

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3578451号  
(P3578451)

(45) 発行日 平成16年10月20日(2004.10.20)

(24) 登録日 平成16年7月23日(2004.7.23)

(51) Int. Cl.<sup>7</sup>

F I

F 1 6 H 3/72  
B 6 0 K 6/04  
B 6 0 K 17/04  
B 6 0 L 11/14  
F 1 6 H 3/62

F 1 6 H 3/72 Z H V A  
B 6 0 K 6/04 1 1 0  
B 6 0 K 6/04 1 2 0  
B 6 0 K 6/04 1 5 1  
B 6 0 K 6/04 1 6 3

請求項の数 5 (全 11 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2001-221222(P2001-221222)  
(22) 出願日 平成13年7月23日(2001.7.23)  
(65) 公開番号 特開2003-32808(P2003-32808A)  
(43) 公開日 平成15年1月31日(2003.1.31)  
審査請求日 平成15年3月26日(2003.3.26)

(73) 特許権者 000003997  
日産自動車株式会社  
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地  
(73) 特許権者 302057052  
ルノー エス. ア. エス. ソシエテ パ  
アクション サンプリフェ  
フランス国 エフ-92100 ブーロー  
ニュ ビヤンクール  
(74) 代理人 100075513  
弁理士 後藤 政喜  
(74) 代理人 100084537  
弁理士 松田 嘉夫  
(72) 発明者 中野 正樹  
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 駆動装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

シングルピニオン形式の第1遊星歯車列と、ダブルピニオン形式の第2遊星歯車列とを備え、それぞれのキャリアおよび第2遊星歯車列の内側のピニオンを共有化して2自由度4要素の差動装置を構成する遊星歯車機構を有し、

前記要素のうち共線図上で内側に配列したキャリアにエンジンからの入力を、前記内側のピニオンにかみ合うリングギヤに駆動系統への出力をそれぞれ割り当てると共に、前記内側の要素の両外側に配列した2つのサンギヤにそれぞれモータ/ジェネレータを連結し、かつ第5の要素として前記第2の遊星歯車列の外側のピニオンにかみ合うリングギヤを設け、このリングギヤにブレーキを設けたこと

を特徴とする駆動装置。

【請求項2】

前記遊星歯車機構を、軸方向上でエンジンとモータ/ジェネレータとの間に配置した請求項1に記載の駆動装置。

【請求項3】

前記モータ/ジェネレータを、軸方向上で遊星歯車機構とエンジンとの間に配置した請求項1に記載の駆動装置。

【請求項4】

シングルピニオン形式の第1遊星歯車列と、ダブルピニオン形式の第2遊星歯車列とを備え、それぞれのキャリアおよび第2遊星歯車列の内側のピニオンを共有化して2自由度4

要素の差動装置を構成する遊星歯車機構を有し、  
前記要素のうち共線図上で内側に配列したキャリアに駆動系統への出力を、前記内側のピニオンにかみ合うリングギヤにエンジンからの入力をそれぞれ割り当てると共に、前記内側の要素の両外側に配列した2つのサンギヤにそれぞれモータ/ジェネレータを連結し、かつ第5の要素として前記第2の遊星歯車列の外側のピニオンにかみ合うリングギヤを設け、このリングギヤにブレーキを設けたことを特徴とする駆動装置。

【請求項5】

前記エンジンとリングギヤとの間にクラッチを介装した請求項4に記載の駆動装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明はエンジンとモータによるハイブリッド車両に適した駆動装置に関し、より詳しくは遊星歯車機構等の差動装置により無段変速動作を行わせることが可能な駆動装置に関する。

【0002】

【従来の技術と解決すべき課題】

この種の差動機構を用いた駆動装置としては、例えば遊星歯車機構を構成するサンギヤ、プラネタリキャリア、リングギヤの3要素に、発電機、エンジン、駆動系のモータをそれぞれ連結した構成のハイブリッド車用駆動装置が知られている（特開2000-142146号公報参照）。この駆動装置によれば、歯車の差動機能を利用してエンジン出力の一部を発電機の駆動に配分し、その発生電力をモータに供給することで、無段変速および出力トルクの増減を行うことができる。

【0003】

しかしながら、このような3要素の遊星歯車機構を用いた駆動装置では、機構上の制約から遊星歯車を通過する機械的エネルギーを大きくしにくいため発電機およびモータをそれだけ大型のものにする必要がある。また発電機とモータを通過させるエネルギーが大きいと駆動装置の伝達効率も低下する。図1は、前記駆動装置の任意の速度比（減速比*i*の逆数）について、強電バッテリーとのあいだの電力のやりとりがなく、すなわち発電機とモータの電力が釣り合っているときの電気機械系による仕事率の割合を表している。図示したように、速度比0.5～1.0の常用領域にて約60%の出力が発電機およびモータを通過している。発電機の発生した電気エネルギーは、コンバータおよびインバータ等を経てモータに供給されて機械的エネルギーとなるのであり、このように電気エネルギーと機械エネルギーとの変換が介在するエネルギー伝達は歯車等による機械的伝達に比較して効率が相当に低い。すなわち、発電機およびモータを通過するエネルギーの割合が大きいほど駆動装置としての伝達効率が低いものとなる。

【0004】

本発明はこのような従来の問題点に着目してなされたもので、少なくとも4要素を有する差動装置を介して動力配分を行うことにより、エンジンから駆動系統への機械的な伝達エネルギーを増大して伝達効率を改善した駆動装置を提供することを目的としている。

【0005】

【課題を解決するための手段】

第1の発明は、シングルピニオン形式の第1遊星歯車列と、ダブルピニオン形式の第2遊星歯車列とを備え、それぞれのキャリアおよび第2遊星歯車列の内側のピニオンを共有化して2自由度4要素の差動装置を構成する遊星歯車機構を有し、前記要素のうち共線図上で内側に配列したキャリアにエンジンからの入力を、前記内側のピニオンにかみ合うリングギヤに駆動系統への出力をそれぞれ割り当てると共に、前記内側の要素の両外側に配列した2つのサンギヤにそれぞれモータ/ジェネレータを連結し、かつ第5の要素として前記第2の遊星歯車列の外側のピニオンにかみ合うリングギヤを設け、このリングギヤにブレーキを設けた。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 0 6 】

第2の発明は、前記遊星歯車機構を、軸方向上でエンジンとモータ/ジェネレータとの間に配置した。

## 【 0 0 0 7 】

第3の発明は、前記第1の発明のモータ/ジェネレータを、軸方向上で遊星歯車機構とエンジンとの間に配置した。

## 【 0 0 0 8 】

第4の発明は、シングルピニオン形式の第1遊星歯車列と、ダブルピニオン形式の第2遊星歯車列とを備え、それぞれのキャリアおよび第2遊星歯車列の内側のピニオンを共有化して2自由度4要素の差動装置を構成する遊星歯車機構を有し、前記要素のうち共線図上で内側に配列したキャリアに駆動系統への出力を、前記内側のピニオンにかみ合うリングギヤにエンジンからの入力をそれぞれ割り当てると共に、前記内側の要素の両外側に配列した2つのサンギヤにそれぞれモータ/ジェネレータを連結し、かつ第5の要素として前記第2の遊星歯車列の外側のピニオンにかみ合うリングギヤを設け、このリングギヤにブレーキを設けた。

10

## 【 0 0 0 9 】

第5の発明は、前記第4の発明においてエンジンとリングギヤとの間にクラッチを介装した。

## 【 0 0 1 0 】

## 【作用・効果】

第1の発明以下の各発明によれば、4つ以上の要素を有する差動装置の共線図 (lever analogy diagram) 上でエンジンまたは駆動系統に連結する要素よりも外側に位置する要素にモータ/ジェネレータを連結しており、これによりエンジンから駆動系統へと伝えられるエネルギーのうちモータ/ジェネレータの受け持つ割合を減少させることができるので、それだけモータ/ジェネレータの小型化を図れると共に駆動装置としての伝達効率を高めることができる。この点につき共線図を用いて詳細に説明すると次の通りである。

20

## 【 0 0 1 1 】

図2は4要素の差動装置の構成と共線図を示している。差動装置は種々の機構により実現できるが、ここでは代表例として図示したようなシングルピニオン形式の第1遊星歯車列 P1 と、ダブルピニオン形式の第2遊星歯車列 P2 とを組み合わせて構成した差動装置を用いて説明する。

30

## 【 0 0 1 2 】

図2において、符号 S はサンギヤ、C はプラネタリキャリア (以下「キャリア」という。)、R はリングギヤである。添数字の 1 は第1遊星歯車列 P1 のものを、2 は第2遊星歯車列 P2 のものを示している。なお第2遊星歯車列 P2 については、便宜上2つのピニオン軸を通る断面で展開した図で構造を表してある (以下の各構成図につき同様)。

## 【 0 0 1 3 】

いま、サンギヤとリングギヤの歯数をそれぞれ  $Z_a$ 、 $Z_r$ 、サンギヤ、キャリア、リングギヤの回転速度をそれぞれ  $N_a$ 、 $N_c$ 、 $N_r$  とすると、各々の回転速度は第1遊星歯車列 P1 については次式 (1)、第2遊星歯車列 P2 については次式 (2) で示したような関係で表される。

40

$$(Z_r + Z_a) N_c = Z_r \cdot N_r + Z_a \cdot N_a \quad \dots \quad (1)$$

$$(Z_r - Z_a) N_c = Z_r \cdot N_r - Z_a \cdot N_a \quad \dots \quad (2)$$

図2中の共線図 (1) と共線図 (2) は、それぞれ式 (1) と式 (2) の関係を図式化したものである。図示したように、横軸上に歯数を配分し、歯数比で配分された点上にて縦軸方向に各要素の回転速度を表すと、各々の回転速度は常に歯数比に比例した直線関係となる。既述したように、このような3要素の遊星歯車列では、各要素にモータ/ジェネレータ、エンジン、駆動系統のモータ/ジェネレータを連結した場合、エンジンと駆動系統とのあいだの速度比と2つのモータ/ジェネレータの回転速度との関係が制約されているので、モータ/ジェネレータが負担すべきエネルギーが大きくなり、伝達効率の面でも不利

50

となる。

【0014】

一方、例えば図示したように第1遊星歯車列P1のリングギヤR1とキャリアC1とを、第2遊星歯車列P2のリングギヤR2とキャリアC2に共通化する態様で2組の遊星歯車列を組み合わせると、入出力側に連結可能な要素として第1遊星歯車列P1のサンギヤS1、第2遊星歯車列P2のサンギヤS2、各遊星歯車列で共通化したキャリアC(C1~C2)、リングギヤR(R1~R2)の4要素となり、その共線図は図2の共線図(3)に示したようになる。このような複合遊星歯車機構はいわゆるラヴィニョウ式遊星歯車装置(Ravigneaux planetary gear set)の一形式として知られている。この複合遊星歯車機構は4要素2自由度であり、すなわち何れか2つの要素の回転速度を決めると残りの2要素の回転速度が決まる。

10

【0015】

いま4要素の何れか2要素にエンジンからの入力と駆動系統への出力とを割り当て、残りの2要素のそれぞれにモータ/ジェネレータを連結すると、入力と出力との間にある速度比を与える2つのモータ/ジェネレータの速度の組み合わせは幅広く存在する。したがって、その組み合わせのなかからモータ/ジェネレータ側に負担させるエネルギーができるだけ小さくなるような組み合わせを選択することが可能となる。

【0016】

特に本発明では、図2の共線図(3)において内側の2要素にエンジンからの入力Inと駆動系統への出力Outとを割り当て、これらを挟む外側の2要素のそれぞれにモータ/ジェネレータMGo, MGiを連結したので、エンジン出力に対してモータ/ジェネレータ側が負担するトルクをより小さくすることができ、換言すればモータ/ジェネレータを通過するエネルギーをより小さくできるので、駆動装置としての伝達効率を効果的に向上させることができる。

20

図3は、前記共線図(3)に対応する構成において、各モータ/ジェネレータMGo, MGi間の入出力が釣り合っている条件下でのエンジン-駆動系統間の速度比と、エンジン出力に対するモータ/ジェネレータMGo, MGiを通過する出力の割合(以下「出力分担率」という。)との関係を表している。図示したように、速度比0.4~2.0(減速比にして2.5~0.5)の領域においてモータ/ジェネレータMGoおよびMGiの出力分担率はエンジンが発生する出力の約30%以内に抑えられる。また、図4は前記構成をハイブリッド自動車に適用した場合の出力分担率と車速との関係を示している。図中の「本発明(1)」「本発明(2)」はそれぞれ車両の最終減速段の設定が互いに異なるのみであり、何れも大部分の車速域でモータ/ジェネレータの出力分担率を30%以下の状態で運転することができる。これらの図からわかるように、本発明によれば従来に比較して低出力のモータ/ジェネレータを適用できると共に伝達効率を向上させることができる。なお図4中の「SHV」はシリーズハイブリッド車両であり、エンジン出力の全部が発電機の駆動に用いられるため出力分担率は常に1になる。

30

【0017】

前記本発明に係る駆動装置において、モータ/ジェネレータはできるだけ高速回転させる設定(共線図上でモータ/ジェネレータと入出力との間のレバー長を長くする設定)としたほうが出力分担を軽減でき、特に駆動系統に連結した要素に近い側のモータ/ジェネレータを高速回転させることにより効率をさらに高められる。また、2つのモータ/ジェネレータは内外2つのロータを同軸的に配置したものとすることにより装置の小型化を図れるほか、この場合内側のロータをより高速回転させる設定とすることにより出力分担を最適化することができる。さらに、内外2個のロータを備えるモータ/ジェネレータを、遊星歯車機構とその一方の軸端側に配置したエンジンとの間に配置し、該モータ/ジェネレータの外ロータ軸をエンジン側で折り返して中空の内ロータ軸を貫通させ、遊星歯車機構の一要素に連結した構成とすることにより、モータ/ジェネレータをよりエンジンに近い位置に配置して、発生しうる振動を軽減することができる。

40

【0018】

50

エンジン、モータ/ジェネレータ、遊星歯車機構は同軸的に配置することが可能であり、したがって遊星歯車機構と並列に配置したドライブアクスルを減速装置を介して連結することにより、前輪駆動車に好適なコンパクトなトランスアクスルを構成することができる。

【0019】

本発明に係る差動装置を構成する遊星歯車機構の各要素に対しては、エンジンまたは駆動系統はこれらを直接連結する構成のみならず、減速機あるいはクラッチ等の回転伝達機構を介して連結した構成とすることができる。

【0020】

本発明による駆動装置では、2つのモータ/ジェネレータの作動状態によりエンジンに対して逆回転方向のトルクが入力する条件があり、したがってエンジンに対しては一方向クラッチ等の逆転防止機構を設けることが望ましい。

【0021】

【発明の実施の形態】

次に本発明を前輪駆動車用の動力伝達装置（トランスアクスル）に適用した実施形態につき図面に基づいて説明する。図5以下の各図はそれぞれ異なる実施形態について概略構成と共線図とを組み合わせて表している。図5に示したものは、他の実施形態に関わる構成部材を兼ね備えていることから、まずこの実施形態の構成につき詳細に説明し、他の実施形態については異なる部分のみを説明することとする。また、各実施形態について共通する部材には同一の符号を付して示す。

【0022】

[図5：実施形態1]

図においてHmはモータハウジング、Ctは変速機ケーシング、Hcはクラッチハウジング、Haはアクスルハウジングである。クラッチハウジングHcにはエンジン出力軸Jeと変速機入力軸Jr1とを接続または切り離すクラッチCLが設けられている。変速機の構成は図2に示した遊星歯車機構と同様であり、シングルピニオンの遊星歯車列P1とダブルピニオンの遊星歯車列P2とを、互いのリングギヤRとキャリアCとを共有する態様で連結してケーシングCtに収装してある。前記クラッチCLが連結される入力軸Jr1は前記P1のリングギヤ軸である。前記入力軸Jr1には、エンジンの逆回転を防止するための一方向クラッチCLOが設けられている。なお、遊星歯車列の構成要素を示す符号において、添数字の1は第1遊星歯車列P1のものを、2は第2遊星歯車列P2のものを示している。また、ダブルピニオン形式の遊星歯車列については便宜上2つのピニオン軸を通る断面で展開した図で構造を表してある（以下の各構成図につき同様）。

【0023】

モータハウジングHmには、内側ロータRmiと環状の外側ロータRmoとが同軸的に支持されており、これらにより2つのモータ/ジェネレータMGi、MGoとして機能する小型の電気機械が構成されている。前記内外ロータRmiとRmoとの間には環状のコイルCmが設けられており、このコイルCmにより各ロータRmi、Rmoを個々に発電機またはモータとして作動させることができる。内側ロータ軸Jmiは、中空の外側ロータ軸Jmoを貫通してP1のサンギヤS1に連結し、外側ロータ軸JmoはP2のサンギヤS2に連結している。図中のSsi、Ssoはそれぞれ内側ロータ軸Jmi、外側ロータ軸Jmoの回転速度を計測するための回転センサである。なお、モータ/ジェネレータの構成要素を示す符号において、添字のiは第1のモータ/ジェネレータMGiのものを、oは第2のモータ/ジェネレータMGoのものをそれぞれ示している。

【0024】

アクスルハウジングHaは、前記変速機ケーシングCtの側面に設けられており、その内部には前記遊星歯車機構と並列に減速機構FinおよびドライブアクスルDrvが支持されている。前記終減速装置Finに対しては、減速機Rgを介してキャリアCの回転が伝達される。すなわちこの場合キャリア軸Jcが駆動系統である終減速装置Finと接続する出力軸となっている。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 2 5 】

P 1のサンギヤS 1にはP 2と共通の内側ピニオンp iがかみ合い、この内側ピニオンp iとかみ合うP 2の外側ピニオンp oには、P 1のリングギヤRと同軸的に支持されたリングギヤR 3がかみ合わされると共に、このリングギヤR 3の回転を制動するブレーキBがケーシングC tに設けられている。

## 【 0 0 2 6 】

この実施形態では、クラッチC Lを設けたことにより、エンジンがフリクションとなる条件下ではエンジンを切り離すことにより、モータ/ジェネレータM G i , M G oの出力のみで効率よく運転を行うことができる。

## 【 0 0 2 7 】

また、これら2個のモータ/ジェネレータM G i , M G oが2個の内外ロータを同軸的に配置した構成でコンパクトであるため、全体の小型化を図り重量や車両への搭載性の点で有利となる。

## 【 0 0 2 8 】

さらに、ブレーキBをかけることにより、共線図に示されるように、大きなトルクを発生させることができるので、停止状態からの駆動力および発進性能を改善することができる。

## 【 0 0 2 9 】

なお、共線図上の符号E Vはモータ/ジェネレータのみによる走行時の特性、S T A R TはブレーキBを作動させた発進時の特性、M A Xは最高車速時の特性、R E Vは後退時の特性をそれぞれ表している。また、符号O u tは駆動系統への出力、I nはエンジンからの入力を表している。

## 【 0 0 3 0 】

## [ 図 6 : 実施形態 2 ]

図5の構成に対してクラッチを備えず、また内側ロータ軸J m iにサンギヤS 1が連結されるP 1をダブルピニオン形式、外側ロータ軸J m oにサンギヤS 2が連結されるP 2をシングルピニオン形式とし、キャリア軸J cをエンジンに連結する入力軸とすると共に、リングギヤRを減速機R gを介して終減速装置F i nに連結した点、P 1の外側ピニオンp oにかみ合うリングギヤR 3を設け、このリングギヤR 3を制動するブレーキBを設けた点が異なる。なお図中のF wはエンジンのフライホイールである。

## 【 0 0 3 1 】

## [ 図 7 : 実施形態 3 ]

図6の構成に対して、リングギヤ軸J r 1を入力軸としてエンジン出力軸に連結し、キャリア軸J cを出力軸として減速機R gを介して終減速装置F i nに連結した点、P 1をシングルピニオン形式、P 2をダブルピニオン形式とした点、P 2の外側ピニオンp oにかみ合うリングギヤR 3を設け、このリングギヤR 3を制動するブレーキBを設けた点が異なる。

## 【 0 0 3 2 】

## [ 図 8 : 実施形態 4 ]

図7の構成に対して、P 1のサンギヤ軸J s 1を外側ロータ軸J m oに連結し、P 2のサンギヤ軸J s 2を内側ロータ軸J m iに連結した点で異なる。

## 【 0 0 3 3 】

## [ 図 9 : 実施形態 5 ]

図8の構成に対して、入力軸であるリングギヤ軸J rをクラッチC Lを介してエンジン出力軸J eに連結した点が異なる。

## 【 0 0 3 4 】

## [ 図 10 : 実施形態 6 ]

図5の構成に対してクラッチを備えず、またモータ/ジェネレータM G i , M G oをエンジンと変速機構との間に配置して、重量がありかつ高速回転するモータ/ジェネレータからの振動が発生しにくいようにした点で異なる。モータ/ジェネレータM G oのロータ軸

10

20

30

40

50

J m o をエンジン側で折り返して中空の内側ロータ軸 J m i を貫通させ、P 2 のサンギヤ S 2 に連結してある。また、P 1 のリングギヤ R と減速機 R g との連結部をモータ/ジェネレータ側に設けて駆動系統をより小型化している。また、P 2 の外側ピニオン p o にかみ合うリングギヤ R 3 を設け、このリングギヤ R 3 を制動するブレーキ B を設けてある。

【図面の簡単な説明】

【図 1】従来の駆動装置におけるエンジン出力に対する電気機械系の出力分担特性を速度比との関係で表した特性線図。

【図 2】本発明の概念を説明するための説明図。

【図 3】本発明におけるエンジン出力に対する電気機械系の出力分担特性の一例を速度比との関係で表した特性線図。

10

【図 4】図 3 の出力分担特性を車速との関係で表した特性線図。

【図 5】本発明の第 1 の実施形態の概略構成図。

【図 6】本発明の第 2 の実施形態の概略構成図。

【図 7】本発明の第 3 の実施形態の概略構成図。

【図 8】本発明の第 4 の実施形態の概略構成図。

【図 9】本発明の第 5 の実施形態の概略構成図。

【図 10】本発明の第 6 の実施形態の概略構成図。

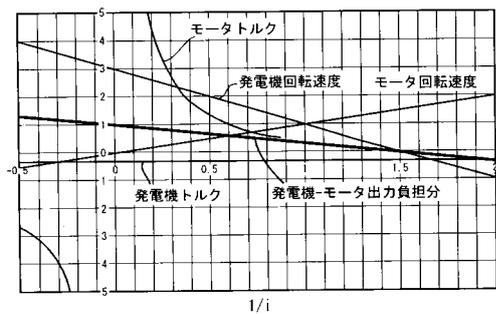
【符号の説明】

P 1 第 1 遊星歯車列  
P 2 第 2 遊星歯車列  
S , S 1 , S 2 サンギヤ  
R , R 1 , R 2 リングギヤ  
C , C 1 , C 2 キャリア ( プラネタリキャリア )  
p , p i , p o , p 1 , p 2 ピニオン  
C L クラッチ  
B ブレーキ  
C L o 一方向クラッチ  
F w フライホイール  
M G o 第 1 ( 外側 ) モータジェネレータ  
M G i 第 2 ( 内側 ) モータジェネレータ  
C m , C m i , C m o コイル  
H c クラッチハウジング  
H m モータハウジング  
C t 変速機ケーシング  
H a アクスルハウジング  
S s i , S s o 回転センサ  
R g 減速機  
F i n 終減速装置  
D r v ドライブアクスル

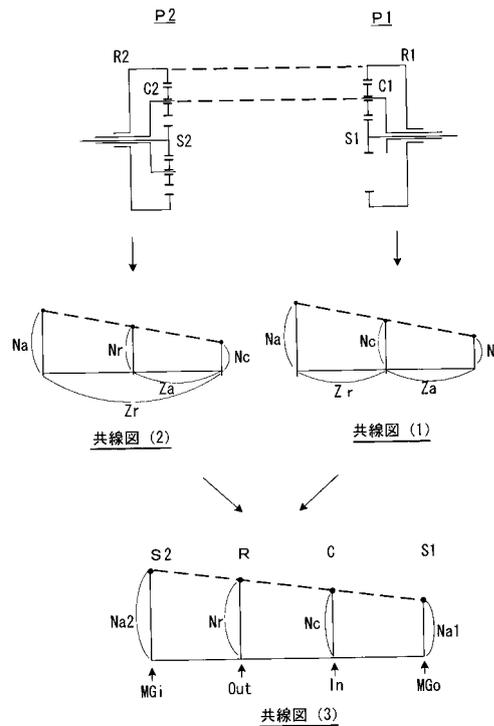
20

30

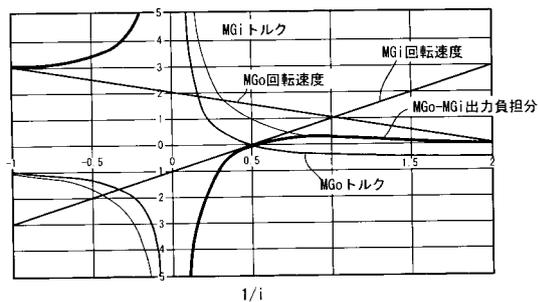
【 図 1 】



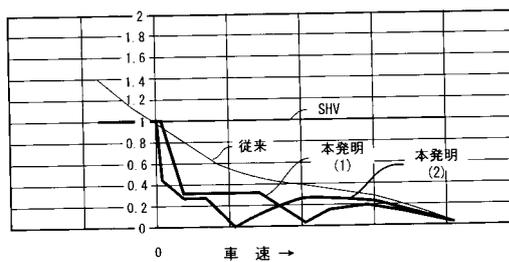
【 図 2 】



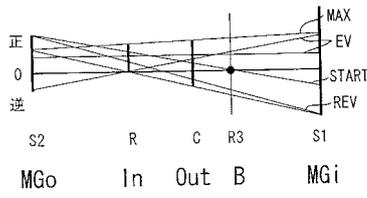
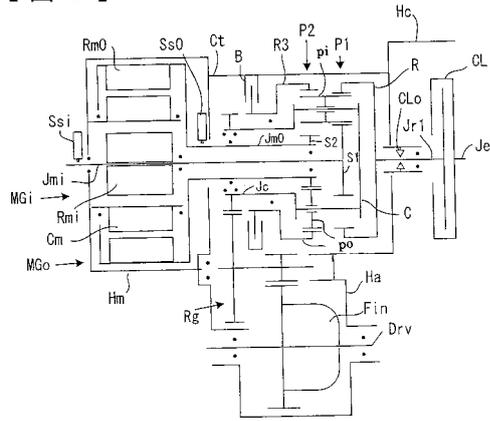
【 図 3 】



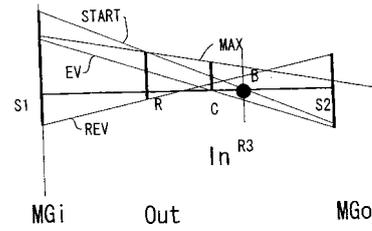
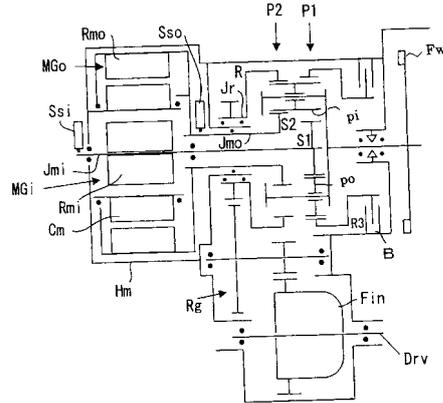
【 図 4 】



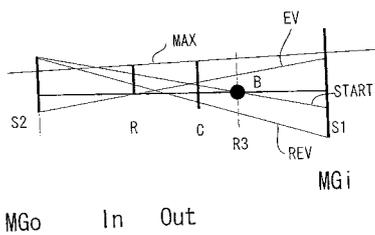
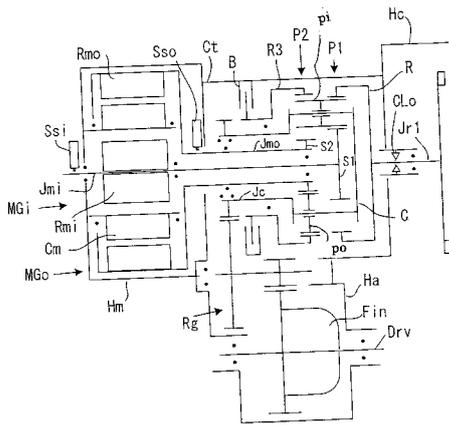
【 図 5 】



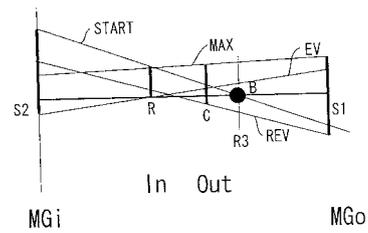
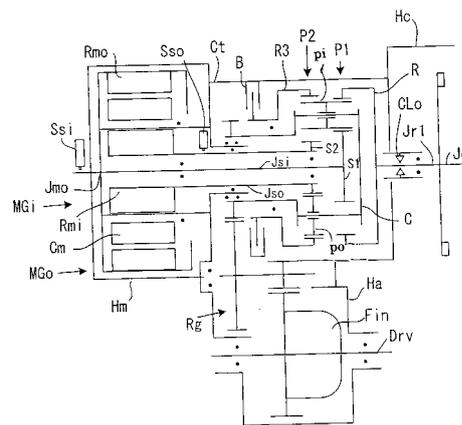
【 図 6 】



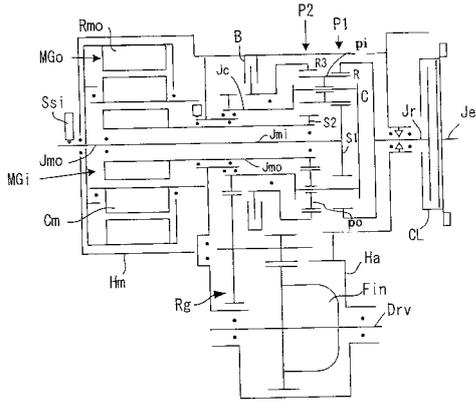
【 図 7 】



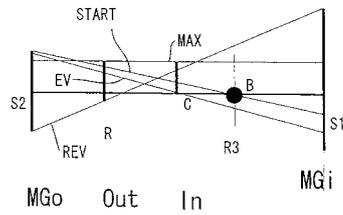
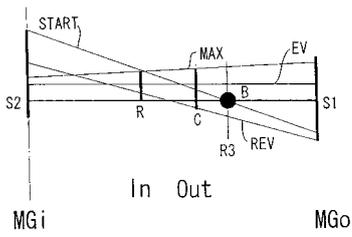
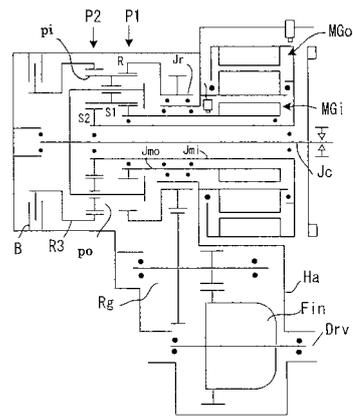
【 図 8 】



【 図 9 】



【 図 10 】



## フロントページの続き

(51)Int.Cl. <sup>7</sup>		F I	
F 1 6 H 3/66		B 6 0 K 6/04	1 7 0
H 0 2 K 16/02		B 6 0 K 6/04	5 5 3
		B 6 0 K 17/04	G
		B 6 0 L 11/14	
		F 1 6 H 3/62	A
		F 1 6 H 3/66	A
		H 0 2 K 16/02	

(72)発明者 忍足 俊一

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

(72)発明者 ケイバン カルガー

フランス国 7 8 2 3 0 ル ペック リュ ドゥ プレジドン ウィルソン 3 6

(72)発明者 ジョエル プパン

フランス国 7 5 0 1 3 パリ リュ ルエル 2 2

審査官 小原 一郎

- (56)参考文献 国際公開第00/032433(WO, A1)  
 国際公開第01/025049(WO, A1)  
 特開2000-142138(JP, A)  
 特開2000-355224(JP, A)  
 特開2000-324614(JP, A)  
 特表2003-511996(JP, A)  
 特開平11-301291(JP, A)  
 特表2001-502042(JP, A)  
 特開2000-142146(JP, A)  
 独国特許出願公開第19909424(DE, A1)

(58)調査した分野(Int.Cl.<sup>7</sup>, DB名)

B60K 6/02 - 6/06  
 B60K 17/00 - 17/36  
 B60L 11/02 - 11/14  
 F16H 3/00 - 3/78