤとリングギヤの間に、両ギヤの間隔をギヤ径とするピニオンが複数個配置される。一方、ダブルピニオン型遊星歯車の場合、一対のピニオンが互いに噛み合うと共に、サンギヤとリングギヤにそれぞれ噛み合う構成となるため、両ギヤの間隔より小さい径をギヤ径とする必要がある。このように、シングルピニオン型遊星歯車の場合、ダブルピニオン型遊星歯車に比べピニオンのギヤ径が大きくなるので、ピニオンの剛性や歯面強度を高めることができ、耐久信頼性が向上する。

30

【0155】

・部品点数の減少

実施例2の自動変速機の場合、遊星歯車を構成する部品点数が少なくなるため、コスト的に有利となる。

例えば、ダブルピニオン型遊星歯車の場合、4組のダブルピニオンをサンギヤの周囲に配置する場合、ピニオンの数は8個となる。これに対し、シングルピニオン型遊星歯車の場合、サンギヤの周囲に4個のピニオンを配置すれば良く、部品点数が4個減少する。そして、シングルピニオン型遊星歯車の場合、ピニオン軸数も減少し、キャリアの構成も簡単になる。この結果、コストダウンを達成できる。

40

【0156】

(b) 各変速段でのフリクション損失

摩擦要素を締結して各変速段を得る場合、空転する摩擦要素（解放要素）で生じるオイル引き摺り等によりフリクション損失を避けることができないが、自動変速機としては、フリクション損失が少ないほど好ましいとされる。

【0157】

従来例の自動変速機の場合、前進8速の各変速段を達成するために、図14に示すように、各変速段で摩擦要素を二つ同時締結するようにしている。このため、例えば、1速で空転する摩擦要素は、第2クラッチC2と第3クラッチC3と第4クラッチC4と第1ブレーキB1というように、各変速段において、空転する摩擦要素が4個となる。このため、空転す

50

る4個の摩擦要素でのオイル引き摺り等によるフリクション損失が大きくなり、駆動エネルギーの伝達効率の悪化を招く。例えば、エンジン車に従来例の自動変速機を適用する場合、空転する4個の摩擦要素によるフリクション損失が、燃費性能の悪化を招く一因となる。

【0158】

これに対し、実施例2の自動変速機の場合、前進8速の各変速段を達成するために、図17に示すように、各変速段で摩擦要素を三つ同時締結するようにしている。このため、例えば、第1速段で空転する摩擦要素は、第2クラッチC2と第4クラッチC4と第1ブレーキB1というように、各変速段において、空転する摩擦要素が3個となる。したがって、従来例に比べ、空転する摩擦要素でのフリクション損失が小さく抑えられ、駆動エネルギーの伝達効率の向上を図ることができる。例えば、エンジン車に実施例2の自動変速機を適用する場合、燃費性能の向上が図られる。

10

【0159】

(c) ギヤ比幅

自動変速機のギヤ比の変更幅は、レシオカバレッジ（＝最低変速段ギヤ比／最高変速段ギヤ比：以下、「RC」という。）によりあらわされる。このRC値は、大きい値であればあるほどギヤ比の変更幅が広いことをあらわし、ギヤ比の設定自由度が高くなることで好ましいとされる。

【0160】

従来例の自動変速機の場合、図14に示すように、 $RC = 6.397 (= 4.267 / 0.667)$ の値である。これに対し、実施例2の自動変速機において、図17に示すように、第1の遊星歯車PG1のギヤ比を $p1 = 0.675$ 、第2の遊星歯車PG2のギヤ比を $p2 = -0.381$ 、第3の遊星歯車PG3のギヤ比を $p3 = 0.353$ とした場合、隣接する変速段での適正な段間比を保ちながら、 $RC = 6.537 (= 4.831 / 0.739)$ を得ている。

20

【0161】

つまり、適正な段間比を保ちながらもRC値を、従来例よりも少し大きな値とすることができ、最低変速段ギヤ比での発進性能と最高変速段ギヤ比での高速燃費の両立を図ることができる。ここで、「適正な段間比」とは、各変速段での段間比をプロットし、プロットした各点を線により結んだ特性を描いた場合、ローギヤ側からハイギヤ側に向かって滑らかな勾配にて低下した後、横這い状態で推移するような特性線が描けることをいう。

30

【0162】

そして、実際に駆動輪へ伝達される回転数は、自動変速機の下流位置に設けた終減速機のファイナルギヤ比で調整される。よって、RC値が大きな値であるほど、ファイナルギヤ比による調整自由度が高くなり、例えば、よりロー側に調整することで、トルクコンバータを持たないハイブリッド車の自動変速機への対応が有利になる。また、最適燃費域や最高トルク域が異なるガソリンエンジンとディーゼルエンジンへの対応も有利になる。

【0163】

(d) 飛び変速の変速制御性能

従来例の自動変速機の場合、第7速から第4速への2段飛びダウン変速については、2つの摩擦要素の解放と2つの摩擦要素の締結という2重架け替え変速となるため、第7速から第4速への変速要求があると、中間変速段を経過する変速となる。

40

したがって、中間加速を意図してアクセル踏み込み操作を行ったとき、変速指令に基づく変速開始から変速終了までに時間を要し、ドライバのアクセル踏み込み操作にあらわれる中間加速要求に対する駆動力上昇のレスポンスが遅れる。

【0164】

これに対し、実施例2の自動変速機では、第8速から第5速への2段飛びダウン変速と第7速から第4速への2段飛びダウン変速のうち、何れの変速パターンによる変速指令が出力されたとしても、図17に示すように、1つの摩擦要素の解放と1つの摩擦要素の締結という1重架け替え変速により達成することができる。このため、例えば、第7速から第4速への変速要求があっても、中間変速段（第6速、第5速）を経過することなく、第

50

7速からそのまま第4速への2段飛びダウン変速を行うことができる。

したがって、中間加速を意図してアクセル踏み込み操作を行ったとき、変速指令に基づく変速開始から短時間にて変速が終了し、ドライバのアクセル踏み込み操作にあらわれる中間加速要求に対する駆動力上昇のレスポンスが確保される。

【0165】

(e) 後退動力性能

1速ギヤ比と後退ギヤ比は、発進加速性と登坂性能を決定付ける値であり、例えば、1速ギヤ比と後退ギヤ比の比が1近傍にない場合、前後進の切り替え時に駆動力差が生じる。また、後退ギヤ比が1速ギヤ比より低いと、前進発進時の駆動力よりも後退発進時の駆動力が低くなり、後退発進性が劣ってしまう。

10

【0166】

従来例の自動変速機の場合、図14に示すように、 $Rev1/1st=0.750$ であり、 $Rev2/1st=0.469$ であり、後退1速(Rev1)あるいは後退2速(Rev2)を選択した場合、1速ギヤ比と後退ギヤ比の比が1より低い値であり、前後進の切り替え時に駆動力差が生じるし、後退発進性が劣ってしまう。

【0167】

これに対し、実施例2の自動変速機の場合、図17に示すように、 $Rev/1st=0.947$ であり、1速ギヤ比と後退ギヤ比の比が1近傍にある。このため、前後進の切り替え時に駆動力差が生じないし、後退発進時に駆動力不足となることもない。つまり、発進加速性と登坂性能を損なうことなく動作させることができる。

20

【0168】

次に、効果を説明する。

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

【0169】

(4) 第1のサンギヤS1と、第1のリングギヤR1と、前記第1のサンギヤS1と前記第1のリングギヤR1に噛み合う第1のシングルピニオンP1を支持する第1のキャリアPC1と、からなる第1の遊星歯車PG1と、第2のサンギヤS2と、第2のリングギヤR2と、前記第2のサンギヤS2と前記第2のリングギヤR2に噛み合う第2のダブルピニオンP2s,P2rを支持する第2のキャリアPC2と、からなる第2の遊星歯車PG2と、第3のサンギヤS3と、第3のリングギヤR3と、前記第3のサンギヤS3と前記第3のリングギヤR3に噛み合う第3のシングルピニオンP3を支持する第3のキャリアPC3と、からなる第3の遊星歯車PG3と、6つの摩擦要素と、を備え、前記6つの摩擦要素を適宜締結解放することにより少なくとも前進8速の変速段に変速して入力軸INからのトルクを出力軸OUTに出力可能な自動変速機において、前記入力軸INは、前記第2のキャリアPC2に常時連結しており、前記出力軸OUTは、前記第3のリングギヤR3に常時連結しており、前記第1のキャリアPC1と前記第3のキャリアPC3は、常時連結して第1の回転メンバM1を構成しており、前記第1のリングギヤR1と前記第2のリングギヤR2は、常時連結して第2の回転メンバM2を構成しており、前記6つの摩擦要素は、前記第2のサンギヤS2と前記第3のサンギヤS3の間を選択的に連結する第1の摩擦要素(第1クラッチC1)と、前記第2のキャリアPC2と前記第1の回転メンバM1との間を選択的に連結する第2の摩擦要素(第2クラッチC2)と、前記第1のサンギヤS1と前記第3のサンギヤS3の間を選択的に連結する第3の摩擦要素(第3クラッチC3)と、前記第2の回転メンバM2と前記第3のサンギヤS3の間を選択的に連結する第4の摩擦要素(第4クラッチC4)と、前記第2のサンギヤS2の回転を係止可能な第5の摩擦要素(第1ブレーキB1)と、前記第1の回転メンバM1の回転を係止可能な第6の摩擦要素(第2ブレーキB2)と、により構成され、前記6つの摩擦要素のうち、三つの同時締結の組み合わせにより、少なくとも前進8速及び後退1速を達成する。

30

40

このため、3遊星6摩擦要素で前進8速を達成しながら、ギヤ効率・ギヤノイズ・耐久信頼性・コストの面で有利であると共に、フリクション損失を小さく抑えることで、駆動エネルギーの伝達効率の向上を図ることができる。

50

【0170】

以上、本発明の自動変速機を実施例1及び実施例2に基づき説明してきたが、具体的な構成については、これらの実施例に限られるものではなく、特許請求の範囲の各請求項に係る発明の要旨を逸脱しない限り、設計の変更や追加等は許容される。

【0171】

実施例1では、第1の遊星歯車PG1のギヤ比を $\rho_1=0.675$ し、第2の遊星歯車PG2のギヤ比を $\rho_2=0.615$ とし、第3の遊星歯車PG3のギヤ比を $\rho_3=0.353$ とした例を示し、実施例2では、第1の遊星歯車PG1のギヤ比を $\rho_1=0.675$ し、第2の遊星歯車PG2のギヤ比を $\rho_2=-0.381$ とし、第3の遊星歯車PG3のギヤ比を $\rho_3=0.353$ とした例を示した。しかし、各遊星歯車PG1,PG2,PG3のギヤ比 ρ は、ギヤ比設定が可能な範囲内の値であって、RC値の
10
高いギヤ比や適切な段間比を得るように設定したものであれば、具体的な値は、実施例1, 2に限られるものではない。

【0172】

実施例1, 2では、入出力軸を同軸配置とするFRエンジン車に適用される自動変速機の例を示したが、FRエンジン車に限らず、FFエンジン車やハイブリッド車や電気自動車や燃料電池車、等の様々な車両の自動変速機としても適用することができる。

【符号の説明】

【0173】

PG1 第1の遊星歯車

PG2 第2の遊星歯車

PG3 第3の遊星歯車

IN 入力軸

OUT 出力軸

M1 第1の回転メンバ

M2 第2の回転メンバ

C1 第1クラッチ（第1の摩擦要素）

C2 第2クラッチ（第2の摩擦要素）

C3 第3クラッチ（第3の摩擦要素）

C4 第4クラッチ（第4の摩擦要素）

B1 第1ブレーキ（第5の摩擦要素）

B2 第2ブレーキ（第6の摩擦要素）

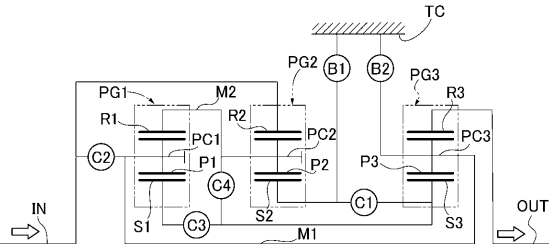
TC トランスミッションケース

10

20

30

【図 1】



【図 2】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	ギヤ比	段間比
1st	○		○		○	○	4.828	1.564
2nd		○			○	○	3.087	1.544
3rd	○		○		○	○	1.999	1.238
4th		○	○	○			1.615	1.293
5th		○	○		○		1.249	1.249
6th		○	○		○		1.000	1.134
7th		○		○	○		0.882	1.193
8th	○	○			○	○	0.739	
Rev				○	○	○	-4.574	

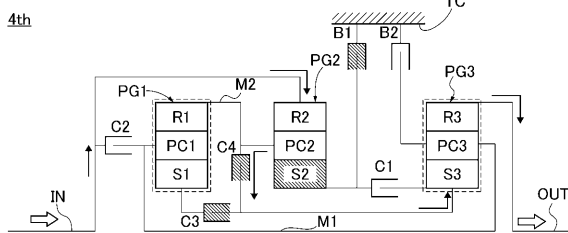
$\rho 1=0.675$
 $\rho 2=0.615$ RC=6.533
 $\rho 3=0.353$ Rev/1st=0.947

【図 3】

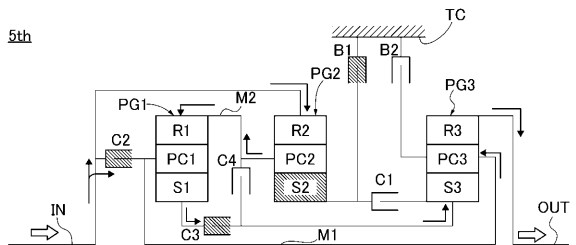
歯車噛み合い回数

	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th	7th	8th	平均噛み合い回数
遊星1	2	2	2	0	2	0	0	0	—
遊星2	2	2	2	2	2	0	2	0	—
遊星3	2	2	2	0	2	0	2	2	—
total	6	6	6	2	6	0	4	2	4.00

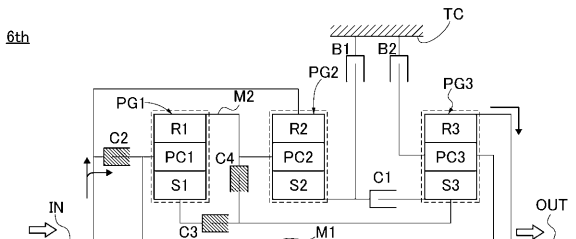
【図 7】



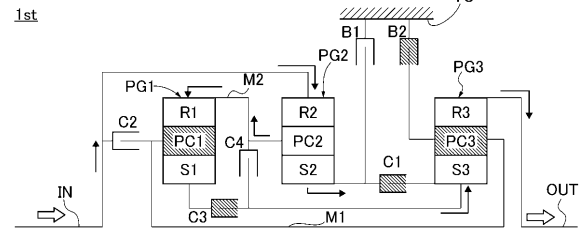
【図 8】



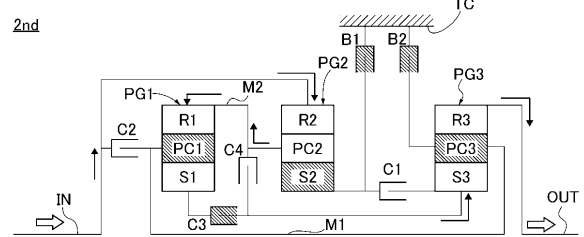
【図 9】



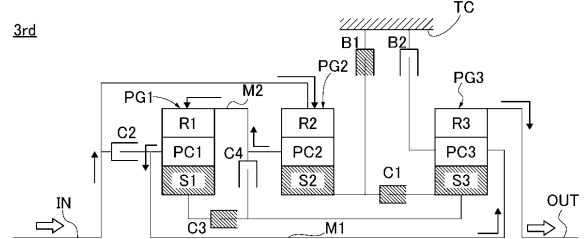
【図 4】



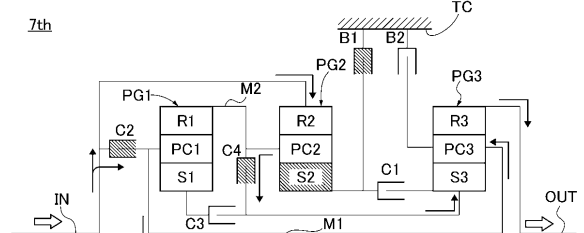
【図 5】



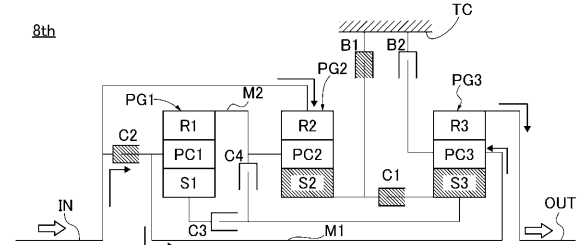
【図 6】



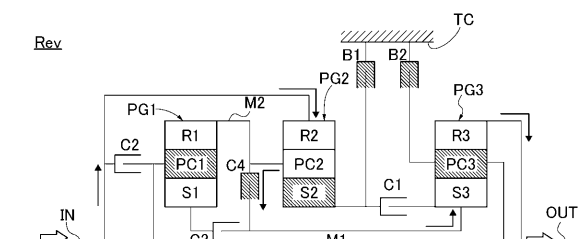
【図 10】



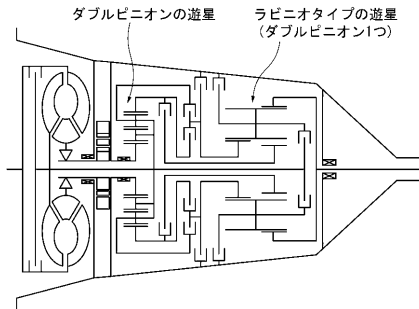
【図 11】



【図 12】



【図 13】



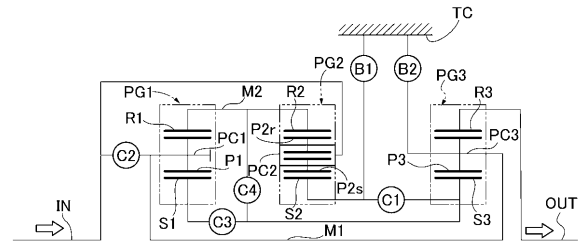
【図 14】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	ギヤ比
1st	○					○	4.267
2nd	○				○		2.489
3rd		○					1.600
4th	○			○			1.318
5th	○		○				1.164
6th			○	○			1.000
7th		○	○				0.842
8th			○		○		0.667
Rev1		○				○	3.200
Rev2				○		○	2.000

【図 15】

歯車噛み合い回数								
シングルピニオン:2 ダブルピニオン:3								
	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th	7th	8th
遊星1	3	3	3	3	3	0	3	0
遊星2	0	2	0	2	0	0	2	2
遊星3	3	3	0	3	3	0	0	0
total	6	8	3	8	6	0	5	2

【図 16】



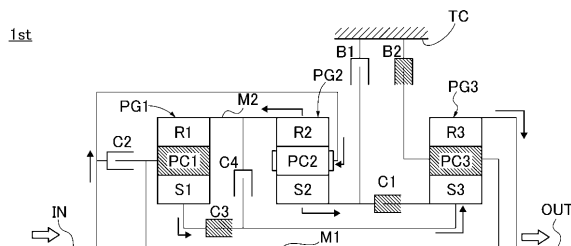
【図 17】

$\rho 1=0.675$ $\rho 2=-0.381$ RC=6.537 $\rho 3=0.353$ Rev/1st=0.947								
	C1	C2	C3	C4	B1	B2	ギヤ比	段間比
1st	○					○	4.831	1.564
2nd		○			○		3.089	1.545
3rd	○		○			○	1.999	1.238
4th			○	○			1.615	1.293
5th		○	○		○		1.248	1.248
6th			○	○			1.000	1.134
7th		○		○	○		0.882	1.193
8th	○	○			○		0.739	
Rev				○	○	○	-4.577	

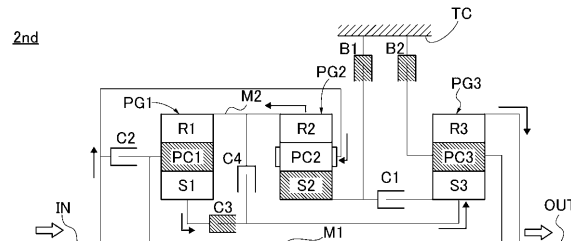
【図 18】

歯車噛み合い回数								
	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th	7th	8th
遊星1	2	2	2	0	2	0	0	—
遊星2	3	3	3	3	3	0	3	—
遊星3	2	2	2	0	2	0	2	—
total	7	7	7	3	7	0	5	4.75

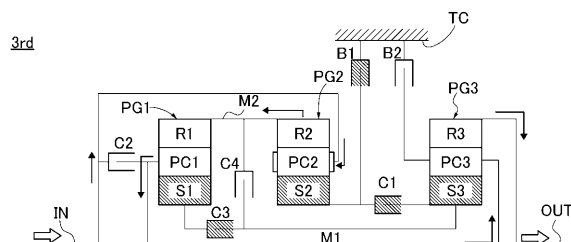
【図 19】



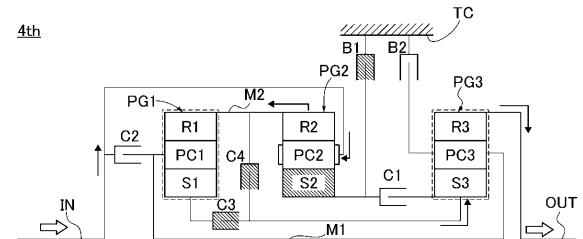
【図 20】



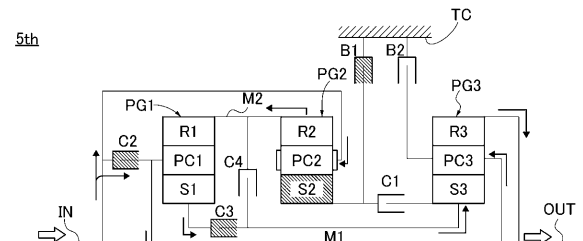
【図 21】



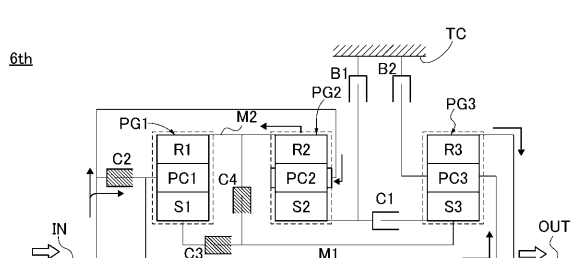
【図 22】



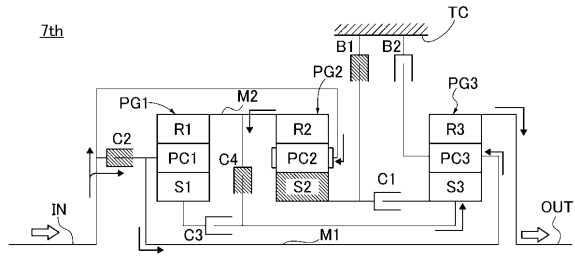
【図 23】



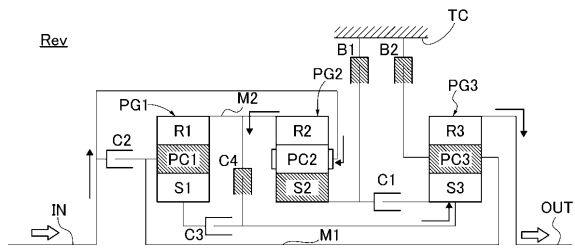
【図 24】



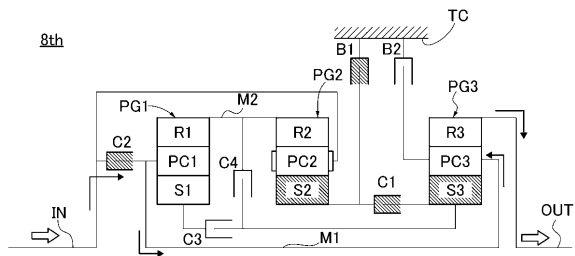
【図 25】



【図 27】



【図 26】



フロントページの続き

- (72)発明者 小林 直樹
静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内
- (72)発明者 飯塚 浩一
静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内
- (72)発明者 奥田 隆之
静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内
- (72)発明者 ペーター テンベルゲ
ドロッセルリング14 09123ケムニッツ, ドイツ連邦共和国
- (72)発明者 ヨルク ミューラー
ミューラーストラーセ1 09113ケムニッツ, ドイツ連邦共和国
- (72)発明者 リコ レッシュ
ノセネルストラーセ1 01723ヴィルスドルフ, ドイツ連邦共和国
- Fターム(参考) 3J028 EA02 EA07 EA27 EA28 EB09 EB13 EB31 EB33 EB62 FC13
FC25 GA02