

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4626337号
(P4626337)

(45) 発行日 平成23年2月9日(2011.2.9)

(24) 登録日 平成22年11月19日(2010.11.19)

(51) Int.Cl.		F 1
F 1 6 H 37/02	(2006.01)	F 1 6 H 37/02 A
F 1 6 H 3/66	(2006.01)	F 1 6 H 3/66 A
F 1 6 H 15/38	(2006.01)	F 1 6 H 15/38

請求項の数 5 (全 17 頁)

(21) 出願番号	特願2005-47823 (P2005-47823)	(73) 特許権者	591261509 株式会社エクス・リサーチ 東京都千代田区外神田2丁目19番12号
(22) 出願日	平成17年2月23日(2005.2.23)	(74) 代理人	100082337 弁理士 近島 一夫
(65) 公開番号	特開2006-234041 (P2006-234041A)	(72) 発明者	土屋 查大 東京都千代田区外神田2丁目19番12号 株式会社エクス・リサーチ内
(43) 公開日	平成18年9月7日(2006.9.7)	(72) 発明者	長谷部 正広 東京都千代田区外神田2丁目19番12号 株式会社エクス・リサーチ内
審査請求日	平成19年2月21日(2007.2.21)	(72) 発明者	甲斐 紀弘 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

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 無段変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

トロイダル式無段変速装置と、プラネタリギヤ機構と、反転ギヤ機構と、ロー・ハイ切換え機構と、を備えてなる、無段変速機において、

前記プラネタリギヤ機構は、軸方向に並んで配置されかつ一体に回転される第1のピニオン及び第2のピニオンを有する第1のキャリアと、前記第1のピニオンに噛合する第1のサンギヤと、前記第2のピニオンに噛合する第2のサンギヤと、リングギヤ、サンギヤ及びキャリアを有する1個のシンプルプラネタリギヤと、を備え、前記第1のキャリアと前記シンプルプラネタリギヤのリングギヤとを連結すると共に前記第2のサンギヤと前記シンプルプラネタリギヤのサンギヤとを連結してなり、

前記第1のキャリアに、入力軸からの定速回転を入力すると共に、前記第1のサンギヤに、前記入力軸の回転を前記トロイダル式無段変速装置にて反転・変速した出力回転を入力し、

前記ロー・ハイ切換え機構によるローモードにあっては、前記シンプルプラネタリギヤのキャリアの回転を前記反転ギヤ機構により反転して出力軸に出力し、

前記ロー・ハイ切換え機構によるハイモードにあっては、前記第2のサンギヤの回転を前記出力軸に出力する、

ことを特徴とする無段変速機。

【請求項2】

前記反転ギヤ機構は、互いに噛合する第3及び第4のピニオンを支持する第3のキャリ

ヤと、前記第 3 のピニオンに噛合する第 4 のサンギヤと、前記第 4 のピニオンに噛合する第 2 のリングギヤと、を有するデュアルプラネタリギヤからなり、

前記プラネタリギヤ機構における前記シンプルプラネタリギヤのキャリアと、前記第 3 のキャリアとを一体に構成し、

前記ローモードにあつては、前記第 2 のリングギヤを停止した状態で前記第 4 のサンギヤの回転を前記出力軸に伝達してなる、

請求項 1 記載の無段変速機。

【請求項 3】

前記反転ギヤ機構は、互いに噛合する第 3 及び第 4 のピニオンを支持する第 3 のキャリアと、前記第 3 のピニオンに噛合する第 4 のサンギヤと、前記第 4 のピニオンに噛合する第 2 のリングギヤと、を有するデュアルプラネタリギヤからなり、

前記プラネタリギヤ機構における前記シンプルプラネタリギヤのキャリアと前記第 4 のサンギヤとを連結し、

前記ローモードにあつては、前記第 2 のリングギヤを停止した状態で前記第 3 のキャリアの回転を前記出力軸に伝達してなる、

請求項 1 記載の無段変速機。

【請求項 4】

前記トロイダル式無段変速装置は、2 個の入力ディスクと、これらディスクの間に位置する出力ディスクと、前記入力ディスクと出力ディスクとに挟持されるローラと、を有し、前記 2 個の入力ディスクと前記入力軸と前記プラネタリギヤ機構の第 1 のキャリアとを

実質的に一体に構成し、スラスト力に対してクローズに支持し、

前記一体に構成した第 1 のキャリア又は入力軸に対して、前記第 1 及び第 2 のサンギヤをスラストベアリングを介してスラスト方向に支持してなる、

請求項 1 ないし 3 のいずれか記載の無段変速機。

【請求項 5】

前記第 1 のサンギヤと前記第 1 のキャリアとの間に第 1 のスラストベアリングを介在し、前記第 1 のキャリアと前記シンプルプラネタリギヤのサンギヤとの間に第 2 のスラストベアリングを介在し、

前記第 1 のサンギヤが前記第 1 のキャリアに作用するスラスト力と、前記第 2 のサンギヤが該第 2 のサンギヤと実質的に軸方向に一体の第 3 のサンギヤを介して作用するスラスト力とを、略々同じ力にて前記第 1 及び第 2 のスラストベアリングを介して互いに押し付けるように作用してなる、

請求項 4 記載の無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、トロイダル式無段変速装置とプラネタリギヤ機構とを組合せて、トルク循環を利用して無段変速装置の変速比に比して大きな範囲の出力変速比を得ることができる無段変速機に係り、詳しくは入力軸と出力軸とを同軸状に配置した無段変速機に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、トロイダル式無段変速装置を用い、一軸状に各部材を配置した無段変速機が提案されている（特許文献 1）。該無段変速機 1 は、図 6（a）に示すように、入力ディスク 2、出力ディスク 3 及びこれら両ディスクの間に配置されて両ディスクとの接触半径位置を変更し得るローラ 4 からなるトロイダル式無段変速装置 5 と、3 個のピニオン P 1、P 2、P 3 を軸方向に配置したキャリア C 1 を有するプラネタリギヤ機構 6 と、2 個のピニオン P 4、P 5 を軸方向に配置したキャリア C 2 を有する反転ギヤ機構 7 と、反転ギヤ機構の出力側サンギヤ S 4 を停止し得るローブレーキ L 及びプラネタリギヤの第 2 のサンギヤ（ハイモード用出力ギヤ）S 2 と出力軸 1 3 との間に介在するハイクラッチ H からなるロー・ハイ切換え機構 1 0 と、を備え、これら各部材が、入力軸 1 2 と出力軸 1 3 との間

10

20

30

40

50

に一軸状に配置して構成されている。

【 0 0 0 3 】

これにより、本無段変速機 1 は、ローブレーキ L を係合すると共にハイクラッチ H を解放したローモードにあっては、入力軸 1 2 の回転を直接入力するキャリア C 1 と無段変速装置 5 を介して反転・変速された入力側サンギヤ S 1 の回転とをプラネタリギヤ機構 6 にて合成して、ローモード用出力ギヤ（第 3 のサンギヤ）S 3 に出力し、更に該出力ギヤ S 3 の回転を反転して出力軸 1 3 に出力している。

【 0 0 0 4 】

なお、ロー・ハイ切換え機構 1 0 は、図 6 (b) に示すように、キャリア C 2 と出力軸 1 3 との間に介在するロークラッチ L と、先のものと同様な、プラネタリギヤの第 2 のサンギヤ S 2 と出力軸 1 3 との間に介在するハイ用クラッチ H とにより構成してもよい。

10

【 0 0 0 5 】

本無段変速機にあっては、プラネタリギヤ機構 6 が 3 個のピニオン P 1 , P 2 , P 3 を軸方向に直列状に並べた上、反転ギヤ機構 7 も、2 個のピニオン P 4 , P 5 を軸方向に直列状に並べて配置するため、軸方向に長い構成になってしまう。

【 0 0 0 6 】

そこで、本出願の発明者らは、反転ギヤ機構にデュアルプラネタリギヤを用い、軸方向の短縮化を図った無段変速機を考案した。本無段変速機 1₁ は、図 7 に示すように、トロイダル式無段変速装置 5、プラネタリギヤ機構 6 は先に説明したものと同じであるが、反転ギヤ機構 7₁ がデュアルプラネタリギヤからなる。即ち、キャリア C 0 が互いに噛合するピニオン P 4 , P 5 を回転自在に支持し、一方のピニオン P 4 がサンギヤ S 0 に、他方のピニオン P 5 がリングギヤ R 0 に噛合し、そしてサンギヤ S 0 が上記プラネタリギヤ機構 6 の第 3 のサンギヤ（ローモード用出力ギヤ）S 3 と連結し、リングギヤ R 0 がケース 1 5 に固定され、キャリア C 0 がロークラッチ L を介して出力軸 1 3 に連結している。

20

【 0 0 0 7 】

そして、本無段変速機 1₁ は、図 8 の速度線図に示すように作動する。即ち、ロークラッチ L を係合してハイクラッチ H を解放したローモードにあっては、図 8 (a) に示すように、入力軸 1 2 の回転は（例えばエンジン出力回転）、中心軸 1 2 a を介してプラネタリギヤ機構 6 のキャリア C 1 に伝達されると共に、トロイダル式無段変速装置（バリエータ）5 を介して反転されて第 1 のサンギヤ（入力ギヤ）S 1 に伝達される。上記キャリア C 1 への定速回転と入力ギヤ S 1 の反転変速回転がプラネタリギヤ機構 6 でトルク循環しつつ合成されて第 3 のサンギヤ（ローモード用側出力ギヤ）S 3 から出力する。

30

【 0 0 0 8 】

ここで、入力側ギヤ比（S 1 / P 1）と出力側ギヤ比（S 3 / P 3）との関係で、無段変速装置（バリエータ）5 が最もオーバードライブ（OD；増速側）にある場合、出力ギヤ S 3 は、逆転方向（入力軸 1 2 の回転方向を正転方向とする）に回転し、上記バリエータ 5 が OD からアンダードライブ（UD；減速側）に変速することにより、0 回転（GN；ギヤニュートラル）ポイントを経て正転方向になり、そしてバリエータ 5 が最も UD 側になると、最大正転回転となる。

【 0 0 0 9 】

該出力ギヤ S 3 の回転は、それと一体の反転ギヤ機構 7₁ の入力サンギヤ S 0 に伝達され、リングギヤ R 0 が停止されているため、反転されてキャリア C 0 から出力する。該キャリア C 0 の回転は、接続状態にあるロークラッチ L を介して出力軸 1 3 に伝達される。従って、出力ギヤ S 3 の逆転回転が、キャリア C 0 及び出力軸 1 3 では正転回転となるが、本無段変速装置 1₁ を自動車のトランスミッションに用いる場合、該無段変速機 1₁ の伝動後流側におけるディファレンシャル装置において再度反転機構（図示せず）が介在されており、上記出力軸 1 3 の正回転は、車輛の後進回転出力となる。即ち、バリエータ 5 の OD から UD への変速により、出力軸（キャリア C 0）1 3 は、後進回転から GN ポイント（0 回転）を経て前進回転に変速される。

40

【 0 0 1 0 】

50

ロークラッチLを解放すると共に、ハイクラッチHを係合すると、ハイモードに切換えられる。この状態では、プラネタリギヤ機構6の第2のサンギヤ(ハイモード用出力ギヤ)S2の回転がハイクラッチHを介して出力軸13からそのまま出力する。図8(b)に示すように、入力軸12の回転は、プラネタリギヤ機構6のキャリアC1に直接伝達されると共に、トロイダル式無段変速装置(バリエータ)5を介して反転して第1のサンギヤ(入力ギヤ)S1に伝達される。

【0011】

上記キャリアC1の正転定速回転と、第1のサンギヤS1の反転変速回転がプラネタリギヤ機構6で合成されて、第2のサンギヤS2から出力するが、ここで、入力側ギヤ比($S1/P1$)と出力側ギヤ比($S2/P2$)とは近い値又は同じ値にあり、バリエータ5の変速比(ギヤ比)が、上記ローモードにおけるバリエータの最UD時における前進出力速度に略々対応する値だけ逆転方向にずれて出力速度となる。即ち、バリエータ5が最UD状態にある場合、第2のサンギヤ(出力ギヤ)S2は、ハイモードにおける最小前進出力速度となり、バリエータ5がUD側からOD側に変速するに従って、前進出力速度が増速する。なお、自動車の出力としては、再反転機構により逆転側が前進方向となる。

【0012】

従って、本無段変速機1₁は、ローモードにあって、バリエータ5が最OD状態にある場合、後進最大速となり、バリエータ5をUD方向に変速することにより、ギヤニュートラル(GN)ポイントを経て、前進状態となって前進方向で増速して、バリエータ5の最UD位置で、ローモードでの前進最大出力速度になる。そして、この状態でハイモードに切換えられると、バリエータ5の最UD位置において、ハイモードにおける前進最小出力速度となり、該最小出力速度と上記ローモードでの最大出力速度は略々同じとなる。ハイモードにおいて、バリエータ5をOD方向に変速するに応じて、前進出力速度も増速して、バリエータ5の最OD位置において、前進最大出力速度となる。

【0013】

これにより、本無段変速機1₁は、バリエータ5をODからUD方向に変速することにより、後進からギヤニュートラルを経て前進方向に変速され、そしてバリエータ5を最UD位置からOD方向に変速することにより、前進方向に連続して更に増速して最大出力速度になる。

【0014】

【特許文献1】国際公開公報 WO03/100295A1

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0015】

上記図7に示す無段変速機1₁は、反転ギヤ機構にデュアルプラネタリギヤを用いて軸方向の短縮化を図っているが、トルク合成用のプラネタリギヤ機構6は、上記特許文献1(図6参照)に示す無段変速機1と同様に、3個のピニオンを軸方向にしたもの(3ステップピニオン)を用いている。

【0016】

該プラネタリギヤ機構6は、図9に示すように、3個のピニオンP1, P2, P3を軸方向に直列的に支持するキャリアC1と、第1のピニオンP1に噛合する第1のサンギヤ(入力ギヤ)S1と、第2のピニオンP2に噛合する第2のサンギヤ(ハイモード用出力ギヤ)S2と、第3のピニオンP3に噛合する第3のサンギヤ(ローモード用出力ギヤ)S3と、を有する。キャリアC1は、トロイダル式無段変速装置(バリエータ5)の一方のディスク2と一体に形成されたキャリア本体21aと、該本体と一体のキャリアカバー21bとを有しており、該キャリア本体21aは、ミッションケース22にベアリング24を介して回転自在に支持されている。また、該キャリア本体21a及びカバー21bにはピニオンシャフト23が設けられており、該シャフト23には一体に形成された上記第1, 第2, 第3のピニオンP1, P2, P3がニードルベアリング29又はブッシュを介して回転自在に支持されている。なお、ブッシュもベアリング概念に含まれる。

【 0 0 1 7 】

第1のサンギヤS1は、中空軸25の先端部に形成されており、該中空軸25の基部には上記バリエータ5の中央出力ディスク3（図6，図7参照）が連結している。該中空軸25の中空部には、入力軸（中心軸）12がニードルベアリング等により回転自在に支持されており、該入力軸12は、その基部（車輛前方）においてダンパを介してエンジン出力軸に連結されており、またその先端部（車輛後方）において前記キャリア本体21aがスプライン結合している。第2のサンギヤS2は、中間軸26に形成されており、該中間軸は、前記ロー・ハイ切換え機構のハイクラッチHに連結している（図6，図7参照）。第3のサンギヤS3は、上記中間軸26に回転自在に被嵌しているスリーブ27に形成されており、該スリーブ27は、前記反転ギヤ機構7のサンギヤS0（図6，図7参照）に

10

【 0 0 1 8 】

上記ピニオンシャフト23は、軸方向に直列的に一体に形成された3個のピニオンP1，P2，P3を支持している関係上、軸方向に長い構成になっており、かつ上述したように、トルク循環を伴う無段変速機（I V T；infinitely variable transmission）を構成するため、即ちローモードにおける前進最高出力速度とハイモードにおける前進最低出力速度とをバリエータ5の最UDにおいて略々一致させて変速を連続させるため、第3のピニオンギヤP3のギヤ径が小さくなり、そのためピニオンシャフト23の径も小さくなってしまふ。

【 0 0 1 9 】

この結果、ベアリング29の径も小さくなり、ベアリングの寿命容量が小さくなり、かつピニオンシャフトが小径化となることによりシャフトの剛性不足によりシャフト撓みに基づくベアリングへの負荷の増大が相俟って、キャリアC1の精度及び寿命が充分にとれない虞がある。

20

【 0 0 2 0 】

更に、3個の一体に形成したピニオンP1，P2，P3は重量も重くなり、キャリアC1に大きな遠心荷重が作用し、プラネタリギヤ機構6は、遠心荷重等の負荷に対しても不利な構造となっている。

【 0 0 2 1 】

また、3個のピニオンP1，P2，P3を軸方向に直列的に並べて配置するため、プラネタリギヤ機構6が軸方向に長い構造となり、反転ギヤ機構の短縮化が図れたとしても、無段変速機として依然として軸方向に長い構造となっている。

30

【 0 0 2 2 】

そこで、本発明は、ローモード用にシンプルプラネタリギヤを用いて、上述した課題を解決した無段変速機を提供することを目的とするものである。

【 0 0 2 3 】

なお、図7及び図9に示す無段変速機の構成は、本発明の出願時において未公開のものである。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 2 4 】

請求項1に係る本発明は、トロイダル式無段変速装置（5）と、プラネタリギヤ機構（6₁）と、反転ギヤ機構（7₁）と、ロー・ハイ切換え機構（10）と、を備えてなる、無段変速機（1₂，1₃）において、

40

前記プラネタリギヤ機構（6₁）は、軸方向に並んで配置されかつ一体に回転される第1のピニオン（P1）及び第2のピニオン（P2）を有する第1のキャリア（C）と、前記第1のピニオン（P1）に噛合する第1のサンギヤ（S1）と、前記第2のピニオン（P2）に噛合する第2のサンギヤ（S2）と、第1の要素（R3）、第2の要素（S3）及び第3の要素（C0）を有する1個のシンプルプラネタリギヤ（11）と、を備え、前記第1のキャリア（C）と前記シンプルプラネタリギヤの第1の要素（R3）とを連結すると共に前記第2のサンギヤ（S2）と前記シンプルプラネタリギヤの第2の要素（S3

50

)とを連結してなり、

前記第1のキャリア(C)に、入力軸(12)からの定速回転を入力すると共に、前記第1のサンギヤ(S1)に、前記入力軸の回転を前記トロイダル式無段変速装置(5)にて反転・変速した出力回転を入力し、

前記ロー・ハイ切換え機構(10)によるローモードにあつては、前記シンプルプラネタリギヤの第3の要素(C0)の回転を前記反転ギヤ機構(7₁)により反転して出力軸(13)に出力し、

前記ロー・ハイ切換え機構によるハイモードにあつては、前記第2のサンギヤ(S2)の回転を前記出力軸(13)に出力する、

ことを特徴とする無段変速機にある。

10

【0025】

前記シンプルプラネタリギヤ(11)の前記第1の要素がリングギヤ(R3)であり、前記第2の要素がサンギヤ(S3)であり、前記第3の要素がキャリア(C0)である。

【0026】

請求項2に係る本発明は(例えば図1, 図5参照)、前記反転ギヤ機構(7₁)は、互いに噛合する第3及び第4のピニオン(P4, P5)を支持する第3のキャリア(C0)と、前記第3のピニオン(P4)に噛合する第4のサンギヤ(S0)と、前記第4のピニオン(P5)に噛合する第2のリングギヤ(R0)と、を有するデュアルプラネタリギヤ(14)からなり、

前記プラネタリギヤ機構における前記シンプルプラネタリギヤ(11)のキャリア(C0)と、前記第3のキャリア(C0)とを一体に構成し、

20

前記ローモードにあつては、前記第2のリングギヤ(R0)を停止した状態で前記第4のサンギヤ(S0)の回転を前記出力軸(13)に伝達してなる、

請求項1記載の無段変速機にある。

【0027】

請求項3に係る本発明は(例えば図4参照)、前記反転ギヤ機構(7₂)は、互いに噛合する第3及び第4のピニオン(P4, P5)を支持する第3のキャリア(C02)と、前記第3のピニオンに噛合する第4のサンギヤ(S0)と、前記第4のピニオンに噛合する第2のリングギヤ(R0)と、を有するデュアルプラネタリギヤ(14)からなり、

前記プラネタリギヤ機構における前記シンプルプラネタリギヤ(11)のキャリア(C01)と前記第4のサンギヤ(S0)とを連結し、

30

前記ローモードにあつては、前記第2のリングギヤ(R0)を停止した状態で前記第3のキャリア(C02)の回転を前記出力軸(13)に伝達してなる、

請求項1記載の無段変速機にある。

【0028】

請求項4に係る本発明は、前記トロイダル式無段変速装置(5)は、2個の入力ディスク(2)と、これらディスクの間に位置する出力ディスク(3)と、前記入力ディスクと出力ディスクとに挟持されるローラ(4)と、を有し、前記2個の入力ディスクと前記入力軸(12)と前記プラネタリギヤ機構(6₁)の第1のキャリア(C)とを実質的に一体に構成し、スラスト力に対してクローズに支持し、

40

前記一体に構成した第1のキャリア(C)又は入力軸(12)に対して、前記第1及び第2のサンギヤ(S1, S2)をスラストベアリング(53, 56)を介してスラスト方向に支持してなる、

請求項1ないし3のいずれか記載の無段変速機にある。

【0029】

請求項5に係る本発明は、前記第1のサンギヤ(S1)と前記第1のキャリア(C)との間に第1のスラストベアリング(53)を介在し、前記第1のキャリア(C)と前記シンプルプラネタリギヤ(11)のサンギヤ(S3)との間に第2のスラストベアリング(56)を介在し、

前記第1のサンギヤ(S1)が前記第1のキャリア(C)に作用するスラスト力と、前

50

記第2のサンギヤ(S2)が該第2のサンギヤと実質的に軸方向に一体の第3のサンギヤ(S3)を介して作用するスラスト力とを、略々同じ力にて前記第1及び第2のスラストベアリング(53, 56)を介して互いに押し付けるように作用してなる、

請求項4記載の無段変速機にある。

【0030】

なお、上記カッコ内の符号は、図面と対照するためのものであるが、これにより請求項の記載に何等影響を及ぼすものではない。

【発明の効果】

【0031】

請求項1に係る本発明によると、プラネタリギヤ機構は、2ステップピニオンとシンプルプラネタリギヤとからなり、ピニオンシャフトは、軸方向の2列のピニオンを支持する短い構成で足り、その結果、2列のピニオンを回転自在に支持するベアリングも径の大きいものを用いることが可能となつて、ベアリング寿命容量を向上し、かつピニオンシャフトの撓みを減少して、それに伴うベアリングの負荷変動を減少し、更にピニオン重量も軽くなって、遠心荷重による負荷を減少し、これらが相俟ってピニオンの支持精度を向上すると共にその高い精度を長期に亘って維持することができる。

10

【0032】

更に、ローモードにあつては、シンプルプラネタリギヤを介して動力伝達するので、I/V/Tとしてのギヤ比の設定が容易となり、また第1のキャリアのピニオン歯数を増やすことにより、ギヤ強度を小さい歯幅に維持することができ、プラネタリギヤ機構を軸方向に短縮化して、無段変速機をコンパクトに構成することができる。

20

【0033】

また、入力軸及びトロイダル変速装置の入力ディスクを第1のキャリアに連結し、トロイダル変速装置の出力ディスクを第1のサンギヤに連結して、トロイダル変速装置の中心部を2重軸により構成して、コンパクトで合理的な連結関係となる。

【0034】

請求項1に係る本発明によると、プラネタリギヤ機構が、第1のキャリアとシンプルプラネタリギヤのリングギヤを連結すると共に、第2のサンギヤとシンプルプラネタリギヤのサンギヤとを連結したので、連結が短い経路で合理的となり、軸方向に短縮化して、無段変速機をコンパクトに構成できると共に、その信頼性を向上し得る。

30

【0035】

請求項2及び3に係る本発明によると、反転ギヤ機構がデュアルプラネタリギヤからなるので、該反転ギヤ機構を軸方向に短縮化して、更なる無段変速機のコンパクト化、特に軸方向の短縮化を図ることができる。

【0036】

更に加えて、請求項2に係る本発明によると、プラネタリギヤ機構におけるシングルプラネタリギヤのキャリアと、反転ギヤ機構におけるキャリアとを一体に構成したので、プラネタリギヤ機構及び反転ギヤ機構が密接に結合して、全体としてコンパクトでシンプルな構成となり、無段変速装置のコンパクト性及び信頼性を向上し得る。

【0037】

請求項4に係る本発明によると、大きな軸方向(スラスト)力が作用するトロイダル式無段変速装置を、その入力ディスクと実質的に一体の入力軸及びプラネタリギヤ機構のキャリアを含めてクローズドに支持し、更にこのものに、第1及び第2のサンギヤに作用するスラスト力も含めてクローズドに支持するので、トロイダル式無段変速装置及びプラネタリギヤ機構を1つの系としてスラスト力をクローズに支持して、高い支持精度を長期に亘って維持して、無段変速機の長寿命化を図ることができる。

40

【0038】

請求項5に係る本発明によると、ハスバ歯車に起因するプラネタリギヤ機構に生じるスラスト力は、第1のサンギヤと第1のキャリアとの間に介在する第1のスラストベアリングと、第1のキャリアとシンプルプラネタリギヤのサンギヤとの間に介在する第2のスラ

50

ストベアリングにより、プラネタリギヤ機構内にて互いに打ち消すように作用し、例えば第1のキャリアと第2のサンギヤとの間にスラストベアリングを介在する必要がなくなり、スラストベアリングの数を減らして、軸方向のコンパクト化を図ることができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0039】

以下、図1～5に沿って、本発明の最良の形態について説明する。

【0040】

無段変速機(IVT)1₂は、図1に示すように、無段変速装置(バリエータ)5、プラネタリギヤ機構6₁、反転ギヤ機構7₁、及びロー・ハイ切換え機構10からなる。無段変速装置5は、フルトロイダル式無段変速装置からなり、入力軸12に連結された2個の入力ディスク2、2と、中空軸25に連結された1個の出力ディスク3と、両ディスクの間に挟持されるパワーローラ4、4と、を有する。入力ディスク2及び出力ディスク3は、それぞれ対向するように円形の一部を形成する円弧状の凹溝2a、3aを有しており、2列のパワーローラを挟んでダブルキャピティを構成して、入力ディスク同士のスラスト力を打ち消す構成からなる。パワーローラ4、4は、軸に直角方向にシフトさせることにより傾斜して、入力ディスク2と出力ディスク3との接触半径を変更することにより、無段に連続して変速する。本バリエータ5にあっては、-0.4～-2.5の速度比(出力速度/入力速度)を有する。なお、入力ディスク2に対して出力ディスク3が反転するので、速度比は-(マイナス)になる。

【0041】

プラネタリギヤ機構6₁は、2個のピニオンP1、P2を有するフロントキャリア(第1のキャリア)Cと、ローモード用シンプルプラネタリギヤ11と、を備えており、該ローモード用シンプルプラネタリギヤ11は、反転ギヤ機構7₁のデュアルプラネタリギヤ14と共通のリヤキャリアC0を有する。上記2個のピニオン(第1のピニオン、第2のピニオン)P1、P2は共通のピニオンシャフトに回転自在に支持される一体構造からなり、かつこれらピニオンを支持するフロントキャリアCは、上記ローモード用シンプルプラネタリギヤ11のリングギヤR3に連結している。該フロントキャリアCは、入力軸12に連結されていると共に一方の入力ディスク2に結合されており、一定速回転が伝達されている。

【0042】

第1のピニオンP1には、バリエータ5の出力ディスク3に連結されている第1のサンギヤS1が噛合しており、該第1のサンギヤS1は、バリエータ5による変速回転を入力する入力ギヤとなる。第2のピニオンP2は、ハイモード用出力ギヤとなる第2のサンギヤS2に噛合しており、かつローモード用シンプルプラネタリギヤ11の(第3の)サンギヤS3に一体に結合している。これら第2及び第3のサンギヤS2、S3は、ロー・ハイ切換え機構10のハイクラッチHを介して出力軸13に連結して、ハイモード用出力ギヤを構成している。

【0043】

反転ギヤ機構7₁は、互いに噛合する2個のピニオン(第4のピニオンP4、第5のピニオンP5)を有するデュアルプラネタリギヤ14からなり、そのキャリアC0が上述したようにローモード用シンプルプラネタリギヤ11のキャリアと一体に構成されており、(第2の)リングギヤR0がケース22に固定されており、そして(第4の)サンギヤS0がロークラッチLを介して出力軸13に連結している。

【0044】

本無段変速機(IVT)1₂は、図2の変速線図に示すように作動する。なお、図2の速度線図は、第1及び第2のピニオンP1、P2を共通のロングピニオンとし、ギヤ比S1/P1とS2/P2を変えて、出力速度とバリエータ出力ラインとが重ならないものを示しているが、上記ギヤ比(S1/P1)(S2/P2)を同じにして、出力速度とバリエータ出力ラインとが重なるようにしてもよいことは勿論である。

【0045】

ロークラッチLを係合してハイクラッチHを解放したローモードにあっては、図2(a)に示すように、エンジン出力軸に連結している入力軸12の回転は、プラネタリギヤ機構6₁のフロントキャリアC及びリングギヤR3に直接伝達されると共に、バリエータ5を介して反転した変速回転が第1のサンギヤ(入力ギヤ)S1に伝達される。上記フロントキャリアC及びリングギヤR3の定速回転及び第1のサンギヤS1の変速回転(バリエータギヤ比)がプラネタリギヤ機構6₁にてトルク循環しつつ合成され、ローモード用シンプルプラネタリギヤの出力キャリアC0に出力する。ここで、バリエータ5がOD側からUD側に変速することにより、出力キャリアC0は、反転回転からギヤニュートラル位置(GNポイント)、即ち出力速度が0となってトルクが無限に発散する位置となり、更にOD側に変速することにより正転側(入力軸回転と同じ方向)に増速する。

10

【0046】

そして、該出力キャリアC0の回転は、共通キャリアである反転ギヤ機構7₁のキャリアに直接伝達され、リングギヤR0の停止に基づき反転されてサンギヤS0から出力する。これにより、上記出力キャリアC0の回転は反転され、出力キャリアC0の逆回転は、サンギヤS0に後進出力速度として出力し、出力キャリアC0の正回転は、サンギヤS0に前進出力速度として出力する。

【0047】

ロークラッチLを解放すると共に、ハイクラッチHを係合すると、ハイモードに切換えられる。この状態では、入力軸12の回転が、プラネタリギヤ機構6₁のフロントキャリアCに直接伝達されると共に、バリエータ5により反転した変速回転が第1のサンギヤS1に伝達されて、該プラネタリギヤ機構6₁にて合成されて、ハイモード用出力ギヤである第2のサンギヤS2から出力する。なおこの際、ロークラッチLが解放していることに基づき、反転ギヤ機構7₁のサンギヤS0及びキャリアC0が空転し、従ってプラネタリギヤ機構6₁のリングギヤR3も空転する。また、ギヤ比S1/P1とS2/P2とが近い値か又は同じであるため、バリエータ5からの変速出力回転(バリエータギヤ比)と近い又は同じ回転が上記第2のサンギヤS2から出力し、該バリエータギヤ比がハイクラッチHの接続により出力軸13からハイモード前進出力速度として出力する。

20

【0048】

以上のことを図3のグラフで説明すると、ローモードにあっては、バリエータ5の速度比(出力速度/入力速度)がOD端(約-2.5)にある場合、無段変速機(IVT)1₂は、正転方向(プラス方向)に所定速度比(約0.25)で回転し、バリエータ5がUD側に連続して変速することにより、上記IVT1₂の速度比は連続して減速し、バリエータ5の-1.8付近の速度比においてIVT1₂の速度比は、0、即ちギヤニュートラル(GNポイント)になる。更にバリエータ5をUD方向に連続して変速することにより、IVT1₂の速度比は逆転方向(マイナス方向)に連続して増速し、バリエータ5がUD端(約-0.4)に至ると、IVT1₂の速度比が約-0.5になる。

30

【0049】

そしてこの状態で、ハイモードに切換えられる。ハイモードにあっては、バリエータ5の速度比が上記UD端にある場合、IVT1₂の速度比が上記ローモードの場合と同じ値(約-0.5)になり、今度は、バリエータの速度比を、上記UD端から連続してOD方向に変速すると、IVT1₂の速度比は、上記ローモードから連続して逆転方向(マイナス方向)に増速する。該逆転方向の増速は、バリエータ5がOD方向に変速することにより連続し、バリエータ5の速度比がOD端(約-2.5)に至ると、IVT1₂の速度比は、最大変速比である約-2.75となる。

40

【0050】

なお、上記グラフは、入力軸12の回転方向(即ちエンジンの回転方向)を正回転として、速度比をプラスに表記し、従ってバリエータ5はトロイダル式に起因して反転するため、その速度比はマイナスとなる。本無段変速機(IVT)1₂は、自動車に用いられ、ディファレンシャル装置において再度反転ギヤにより反転されるため、IVT1₂の速度比がプラスである場合、車輛の進行方向は後進となり、該速度比がマイナスの場合、車輛

50

の進行方向は前進となる。従って、ローモードにおいてバリエータ5をOD端からUD方向に変速することにより、自動車は、後進からギヤニュートラル(GN)を経て前進となって、徐々に増速し、そしてバリエータ5のUD端においてハイモードに切換えられ、バリエータ5がUD端からOD方向に変速することにより、自動車は、連続して前進方向に増速する。

【0051】

図4は、一部変更した無段変速機(IVT)を示す。本無段変速機1₃にあつては、無段変速装置(バリエータ)5、プラネタリギヤ機構6₁及び反転ギヤ機構7₁の機構は先の実施例と同じであるが、プラネタリギヤ機構6₁と反転ギヤ機構7₁との連結関係が異なる。即ち、ローモード用シンプルプラネタリギヤ11のキャリアC01と反転プラネタリギヤ14のサンギヤS0が連結し、かつ該反転プラネタリギヤ14のキャリアC02がロークラッチLを介して出力軸13に連結している。

10

【0052】

本実施の形態にあつては、図2において、ローモード出力キャリアC0をサンギヤS0に、出力要素S0をキャリアC02に置き換えることにより、図2に示す速度線図と同様である。即ち、ローモードにおいて、出力キャリアC01の回転が、反転ギヤ機構7₂のサンギヤS0に入力し、リングギヤR0の固定により反転して、キャリアC02から出力軸13に出力する。なお、上記反転ギヤ機構7₁、7₂において、ロークラッチの代りに、リングギヤR0に係止し得るローブレーキを用いてもよいことは勿論である。

【0053】

20

図5は、本発明に係るプラネタリギヤ機構6₁及び反転ギヤ機構7₁の実施の形態を示す断面図である。プラネタリギヤ機構6₁は、フロントキャリアC及び反転ギヤ機構7₁と共通のキャリアC0を有する。フロントキャリアCは、キャリア本体33と該本体と一体に結合されたキャリアカバー35とからなり、キャリア本体33は、ミッションケース22に一体に組付けられるL型プレート23にベアリング24を介して回転自在に支持されていると共に、バリエータ5の一方の入力ディスク2と連結しており、更にバリエータ5の中心を貫通して延びている入力軸12にスプライン結合しかつナット35により締付けられている。

【0054】

上記L型プレート23は、バリエータ5のパワーローラ4を操作するアクチュエータを収納するブロックと一体に形成されており、該L型プレートに上記ボールベアリング24を介してバリエータ5及びプラネタリギヤ機構6₁をサブアッシーとして組付け、該サブアッシーがケース22に組付けられている。上記L型プレート23にはボールベアリング24と隣接してワンウェイクラッチ34が装着されており、該ワンウェイクラッチ34は、入力ディスク2の逆転を防止する。

30

【0055】

上記キャリア本体33とキャリアカバー35に亘って、ピニオンシャフト36が支持されており、該ピニオンシャフト36には、軸方向に並設して第1のピニオンP1と第2のピニオンP2とが支持されている。第1のピニオンP1及び第2のピニオンP2は一体に形成されており、同じ歯数でもよいが、本実施の形態では僅かに異なる歯数からなり、これら共通ピニオンP1、P2がニードルベアリング37、37(又はブシュ)を介して上記ピニオンシャフト36に回転自在に支持されている。第1のピニオンP1には第1のサンギヤS1が噛合しており、第2のピニオンP2には第2のサンギヤS2が噛合している。

40

【0056】

前記第1のサンギヤS1は、中空軸25の先端部分に形成されており、該中空軸25は、ニードルベアリング28を介して入力軸12に被嵌して回転自在に支持されていると共に、その基端部分にてバリエータ5の出力ディスク3に連結されている。第2のサンギヤS2は中間軸26の基端部に形成されており、該中間軸26はその基端部分を入力軸12(に一体のキャリアC)に被嵌してニードルベアリング29を介して回転自在に支持され

50

ていると共に、その先端（後方）側にてロー・ハイ切換え機構 10 のハイクラッチ H のクラッチハブ 30 に接続している。中間軸 26 には第 3 のサンギヤ S3 がスプライン係合しかつスナップリング 39 により抜止めされて結合されており、またフロントキャリア C のキャリアカバー 35 にはリングギヤ R3 がスナップリング 40 により一体に係合されている。これら第 3 のサンギヤ S3、リングギヤ R3 及び反転ギヤ機構 7₁ と一体のリヤキャリア C0 により、上記プラネタリギヤ機構 6₁ のシンプルプラネタリギヤ 11 が構成されている。

【0057】

上記出力（共通）キャリア C0 は、中央に位置しかつその内径側にボス部 41a を有するキャリア本体 41 と、左右の側板を構成する前後キャリアカバー 42, 43 とからなる。キャリア本体 41 のボス部 41a は中間軸 26 にブッシュ 45 を介して回転自在に支持されており、該キャリア本体 41 と前キャリアカバー 42 との間にピニオンシャフト 46 が回転不能に支持されており、該ピニオンシャフト 46 にピニオン P3 が回転自在に支持されている。該ピニオン P3 は、前記第 3 のサンギヤ S3 及びリングギヤ R3 に噛合して、上記シンプルプラネタリギヤ 11 を構成している。

10

【0058】

キャリア本体 41 と後キャリアカバー 43 との間には第 1 のピニオンシャフト 47 及び第 2 のピニオンシャフト 49 が回転不能に支持されており、第 1 のピニオンシャフト 47 には第 4 のピニオン P4 が回転自在に支持され、第 2 のピニオンシャフト 49 には第 5 のピニオン P5 が回転自在に支持されている。これら両ピニオン P4, P5 は互いに噛合していると共に、一方のピニオン P4 がサンギヤ S0 に噛合し、他方のピニオン P5 がリングギヤ R0 に噛合して、反転ギヤ機構 7 用のデュアルプラネタリギヤ 14 を構成している。また、リングギヤ R0 はミッションケース 22 に形成されたスプライン 22a に係合して、固定リングギヤとなっており、サンギヤ S0 にはロークラッチ用ハブ 50 が溶接等により一体に形成されている。前記ハブ 30 及び 50 は、出力軸 13（図 1 参照）に形成されたドラム 13a との間に、それぞれ湿式多板クラッチからなるロークラッチ L 及びハイクラッチ H が介在して、ロー・ハイ切換え機構 10 を構成している。

20

【0059】

ケース 22 に軸方向に位置決めされた出力軸 13 の端面と、サンギヤ S0 の端面との間において、ハイクラッチ用ハブ 30 を挟むように、スラストベアリング 50, 51 が介在しており、また中間軸 26 の段部 a とキャリア本体 41 との間にスラストベアリング 52 が介在しており、これらスラストベアリングにより、反転ギヤ機構 7₁ 及びロー・ハイ切換え機構 10 が軸方向に位置決めされている。また、入力軸 12 にナット 35 により位置決めされているキャリア C の本体 33 と出力ディスクから延びかつ第 1 のサンギヤ S1 が形成されている中空軸 25 の先端（車輛後側）との間に（第 1 の）スラストベアリング 53 が介在しており、また該中空軸 25 の鏝部 25a と入力ディスク 2 の後端との間にスラストベアリング 55 が介在している。更に、サンギヤ S3 とフロントキャリア C の後端部（キャリアカバー 35 の後側面）との間には（第 2 の）スラストベアリング 56 が介在している。

30

【0060】

そして、前記バリエータ 5 及びプラネタリギヤ機構 6₁ は、入力軸 12 及びそれと軸方向に一体のフロントキャリア C、並びにスラストベアリング 53, 55, 56 にて軸方向に位置決めされている中空軸 25 及び出力ディスク 3 とが一体となって、スラスト方向に対してクローズド支持構造となっている。また、プラネタリギヤ機構 6₁ における前記互いに噛合するピニオン及びサンギヤ（S1/P1）（S2/P2）は、ハスバ歯車からなり、動力伝達時に互いに打ち消す方向のスラスト力が作用する。即ち、第 1 のサンギヤ S1 に発生するスラスト力は、スラストベアリング 53 を介してキャリア C に図中右方向（車輛後方向）に作用し、一方、第 2 のサンギヤ S2 のスラスト力は、中間軸 26 及びスナップリング 39 を介して第 3 のサンギヤ S3 に図中左方向（車輛前方向）に作用し、更にスラストベアリング 56 を介してキャリア C に図中左方向（車輛前方向）に作用する。こ

40

50

れにより、第1及び第2のサンギヤS1, S2のスラスト力は、互いに押し合う様に作用し、キャリアC内にてキャンセルされる。また、第2のサンギヤS2のスラスト力は、第3のサンギヤS3を位置決めるスナップリング39及びスラストベアリング56を介してキャリアCに作用するため、スラストベアリング53に対向するように、第2のサンギヤS2とキャリア本体33との間にスラストベアリングを配置しなくてもよく、スラストベアリングの数を減少して、軸方向にコンパクトに構成できる。これにより、バリエータ5において発生する両入力ディスク2, 2間の大きなスラスト力(挟圧力)を互いに相殺するようにクローズして支持しており、バリエータ5及びプラネタリギヤ機構6₁は1個の系としてスラスト方向に対するクローズド支持構造となる。

【0061】

上記ピニオンシャフト36は、2個のピニオンP1, P2を支持すれば足りる短い構造(図7に示すステップピニオンに比し)からなり、かつローモード出力用ギヤがシンプルプラネタリギヤ11からなので、IVT1₂としての機能を達成するためのギヤ比の制限が少なく、ピニオンシャフト36を軸径の太いものを用いることができる。これにより、ベアリング37を大径のものとして、寿命容量を向上すると共に、ピニオンシャフト36の剛性を向上して、シャフト撓みによるベアリングの負荷変動を減少し、更にピニオン重量が軽くなり、遠心荷重による負荷を減少し、これらが相俟ってピニオンP1, P2の支持精度を長期に亘って維持することができる。

【0062】

また、第1及び第2のピニオンP1, P2に噛合する第1及び第2のサンギヤS1, S2に作用するスラスト力を、バリエータ5と一体の系としてプラネタリギヤ機構6₁内にてクローズして支持するので、キャリアCのバリエータ入力ディスク2及び入力軸12との一体構造によるクローズド支持と相俟って、無段変速機1₂でのケース22に対するスラスト負荷を減少する。

【0063】

また、プラネタリギヤ機構6₁のシンプルプラネタリギヤ11と、反転ギヤ機構7₁とは、キャリアC0を共有するので、プラネタリギヤ機構6₁と反転ギヤ機構とが有機的に結合して、両者が相俟って無段変速機1₂を、軸方向及び径方向を共にコンパクトに構成することができる。

【0064】

上記構成が相俟って、無段変速機(IVT)の精度を向上すると共に、長寿命化を図ることができ、かつコンパクト化をも図ることができる。

【0065】

なお、上述した実施の形態は、フルトロイダル式無段変速装置を用いているが、ハーフトロイダル式無段変速装置でもよいことは勿論である。また、プラネタリギヤ機構6₁において、シンプルプラネタリギヤ11は、そのリングギヤR3をフロントキャリアCに、サンギヤS3を第2のサンギヤS2に連結して、短く合理的に連結構造となっているが、これに限らず、他の連結構造も可能である。

【図面の簡単な説明】

【0066】

【図1】本発明に係る無段変速機の構造を示す概略図。

【図2】その速度線図であり、(a)はローモード、(b)はハイモードを示す。

【図3】その無段変速装置の速度比と無段変速機の速度比の関係を示すグラフ。

【図4】一部変更した実施の形態を示す概略図。

【図5】本発明に係る実施の形態の要部を示す断面図。

【図6】従来技術を示す概略図で、(a)(b)は一部異なるタイプを示す。

【図7】上記従来技術に基づき発明者らが考案した本発明の背景となる技術と示す概略図。

【図8】その速度線図であり、(a)はローモード、(b)はハイモードを示す。

【図9】上記背景の技術の要部の構成を示す断面図。

10

20

30

40

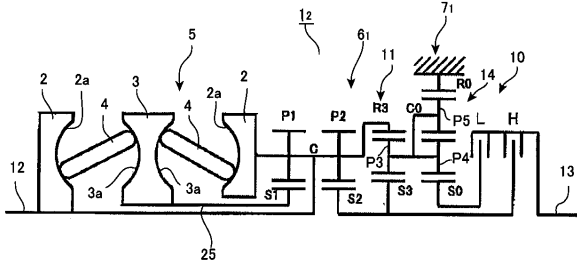
50

【符号の説明】

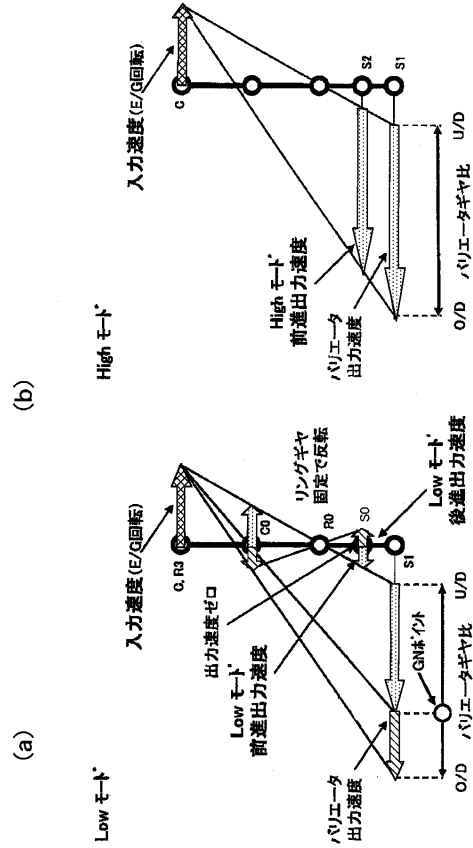
【0067】

1 ₂	無段変速機 (I V T)	
2	入力ディスク	
3	出力ディスク	
4	(パワー) ローラ	
5	トロイダル式無段変速装置	
6 ₁	プラネタリギヤ機構	
7 ₁ , 7 ₂	反転ギヤ機構	
10	ロー・ハイ切換え機構	10
11	シンプルプラネタリギヤ	
12	入力軸	
13	出力軸	
14	デュアルプラネタリギヤ	
26	中間軸	
39	スナップリング	
53	第1のスラストベアリング	
56	第2のスラストベアリング	
C	第1の(フロント)キャリア	
P1	第1のピニオン	20
P2	第2のピニオン	
S1	第1のサンギヤ(入力ギヤ)	
S2	第2のサンギヤ(ハイモード用出力ギヤ)	
R3	第1の要素(リングギヤ)	
S3	第2の要素(サンギヤ)	
C0	第3の要素(キャリア)	
L	ロークラッチ、ローブレーキ	
H	ハイクラッチ	
C0 , C01 , C02	キャリア	
P4	(第4)のピニオン	30
P5	(第5)のピニオン	
S0	第4のサンギヤ	
R0	第2のリングギヤ	

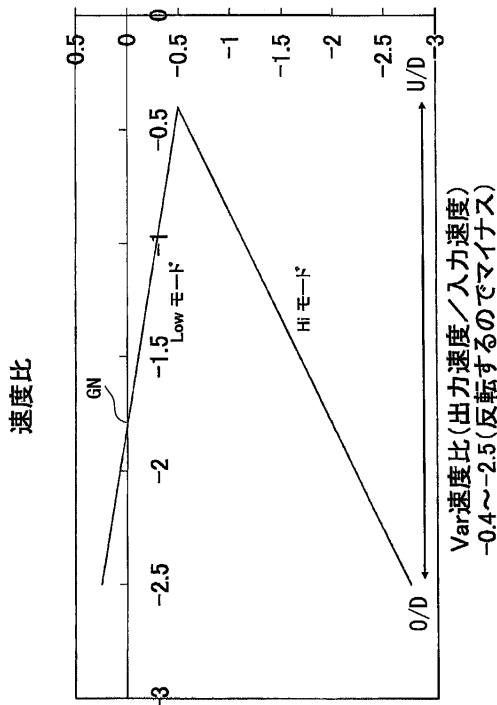
【図1】



【図2】

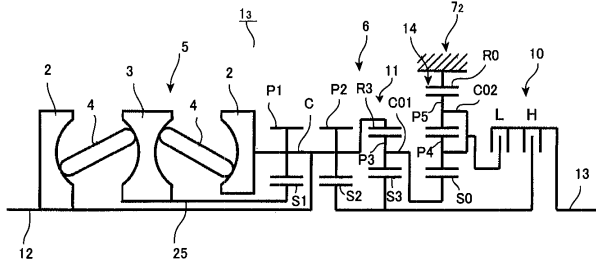


【図3】

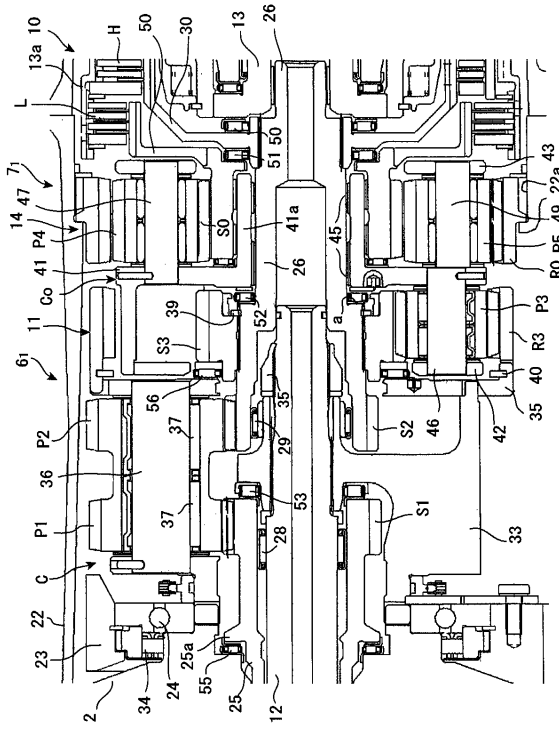


T/M速度比(出力速度/入力速度)
(エンジン回転の反転はマイナス)

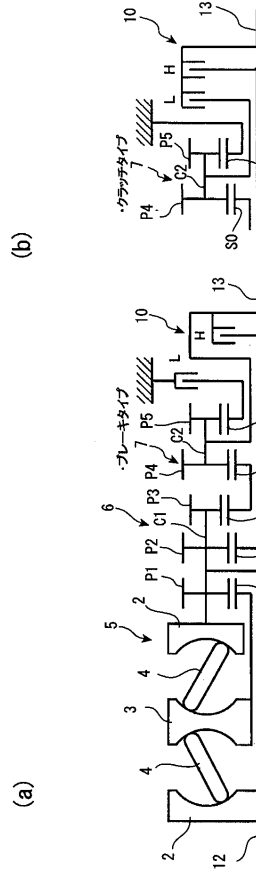
【図4】



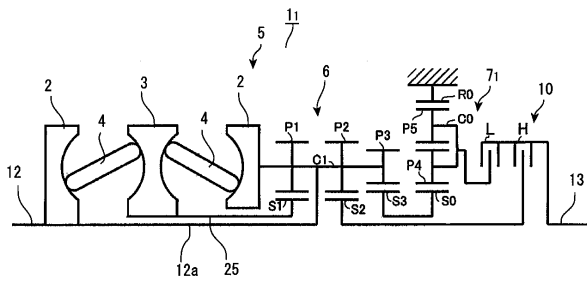
【図5】



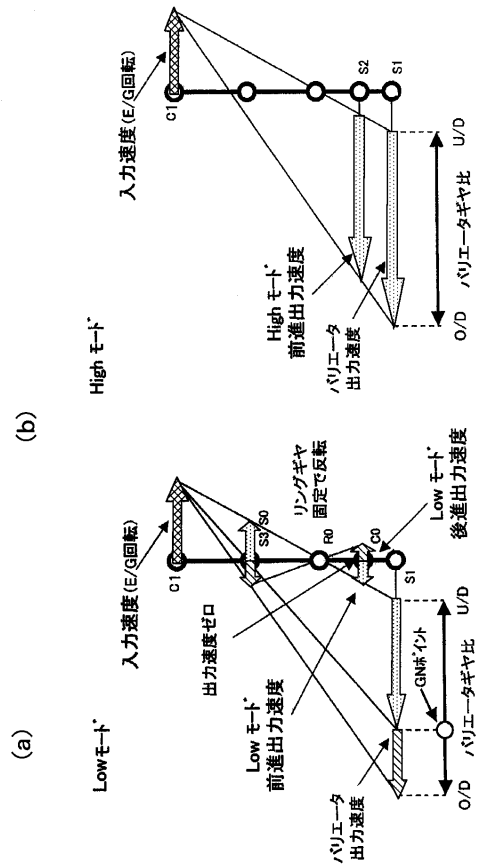
【図6】



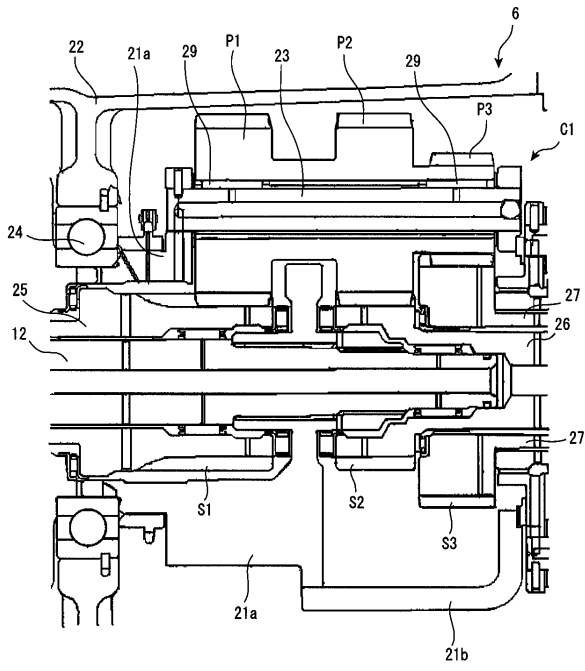
【図7】



【図8】



【図9】



フロントページの続き

審査官 佐々木 芳枝

(56)参考文献 米国特許出願公開第2002/0045511 (US, A1)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 1 6 H	3 7 / 0 2
F 1 6 H	3 / 6 6
F 1 6 H	1 5 / 3 8