(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号

特許第3702598号

(P3702598)

(45)発行日　平成17年10月5日(2005.10.5)　(24)登録日　平成17年7月29日(2005.7.29)

(51)Int.Cl.[7]　F I

F16H 37/02　F16H 37/02　A

F16H 15/38　F16H 15/38

請求項の数 4　(全 9 頁)

(21)出願番号　特願平9-217700

(22)出願日　平成9年8月12日(1997.8.12)

(65)公開番号　特開平11-63148

(43)公開日　平成11年3月5日(1999.3.5)

審査請求日　平成15年3月25日(2003.3.25)

(73)特許権者　000004204
日本精工株式会社
東京都品川区大崎１丁目６番３号

(74)代理人　100058479
弁理士　鈴江　武彦

(74)代理人　100084618
弁理士　村松　貞男

(74)代理人　100068814
弁理士　坪井　淳

(74)代理人　100092196
弁理士　橋本　良郎

(74)代理人　100091351
弁理士　河野　哲

(74)代理人　100088683
弁理士　中村　誠

最終頁に続く

(54)【発明の名称】ハーフトロイダル形無段変速装置

(57)【特許請求の範囲】

【請求項１】

駆動源により回転駆動される入力軸と、この入力軸の回転に基づく動力を取出す出力軸と、前記入力軸と前記出力軸との間に配置されたバリエータおよび遊星歯車機構とを備え、

前記バリエータは、前記入力軸と連動して回転する互いに対向する一対の入力ディスクと、この一対の入力ディスクの間に同軸的に配置され互いに同期して回転する一対の出力ディスクと、これら出力ディスクと一体に回転する出力ギヤと、前記一対の入力ディスクどうしをつなぐ動力伝達軸と、前記入力ディスクと出力ディスクとの間に傾転自在に転接されたパワーローラとからなり、

前記遊星歯車機構は、太陽歯車と、この太陽歯車の周囲に配置されたリング歯車と、前記太陽歯車とリング歯車との間にキャリアによって回転自在に支持された複数の遊星歯車とからなるハーフトロイダル形無段変速装置であって、

前記入力軸と前記動力伝達軸と前記遊星歯車機構の中心軸と前記出力軸とが同一軸線上にあり、かつ、

前記入力ディスクを前記パワーローラおよび出力ディスクに向けて軸線方向に押圧する油圧押圧機構と、前記出力ギヤと前記太陽歯車とを連動回転させるカウンタ軸とを有し、前記出力ディスクの回転を前記カウンタ軸を介して前記遊星歯車機構の太陽歯車に伝達させるとともに、前記遊星歯車機構の前記太陽歯車の回転をバリエータに動力循環させるための前記カウンタ軸を含む第１の動力伝達機構と、前記入力ディスクの回転を遊星歯車機

構のキャリアに伝達させるための前記動力伝達軸および前記中心軸を含む第２の動力伝達機構とを具備したことを特徴とするハーフトロイダル形無段変速装置。
【請求項２】
請求項１において、前記油圧押圧機構は、前記入力軸に設けられていることを特徴とするハーフトロイダル形無段変速装置。
【請求項３】
請求項１において、前記油圧押圧機構は、前記出力ディスク側に設けられていることを特徴とするハーフトロイダル形無段変速装置。
【請求項４】
請求項１において、前記遊星歯車機構は、第１および第２の遊星歯車機構からなることを特徴とするハーフトロイダル形無段変速装置。
【発明の詳細な説明】
【０００１】
【発明の属する技術分野】
この発明は、例えば自動車用の変速機として用いるハーフトロイダル形無段変速装置に関する。
【０００２】
【従来の技術】
例えば自動車用変速機として用いる連続変速伝動装置は、例えば、特公平６－２１６２５号公報で知られている。この連続変速伝動装置は、入力ディスクと出力ディスクとの間にパワーローラが傾転自在に転接されたトロイダル形無段変速機と、その出力ディスクに接続された遊星歯車機構とを備えている。
【０００３】
そして、エンジンによって回転駆動される入力軸から入力を受け、出力軸に動力を出す。遊星歯車機構は、入力軸で駆動される太陽歯車と出力ディスクで駆動される遊星キャリアを有し、リング歯車と連結される出力軸によって駆動されるようになっている。
【０００４】
特公平６－２１６２５号公報の連続変速伝動装置は、第１の遊星歯車機構と第２の遊星歯車機構とを備えている。そして、第１の遊星歯車機構の遊星キャリアと第２の遊星歯車機構の太陽歯車とが連続変速伝動装置の出力軸によって駆動され、第１の遊星歯車機構の太陽歯車と第２の遊星歯車機構のリング歯車とがエンジンによって駆動され、第１の遊星歯車機構のリング歯車が低速用出力部となり、第２の遊星歯車機構の遊星キャリアが高速用出力部に構成されている。
【０００５】
【発明が解決しようとする課題】
しかしながら、従来の連続変速伝動装置は、フルトロイダル形無段変速機であるため、入力ディスクと出力ディスクとの間に傾転自在に転接されたパワーローラとの接触面でのスピンロスが大きく動力の伝達効率が悪いという問題があった。
【０００６】
この発明は、前記事情に着目してなされたもので、その目的とするところは、動力伝達効率を向上させることができるハーフトロイダル形無段変速装置を提供することにある。
【０００７】
【課題を解決するための手段】
この発明は、前記目的を達成するために、請求項１は、駆動源により回転駆動される入力軸と、この入力軸の回転に基づく動力を取出す出力軸と、前記入力軸と前記出力軸との間に配置されたバリエータおよび遊星歯車機構とを備え、前記バリエータは、前記入力軸と連動して回転する互いに対向する一対の入力ディスクと、この一対の入力ディスクの間に同軸的に配置され互いに同期して回転する一対の出力ディスクと、これら出力ディスクと一体に回転する出力ギヤと、前記一対の入力ディスクどうしをつなぐ動力伝達軸と、前記入力ディスクと出力ディスクとの間に傾転自在に転接されたパワーローラとからなり、

前記遊星歯車機構は、太陽歯車と、この太陽歯車の周囲に配置されたリング歯車と、前記太陽歯車とリング歯車との間にキャリアによって回転自在に支持された複数の遊星歯車とからなるハーフトロイダル形無段変速装置であって、前記入力軸と前記動力伝達軸と前記遊星歯車機構の中心軸と前記出力軸とが同一軸線上にあり、かつ、前記入力ディスクを前記パワーローラおよび出力ディスクに向けて軸線方向に押圧する油圧押圧機構と、前記出力ギヤと前記太陽歯車とを連動回転させるカウンタ軸とを有し、前記出力ディスクの回転を前記カウンタ軸を介して前記遊星歯車機構の太陽歯車に伝達させるとともに、前記遊星歯車機構の前記太陽歯車の回転をバリエータに動力循環させるための前記カウンタ軸を含む第１の動力伝達機構と、前記入力ディスクの回転を遊星歯車機構のキャリアに伝達させるための前記動力伝達軸および前記中心軸を含む第２の動力伝達機構とを具備したことを特徴とする。

請求項２は、請求項１において、前記油圧押圧機構は、前記入力軸に設けられていることを特徴とする。

請求項３は、請求項１において、前記油圧押圧機構は、前記出力ディスク側に設けられていることを特徴とする。

請求項４は、請求項１において、前記遊星歯車機構は、第１および第２の遊星歯車機構からなることを特徴とする。

【０００８】

【発明の実施の形態】

以下、この発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。

【０００９】

図１は第１の実施形態のダブルキャビティ式ハーフトロイダル形無段変速装置の系統図である。図１中１はトロイダル形無段変速装置であって、バリエータ２と遊星歯車機構３を備えている。バリエータ２は、固定部にベアリング等を介して回転自在に支持され、かつ一端側がエンジン等の駆動源４に連結される入力軸５を備えている。

【００１０】

入力軸５には油圧押圧機構としての油圧ピストン６が設けられている。この油圧ピストン６を介してバリエータ２に動力が伝達されるようになっている。バリエータ２には油圧ピストン６と連動して回転する動力伝達軸７が設けられ、この動力伝達軸７に互いに対向する一対の入力ディスク８ａ，８ｂが設けられ、この一対の入力ディスク８ａ，８ｂの間には動力伝達軸７に対しては遊嵌状態の一対の出力ディスク９ａ，９ｂが同軸的に配置され互いに同期して回転するようになっている。

【００１１】

そして、動力伝達軸７はバリエータ２を構成する入力ディスク８ｂから後方に突出しており、この動力伝達軸７の途中には低速用クラッチ２８が設けられている。また、入力ディスク８ａ，８ｂと出力ディスク９ａ，９ｂとの間には傾転自在に転接された複数のパワーローラ１０が設けられている。出力ディスク９ａ，９ｂは動力伝達軸７に対して遊嵌する遊嵌軸１１を介して連結されている。

【００１２】

バリエータ２は、動力伝達軸７に伝達された回転駆動力が入力ディスク８ａ，８ｂ、パワーローラ１０及び出力ディスク９ａ，９ｂを介して遊嵌軸１１に伝達され、その速度比すなわち出力ディスク９ａ，９ｂの回転速度を入力ディスク８ａ，８ｂの回転速度で除した値がパワーローラ１０の傾転角によって決定される。

【００１３】

すなわち、パワーローラ１０が水平状態にあるときに、速度比が１の中立状態となり、これより各パワーローラ１０の出力ディスク９ａ，９ｂ側が動力伝達軸７から離れる方向に傾転するとこれに応じて速度比が低下し、逆に各パワーローラ１０の出力ディスク９ａ，９ｂ側が動力伝達軸７に接近する方向に傾転するとこれに応じて速度比が増加する。この遊嵌軸１１には第１のギヤ１２が嵌着され、この第１のギヤ１２はカウンタ軸１４に設けられた第２のギヤ１３と噛合している。カウンタ軸１４の他端部には第３のギヤ１５が設

けられ、この第３のギヤ１５は第４のギヤ１６を介して第５のギヤ１７と噛合し、前記遊星歯車機構３と連動している。

【００１４】

遊星歯車機構３は、太陽歯車２２と、これに噛合する複数の遊星歯車２３と、各遊星歯車２３を連繋するキャリア２４と、遊星歯車２３に噛合するリング歯車２５とを備えており、太陽歯車２２が前記第５のギヤ１７と連結され、キャリア２４が中心軸２６を介して低速用クラッチ２８と連結されている。また、リング歯車２５には出力軸２７が設けられている。さらに、遊星歯車機構３のリング歯車２５とキャリア２４との間には両者を接離する高速用クラッチ２９が設けられている。

【００１５】

次に、前述した第１の実施形態の動作を説明する。

【００１６】

まず、低速用クラッチ２８を接続し、高速用クラッチ２９を解放すると、動力伝達軸７と中心軸２６が連結状態となる。したがって、入力軸５の回転は、動力伝達軸７→低速用クラッチ２８→中心軸２６→遊星歯車機構３のキャリア２４に伝達する経路と、油圧ピストン６→入力ディスク８ａ，８ｂ→パワーローラ１０→出力ディスク９ａ，９ｂ→第１のギヤ１２→第２のギヤ１３→カウンタ軸１４→第３のギヤ１５→第４のギヤ１６→第５のギヤ１７→遊星歯車機構３の太陽歯車２２に伝達する経路との２つの経路により遊星歯車機構３に伝達されることとなり、遊星歯車機構３の差動を用いてバリエータ２との組合わせにより無限大の変速比が得られる。

【００１７】

また、このとき、回転している太陽歯車２２とキャリア２４の相対速度が「０」であれば、出力回転数は「０」となる。つまり、発進クラッチを必要とすることなく、車両を停止状態から発進させることが可能となり、相対速度を変えることにより、発進、後退が可能となる。

【００１８】

一方、バリエータ２を増速側すなわちパワーローラ１０をその出力ディスク９ａ，９ｂ側が動力伝達軸７に接近する方向に傾転させると、その傾転に応じてカウンタ軸１４の回転速度が速くなり、これに伴って遊星歯車機構３の太陽歯車２２の回転速度が増加して出力軸２７の回転速度が増加する。

【００１９】

前述のような変速動作を行うと、低速時には太陽歯車２２から、後退時にはキャリア２４から動力循環する。すなわち、低速時における循環トルクは、第１のギヤ１２に入った後、バリエータ２において第１循環トルクと第２循環トルクとに分かれる。第１循環トルクは、出力ディスク９ａ→パワーローラ１０→入力ディスク８ａ→油圧ピストン６→入力軸５の経路で伝達される一方、第２循環トルクは、出力ディスク９ｂ→パワーローラ１０→入力ディスク８ｂ→動力伝達軸７→油圧ピストン６→入力軸５の経路で伝達される。

【００２０】

このようにバリエータ２に入力ディスク８ａ，８ｂからではなく、出力ディスク９ａ，９ｂから入力ディスク８ａ，８ｂにトルクが加わる、所謂動力循環状態となるが、ギャニートラルにおいては低速時にバリエータ２に大きなトルクが入り、バリエータ２の効率に影響があるが、ハーフトロイダル式を用いることにより、接触面でのスピンロスが小さく、伝達効率の向上を図ることができる。

【００２１】

次に、高速用クラッチ２９を接続して低速用クラッチ２８を解放すると、入力軸５の回転は出力ディスク９ａ，９ｂを介して遊嵌軸１１が回転し、第１のギヤ１２、第２のギヤ１３と動力伝達され、カウンタ軸１４が回転し、カウンタ軸１４の回転は第３のギヤ１５、第４のギヤ１６および第５のギヤ１７を介して遊星歯車機構３の太陽歯車２２に伝達される。

【００２２】

太陽歯車２２の回転は遊星歯車２３を介してリング歯車２５に伝達し、出力軸２７に伝達される。したがって、入力軸５から出力軸２７まで直結された状態となり、この状態を維持しながらバリエータ２を増速側すなわちパワーローラ１０をその出力ディスク９ａ，９ｂ側が動力伝達軸７に接近する方向に傾転させると、その傾転に応じてカウンタ軸１４の回転速度が速くなり、これに伴って遊星歯車機構３の太陽歯車２２の回転速度が増加して出力軸２７の回転速度が増加し、トロイダル形無段変速装置１全体の速度比が増加する。

【００２３】

図２は第２の実施形態を示すもので、バリエータ２の出力ディスク９ａ，９ｂ側に油圧押圧機構としての油圧ピストン６を設けたもので、他の構成は第１の実施形態と同一であり、説明を省略する。

【００２４】

図３は第３の実施形態を示すもので、入力軸５と出力軸２７との間にバリエータ２および第１の第２の遊星歯車機構３ａ，３ｂとを備えたハーフトロイダル形無段変速装置を示す。図３中１はトロイダル形無段変速装置であって、バリエータ２と第１と第２の遊星歯車機構３ａ，３ｂを備えている。バリエータ２は、固定部にベアリング等を介して回転自在に支持され、かつ一端側がエンジン等の駆動源４に連結される入力軸５を備えている。

【００２５】

入力軸５には油圧押圧機構としての油圧ピストン６が設けられている。この油圧ピストン６を介してバリエータ２に動力が伝達されるようになっている。バリエータ２には油圧ピストン６と連動して回転する動力伝達軸７が設けられ、この動力伝達軸７に互いに対向する一対の入力ディスク８ａ，８ｂが設けられ、この一対の入力ディスク８ａ，８ｂの間には動力伝達軸７に対しては遊嵌状態の一対の出力ディスク９ａ，９ｂが同軸的に配置され互いに同期して回転するようになっている。

【００２６】

そして、動力伝達軸７はバリエータ２を構成する入力ディスク８ｂから後方に突出しており、この動力伝達軸７は第１の遊星歯車機構３ａに連結されている。また、入力ディスク８ａ，８ｂと出力ディスク９ａ，９ｂとの間には傾転自在に転接された複数のパワーローラ１０が設けられている。出力ディスク９ａ，９ｂは動力伝達軸７に対して遊嵌する遊嵌軸１１を介して連結されている。

【００２７】

バリエータ２は、動力伝達軸７に伝達された回転駆動力が入力ディスク８ａ，８ｂ、パワーローラ１０及び出力ディスク９ａ，９ｂを介して遊嵌軸１１に伝達され、その速度比すなわち出力ディスク９ａ，９ｂの回転速度を入力ディスク８ａ，８ｂの回転速度で除した値がパワーローラ１０の傾転角によって決定される。

【００２８】

すなわち、パワーローラ１０が水平状態にあるときに、速度比が１の中立状態となり、これより各パワーローラ１０の出力ディスク９ａ，９ｂ側が動力伝達軸７から離れる方向に傾転するとこれに応じて速度比が低下し、逆に各パワーローラ１０の出力ディスク９ａ，９ｂ側が動力伝達軸７に接近する方向に傾転するとこれに応じて速度比が増加する。この遊嵌軸１１には第１のギヤ１２が嵌着され、この第１のギヤ１２はカウンタ軸１４に設けられた第２のギヤ１３と噛合している。カウンタ軸１４の他端部には第３のギヤ１５が設けられ、この第３のギヤ１５は第４のギヤ１６を介して第５のギヤ１７と噛合し、前記第２の遊星歯車機構３ｂと連動している。

【００２９】

前記第１の遊星歯車機構３ａは、太陽歯車１８と、これに噛合する複数の遊星歯車１９と、各遊星歯車１９を連繋するキャリア２０と、遊星歯車１９に噛合するリング歯車２１とを備えており、太陽歯車１８が動力伝達軸７と連結されている。

【００３０】

また、前記第２の遊星歯車機構３ｂは、太陽歯車２２と、これに噛合する複数の遊星歯車２３と、各遊星歯車２３を連繋するキャリア２４と、遊星歯車２３に噛合するリング歯車

２５とを備えており、太陽歯車２２が前記第５のギヤ１７と連結され、キャリア２４が中心軸２６を介して第１の遊星歯車機構３ａのキャリア２０と連結されている。また、リング歯車２５には出力軸２７が設けられている。

【００３１】

また、第１の遊星歯車機構３ａのリング歯車２１と固定部との間にはリング歯車２１の回転を拘束および解放する低速用クラッチ２８が設けられ、第２の遊星歯車機構３ｂのリング歯車２５とキャリア２４との間には両者を接離する高速用クラッチ２９が設けられている。

【００３２】

次に、前述した第３の実施形態の動作を説明する。

【００３３】

まず、低速用クラッチ２８を接続し、高速用クラッチ２９を解放すると、第１の遊星歯車機構３ａのリング歯車２１が固定状態となり、太陽歯車１８の回転が遊星歯車１９を介してキャリア２０に伝達し、中心軸２６の回転は第２の遊星歯車機構３ｂのキャリア２４に伝達し、回転している太陽歯車２２の回転の相対速度となってリング歯車２５に伝達されることになる。

【００３４】

したがって、まず、低速用クラッチ２８を接続し、高速用クラッチ２９を解放すると、入力軸５の回転は、動力伝達軸７→第１の遊星歯車機構３ａの太陽歯車１８→遊星歯車１９→キャリア２０→中心軸２６→第２の遊星歯車機構３ｂのキャリア２４に伝達する経路と、油圧ピストン６→入力ディスク８ａ，８ｂ→パワーローラ１０→出力ディスク９ａ，９ｂ→第１のギヤ１２→第２のギヤ１３→カウンタ軸１４→第３のギヤ１５→第４のギヤ１６→第５のギヤ１７→第２の遊星歯車機構３ｂの太陽歯車２２に伝達する経路との２つの経路により第２の遊星歯車機構３ｂに伝達されることとなり、第２の遊星歯車機構３ｂの差動を用いてバリエータ２との組合わせにより無限大の変速比が得られる。

【００３５】

また、このとき、回転している太陽歯車２２とキャリア２４の相対速度が「０」であれば、出力回転数は「０」となる。つまり、発進クラッチを必要とすることなく、車両を停止状態から発進させることが可能となり、相対速度を変えることにより、発進、後退が可能となる。

【００３６】

一方、バリエータ２を増速側すなわちパワーローラ１０をその出力ディスク９ａ，９ｂ側が動力伝達軸７に接近する方向に傾転させると、その傾転に応じてカウンタ軸１４の回転速度が速くなり、これに伴って第２の遊星歯車機構３ｂの太陽歯車２２の回転速度が増加して出力軸２７の回転速度が増加する。

【００３７】

前述のような変速動作を行うと、低速時には太陽歯車２２から、後退時にはキャリア２４から動力循環する。すなわち、低速時における循環トルクは、第１のギヤ１２に入った後、バリエータ２において第１循環トルクと第２循環トルクとに分かれる。第１循環トルクは、出力ディスク９ａ→パワーローラ１０→入力ディスク８ａ→油圧ピストン６→入力軸５の経路で伝達される一方、第２循環トルクは、出力ディスク９ｂ→パワーローラ１０→入力ディスク８ｂ→動力伝達軸７→油圧ピストン６→入力軸５の経路で伝達される。

【００３８】

前述のような変速動作を行うと、低速時には太陽歯車２２から、後退時にはキャリア２４からの動力循環し、前記バリエータ２に入力ディスク８ａ，８ｂからではなく、出力ディスク９ａ，９ｂから入力ディスク８ａ，８ｂにトルクが加わる、所謂動力循環状態となるが、ギャニートラルにおいては低速時にバリエータ２に大きなトルクが入るが、ハーフトロイダル式を用いることにより、接触面でのスピンロスが小さく、伝達効率の向上を図ることができる。

【００３９】

次に、高速用クラッチ２９を接続して低速用クラッチ２８を解放すると、入力軸５の回転は出力ディスク９ａ，９ｂを介して遊嵌軸１１が回転し、第１のギヤ１２、第２のギヤ１３と動力伝達され、カウンタ軸１４が回転し、カウンタ軸１４の回転は第３のギヤ１５、第４のギヤ１６および第５のギヤ１７を介して第２の遊星歯車機構３ｂの太陽歯車２２に伝達される。

【００４０】

太陽歯車２２の回転は遊星歯車２３を介してリング歯車２５に伝達し、出力軸２７に伝達される。したがって、入力軸５から出力軸２７まで直結された状態となり、この状態を維持しながらバリエータ２を増速側すなわちパワーローラ１０をその出力ディスク９ａ，９ｂ側が動力伝達軸７に接近する方向に傾転させると、その傾転に応じてカウンタ軸１４の回転速度が速くなり、これに伴って第２の遊星歯車機構３ｂの太陽歯車２２の回転速度が増加して出力軸２７の回転速度が増加し、トロイダル形無段変速装置１全体の速度比が増加する。

【００４１】

【発明の効果】

以上説明したように、この発明によれば、ハーフトロイダル形無段変速機を用いることにより、接触面におけるスピンロスが小さく、動力の伝達効率を向上できる。またバリエータと遊星歯車機構との組合わせにより、無限大の変速比が得られ、回転している太陽歯車とキャリアの相対速度が「０」であれば、出力回転数は「０」となる。相対速度を変えることにより、発進、後退が可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図１】この発明の第１の実施形態におけるハーフトロイダル形無段変速装置の系統図。

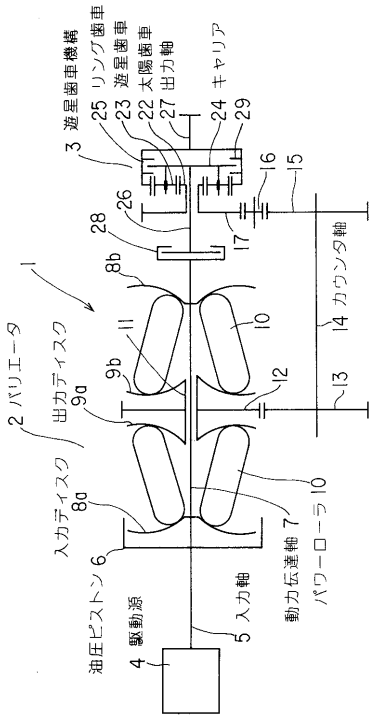
【図２】この発明の第２の実施形態におけるハーフトロイダル形無段変速装置の系統図。

【図３】この発明の第３の実施形態におけるハーフトロイダル形無段変速装置の系統図。

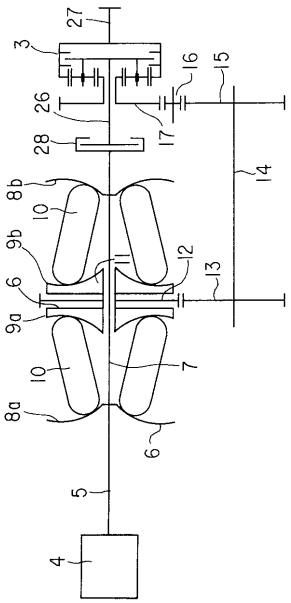
【符号の説明】

２…バリエータ
３…遊星歯車機構
４…駆動源
５…入力軸
６…油圧ピストン
８ａ，８ｂ…入力ディスク
９ａ，９ｂ…出力ディスク
１０…パワーローラ
１４…カウンタ軸
２７…出力軸
２８…低速用クラッチ
２９…高速用クラッチ

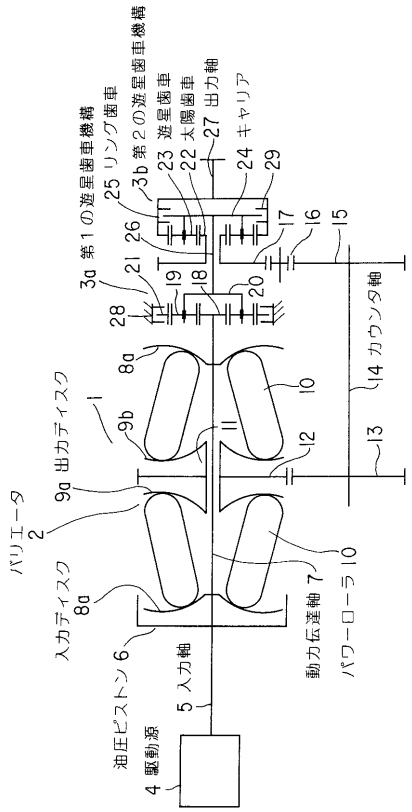
【図１】


3 遊星歯車機構
25 リング歯車
23 遊星歯車
22 太陽歯車
27 出力軸
24 キャリア
29
16
15
17
26
28
8b
1
2 バリエータ
9a 出力ディスク
11
10
9b
12
13
14 カウンタ軸
8a 入力ディスク
6 油圧ピストン
10 パワーローラ
7 動力伝達軸
5 入力軸
4 駆動源

【図２】


3
27
16
15
26
28
17
14
8b
10
9b
6
11
12
13
9a
10
7
8a
6
5
4

【図３】


3a 第1の遊星歯車機構
25 リング歯車
3b 第2の遊星歯車機構
23 遊星歯車
22 太陽歯車
27 出力軸
24 キャリア
29
17
16
15
26
21
19
18
20
28
8a
1
9b
11
10
12
13
14 カウンタ軸
9a 出力ディスク
2 バリエータ
8a 入力ディスク
6 油圧ピストン
10 パワーローラ
7 動力伝達軸
5 入力軸
4 駆動源

フロントページの続き

(72)発明者　宮田　慎司
神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目５番５０号　日本精工株式会社内

審査官　谿花　正由輝

(56)参考文献　特開昭６１－２９４２５７（ＪＰ，Ａ）
特開平０１－１６９１６９（ＪＰ，Ａ）
特開平０７－２２９５４８（ＪＰ，Ａ）
特開平０８－０６１４５３（ＪＰ，Ａ）
特開平０９－２１０１７５（ＪＰ，Ａ）
特開平０１－３１２２６６（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.[7]，ＤＢ名)
F16H 37/02
F16H 15/38