

(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2008-273363

(P2008-273363A)

(43) 公開日 平成20年11月13日(2008.11.13)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
B60K 6/365 (2007.10)	B60K 6/04 151	3D039
B60K 6/40 (2007.10)	B60K 6/04 170	3J028
B60K 6/445 (2007.10)	B60K 6/04 553	5H115
B60K 6/547 (2007.10)	B60K 6/04 733	
B60L 11/14 (2006.01)	B60L 11/14 ZHV	

審査請求 有 請求項の数 6 OL (全 21 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2007-118507 (P2007-118507)
 (22) 出願日 平成19年4月27日 (2007.4.27)

(71) 出願人 00005326
 本田技研工業株式会社
 東京都港区南青山二丁目1番1号
 (74) 代理人 100095566
 弁理士 高橋 友雄
 (72) 発明者 阿部 典行
 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社
 本田技術研究所内
 (72) 発明者 坪 重光
 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社
 本田技術研究所内
 Fターム(参考) 3D039 AA04 AB01 AB27 AC39
 3J028 EA25 EA27 EB37 EB62 EB63
 EB66 FB06 FC13 FC25 FC62
 GA01 HA14

最終頁に続く

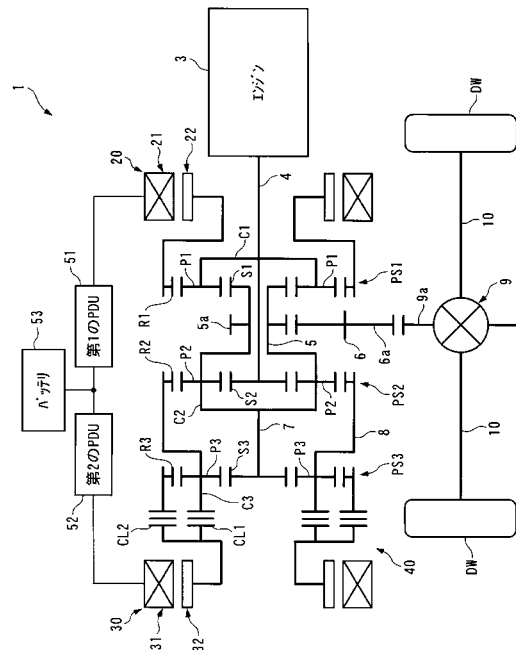
(54) 【発明の名称】 動力装置

(57) 【要約】

【課題】 回転機を小型化できるとともに、効率を高めることができる動力装置を提供する。

【解決手段】 動力装置1は、原動機3、動力伝達機構PS1、PS2、変速装置40、第1および第2の回転機20、30を備えており、動力伝達機構PS1、PS2は、動力を互いに伝達可能に、かつ、回転数が共線関係を満たすように構成され、共線図において順に並んだ第1～第4の要素R1、C1、S2、S1、C2、R2を有している。第2要素C1、S2および第3要素S1、C2が原動機3および被駆動部DW、DWにそれぞれ連結され、第1および第4の要素R1、R2が第1および第2の回転機20、30にそれぞれ連結され、第1および第2の回転機20、30が互いに接続されている。変速装置40は、第1回転機20と第1要素R1の間、および第2回転機30と第4要素R2の間の少なくとも一方に設けられている。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

被駆動部を駆動するための動力装置であって、
原動機と、

動力を互いに伝達可能な少なくとも第 1 から第 4 の要素を有し、当該第 1 から第 4 の要素は、回転数が共線関係を満たし、かつ当該共線関係を表す共線図において順に並ぶように構成されており、前記第 2 要素および前記第 3 要素が前記原動機および前記被駆動部にそれぞれ機械的に連結された動力伝達機構と、

前記第 1 要素に機械的に連結された第 1 回転機と、

前記第 4 要素に機械的に連結されるとともに、前記第 1 回転機に電氣的に接続された第 2 回転機と、

前記第 1 回転機と前記第 1 要素の間、および前記第 2 回転機と前記第 4 要素の間の少なくとも一方に設けられた変速装置と、

を備えることを特徴とする動力装置。

10

【請求項 2】

前記動力伝達機構は、互いに組み合わされた複数の遊星歯車装置で構成されていることを特徴とする、請求項 1 に記載の動力装置。

【請求項 3】

前記変速装置は、前記第 2 回転機と前記第 4 要素の間に設けられていることを特徴とする、請求項 1 または 2 に記載の動力装置。

20

【請求項 4】

前記変速装置は、

サンギヤ、リングギヤ、ならびに前記サンギヤおよび前記リングギヤに噛み合うプラネタリギヤを回転自在に支持するキャリアを有する遊星歯車装置と、第 1 クラッチと、第 2 クラッチとを有し、

前記サンギヤおよび前記リングギヤの一方が、前記第 3 要素に機械的に連結され、

前記キャリアが、前記第 4 要素に機械的に連結されるとともに、前記第 1 クラッチを介して、前記第 2 回転機に機械的に連結され、

前記サンギヤおよび前記リングギヤの他方が、前記第 2 クラッチを介して、前記第 2 回転機に機械的に連結されていることを特徴とする、請求項 3 に記載の動力装置。

30

【請求項 5】

前記変速装置は、

前記第 1 回転機と前記第 1 要素の間に設けられており、

サンギヤ、リングギヤ、ならびに前記サンギヤおよび前記リングギヤに噛み合うプラネタリギヤを回転自在に支持するキャリアを有する遊星歯車装置と、第 1 クラッチと、第 2 クラッチとを有し、

前記サンギヤおよび前記リングギヤの一方が、前記第 2 要素に機械的に連結され、

前記キャリアが、前記第 1 要素に機械的に連結されるとともに、前記第 1 クラッチを介して、前記第 1 回転機に機械的に連結され、

前記サンギヤおよび前記リングギヤの他方が、前記第 2 クラッチを介して、前記第 1 回転機に機械的に連結されていることを特徴とする、請求項 1 または 2 に記載の動力装置。

40

【請求項 6】

前記変速装置は、

前記第 1 回転機と前記第 1 要素の間、および前記第 2 回転機と前記第 4 要素の間の双方に設けられており、

第 1 サンギヤ、第 1 リングギヤ、ならびに前記第 1 サンギヤおよび前記第 1 リングギヤに噛み合う第 1 プラネタリギヤを回転自在に支持する第 1 キャリアを有する第 1 遊星歯車装置と、第 2 サンギヤ、第 2 リングギヤ、ならびに前記第 2 サンギヤおよび前記第 2 リングギヤに噛み合う第 2 プラネタリギヤを回転自在に支持する第 2 キャリアを有する第 2 遊星歯車装置と、第 1 クラッチと、第 2 クラッチと、第 3 クラッチと、第 4 クラッチとを有

50

し、

前記第 1 サンギヤおよび前記第 1 リングギヤの一方が、前記第 2 要素に機械的に連結され、

前記第 1 キャリアが、前記第 1 要素に機械的に連結されるとともに、前記第 1 クラッチを介して、前記第 1 回転機に機械的に連結され、

前記第 1 サンギヤおよび前記第 1 リングギヤの他方が、前記第 2 クラッチを介して、前記第 1 回転機に機械的に連結され、

前記第 2 サンギヤおよび前記第 2 リングギヤの一方が、前記第 3 要素に機械的に連結され、

前記第 2 キャリアが、前記第 4 要素に機械的に連結されるとともに、前記第 3 クラッチを介して、前記第 2 回転機に機械的に連結され、

前記第 2 サンギヤおよび前記第 2 リングギヤの他方が、前記第 4 クラッチを介して、前記第 2 回転機に機械的に連結されていることを特徴とする、請求項 1 または 2 に記載の動力装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、被駆動部を駆動するための動力装置に関し、特に、動力源としての内燃機関や回転機を有する動力装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、この種の動力装置として、例えば特許文献 1 に開示されたものが知られている。この動力装置は、車両の駆動輪を駆動するためのものであり、動力源としての内燃機関、第 1 回転機および第 2 回転機と、一般的なタイプの第 1 遊星歯車装置および第 2 遊星歯車装置を備えている。第 1 遊星歯車装置のキャリアおよび第 2 遊星歯車装置のサンギヤは、ギヤや変速機を介することなく、互いに直結されるとともに、内燃機関に直結されており、第 1 遊星歯車装置のリングギヤおよび第 2 遊星歯車装置のキャリアは、互いに直結されるとともに、駆動輪に連結されている。また、第 1 遊星歯車装置のサンギヤおよび第 2 遊星歯車装置のリングギヤは、第 1 回転機および第 2 回転機にそれぞれ直結されている。

【0003】

以上の構成の従来動力装置では、車両の走行状態に応じて、内燃機関や、第 1 回転機、第 2 回転機の動力を用いて駆動輪が駆動される。また、内燃機関の動力の一部を用いて第 1 回転機で発電を行い、発電した電力を第 2 回転機に供給するとともに、第 1 および第 2 の回転機の回転数を制御することによって、原動機の動力が変速して駆動輪に伝達される。

【0004】

上述した従来動力装置では、車両の走行状態や内燃機関の運転状態によっては、第 1 および第 2 の回転機のトルクが過大になる場合や、第 1 および第 2 の回転機の回転数が非常に高くなる場合がある。これに対して、従来動力装置では、第 1 および第 2 の回転機が、上述したように第 1 遊星歯車装置のサンギヤおよび第 2 遊星歯車装置のリングギヤにそれぞれ直結されているので、上記の前者の場合に対応するために、第 1 および第 2 の回転機として大型のものを用いなければならない。また、同じ理由により、後者の場合には第 1 回転機や第 2 回転機の回転数が高くなりすぎることによって、第 1 回転機や第 2 回転機を引きずることによる引きずり損失が発生し、その結果、動力装置全体としての効率が低下してしまう。

【0005】

さらに、従来動力装置では、上述したような内燃機関の動力の変速の際、駆動輪の回転数が内燃機関よりも高い高速運転中には特に、上述した連結関係から、第 2 回転機の回転数が非常に高くなり、それによる引きずり損失が発生する場合がある。これを回避するには、内燃機関の回転数を高め、駆動輪と内燃機関の回転差を小さくすればよいものの、

10

20

30

40

50

その場合には、内燃機関の最良の燃費を得ることができず、結局、動力装置全体としての効率が低下してしまう。

【0006】

本発明は、以上のような課題を解決するためになされたものであり、回転機を小型化できるとともに、効率を高めることができる動力装置を提供することを目的とする。

【0007】

【特許文献1】特開2002-281607号公報

【発明の開示】

【課題を解決するための手段】

【0008】

上記の目的を達成するため、請求項1に係る発明は、被駆動部（実施形態における（以下、本項において同じ）駆動輪DW，DW）を駆動するための動力装置1、1Aであって、原動機（エンジン3）と、動力を互いに伝達可能な少なくとも第1から第4の要素（第1要素：第1リングギヤR1、第2要素：第1キャリアC1、第2サンギヤS2、第3要素：第1サンギヤS1、第2キャリアC2、第4要素：第2リングギヤR2、第1要素：第1サンギヤS1、第2要素：第1キャリアC1、第2リングギヤR2、第3要素：第1リングギヤR1、第2キャリアC2、第4要素：第2サンギヤS2）を有し、第1から第4の要素は、回転数が共線関係を満たし、かつ、共線関係を表す共線図において順に並ぶように構成されており、第2要素および第3要素が原動機および被駆動部にそれぞれ機械的に連結された動力伝達機構（第1遊星歯車装置PS1、第2遊星歯車装置PS2）と、第1要素に機械的に連結された第1回転機20と、第4要素に機械的に連結されるとともに、第1回転機20に電氣的に接続された第2回転機30と、第1回転機20と第1要素の間、および第2回転機30と第4要素の間の少なくとも一方に設けられた変速装置40と、を備えることを特徴とする。

10

20

【0009】

この動力装置によれば、動力を互いに伝達可能に、かつ、回転数が共線関係を満たすように構成された第1から第4の要素が、この共線関係を表す共線図において順に並んでおり、これらの第2および第3の要素が原動機および被駆動部にそれぞれ機械的に連結されている。また、これらの第1および第4の要素に、第1および第2の回転機がそれぞれ機械的に連結されており、これらの第1および第2の回転機は、互いに電氣的に接続されている。さらに、第1回転機と第1要素の間および/または第2回転機と第4要素の間には、変速装置が設けられている。以上の構成により、例えば、原動機や、第1回転機、第2回転機の動力を用いて被駆動部を駆動できる。

30

【0010】

また、この場合、例えば、原動機の動力の一部を用いて第1回転機で発電を行い、発電した電力を第2回転機に供給するとともに、第1および第2の回転機の回転数を制御することによって、原動機の動力を無段階に変速して被駆動部に伝達することができる。具体的には、上述した連結関係から、原動機、被駆動部、第1および第2の回転機の回転数の関係は、変速装置による変速が無い場合には、例えば図12のように示される。同図に破線で示すように、原動機の回転数に対して、第1回転機の回転数をより高い側に、かつ、第2回転機の回転数をより低い側に制御することによって、原動機の動力を無段階に減速して被駆動部に伝達することができる。逆に、図12に一点鎖線で示すように、原動機の回転数に対して、第1回転機の回転数をより低い側に、かつ、第2回転機の回転数をより高い側に制御することによって、原動機の動力を無段階に増速して被駆動部に伝達することができる。

40

【0011】

さらに、上述した変速装置により、第1および/または第2の回転機の回転を変速することによって、この回転機の発生最大トルクを低減することが可能になり、それにより、この回転機を小型化できる。また、変速装置による変速によって、この回転機の回転数が過大になるのを防止でき、それによる引きずり損失の発生を防止できるので、動力装置全

50

体としての効率を高めることができる。

【0012】

請求項2に係る発明は、請求項1に記載の動力装置1、1Aにおいて、動力伝達機構は、互いに組み合わせられた複数の遊星歯車装置（第1遊星歯車装置PS1、第2遊星歯車装置PS2）で構成されていることを特徴とする。

【0013】

この構成によれば、動力伝達機構として、既存の複数の遊星歯車装置を互いに組み合わせたものを用いるので、特別な機構を用いることなく、容易かつ安価に構成することができる。また、遊星歯車装置は、そのサイズに対するトルク伝達容量が比較的大きいという特性を有する。したがって、本発明によれば、動力伝達機構の小型化を図ることができ、
10

【0014】

請求項3に係る発明は、請求項1または2に記載の動力装置1、1Aにおいて、変速装置40は、第2回転機30と第4要素の間に設けられていることを特徴とする。

【0015】

前述したように、第1および第2の回転機による原動機の動力の変速中、第2回転機には原動機の動力の一部を用いて発電した電力が供給されるので、高負荷運転時、被駆動部の高い負荷に対応するために、原動機のトルクが大きくなるのに伴って、第2回転機のトルクは大きくなる。また、第1および第2の回転機による原動機の動力の変速中、図12から明らかなように、共線図における原動機と第1回転機との距離が小さく、原動機と第1回転機との回転差が小さいことから、第1回転機の回転数はそれほど高くない。
20

一方、共線図における原動機と第2回転機との距離が大きく、原動機と第2回転機との回転差が原動機と第1回転機との回転差よりも大きいことから、被駆動部の回転数が原動機よりも高い高速運転時、第2回転機の回転数は非常に高くなる。

【0016】

本発明によれば、第2回転機と第2回転機が連結された要素との間に変速装置を設けるので、この変速装置による変速によって、上述した高負荷運転時に第2回転機の必要発生トルクを低減するとともに、上述した高速運転時に第2回転機の回転数を低減することが可能になる。それにより、第2回転機を小型化できるとともに、高速運転時に、引きずり損失が発生するのを防止でき、効率を高めることができる。
30

【0017】

請求項4に係る発明は、請求項3に記載の動力装置1、1Aにおいて、変速装置40は、サンギヤ（第3サンギヤS3）、リングギヤ（第3リングギヤR3）、ならびにサンギヤおよびリングギヤに噛み合うプラネタリギヤ（第3プラネタリギヤP3）を回転自在に支持するキャリア（第3キャリアC3）を有する遊星歯車装置（第3遊星歯車装置PS3）と、第1クラッチCL1と、第2クラッチCL2とを有し、サンギヤおよびリングギヤの一方が、第3要素に機械的に連結され、キャリアが、第4要素に機械的に連結されるとともに、第1クラッチCL1を介して、第2回転機30に機械的に連結され、サンギヤおよびリングギヤの他方が、第2クラッチCL2を介して、第2回転機30に機械的に連結されていることを特徴とする。
40

【0018】

この構成によれば、被駆動部に連結された第3要素に、サンギヤおよびリングギヤの一方（以下「一方のギヤ」という）が連結され、第4要素にキャリアが連結されており、このキャリアは、第1クラッチを介して、第2回転機に連結されている。さらに、サンギヤおよびリングギヤの他方（以下「他方のギヤ」という）が、第2クラッチを介して、第2回転機に連結されている。

【0019】

上述した連結関係から、原動機、被駆動部、第1および第2の回転機、一方のギヤ、キャリア、および他方のギヤの回転数の関係は、第1クラッチの接続により第2回転機をキャリアに連結するとともに、第2クラッチの遮断により第2回転機と他方のギヤの間を遮
50

断しているとき（以下「第1変速モード」という）には、例えば図13（a）のように示される。また、第1クラッチの遮断により第2回転機とキャリアの間を遮断するとともに、第2クラッチの接続により第2回転機を他方のギヤに連結しているとき（以下「第2変速モード」という）には、例えば図13（b）のように示される。

【0020】

これらの図13（a）および（b）から明らかなように、共線図における被駆動部と第2回転機との距離が、第1変速モード中の方が小さいため、第2回転機および被駆動部の回転差 D_2 と被駆動部および原動機の回転差 D_1 との比（ D_2 / D_1 ）は、第1変速モード中の方が小さい。したがって、前述した高速運転時に、第1変速モードを用いることによって、第2回転機の過回転を防止することができる。

10

【0021】

また、図13に示す共線図において、原動機と被駆動部の間の距離を値1、第1回転機と原動機との距離を W 、一方のギヤとキャリアの間の距離を X 、キャリアと他方のギヤの間の距離を Y とする。この場合において、原動機、被駆動部、第1および第2の回転機のトルクをそれぞれ、 T_{PM} 、 T_{OUT} 、 T_{M1} 、 T_{M2} とすると、前述した第1および第2の回転機による原動機の動力の変速中で、かつ第1変速モード中、これらのトルク T_{PM} 、 T_{OUT} 、 T_{M1} 、 T_{M2} の関係は、例えば次式（1）および（2）によって表される。

$$T_{PM} + T_{M2} = T_{OUT} + T_{M1} \quad \dots\dots (1)$$

$$T_{M2} = (1 / X) \times \{ T_{PM} - (W + 1) \times T_{M1} \} \quad \dots\dots (2)$$

20

また、第1および第2の回転機による原動機の動力の変速中で、かつ第2変速モード中、原動機のトルク T_{PM} 、被駆動部のトルク T_{OUT} 、第1および第2の回転機のトルク T_{M1} 、 T_{M2} の関係は、例えば次式（3）および（4）によって表される。

$$T_{PM} + T_{M2} = T_{OUT} + T_{M1} \quad \dots\dots (3)$$

$$T_{M2} = \{ 1 / (X + Y) \} \times \{ T_{PM} - (W + 1) \times T_{M1} \} \quad \dots\dots (4)$$

【0022】

上記の式（2）および（4）から明らかなように、第2回転機のトルク T_{M2} は、第2変速モード中の方が小さい。したがって、前述した高負荷運転時に、第2変速モードを用いることによって、第2回転機の必要発生トルクを低減することができる。また、例えば、以上の第1および第2の変速モードの切換を、キャリアおよび他方のギヤの回転数が図14に示すように互いに等しいときに行うことによって、被駆動部や原動機の回転を保ちながら、円滑に行うことができ、良好なドライバビリティを確保することができる。

30

【0023】

請求項5に係る発明は、請求項1または2に記載の動力装置において、変速装置40は、第1回転機20と第1要素の間に設けられており、サンギヤ（第3サンギヤ S_3 ）、リングギヤ（第3リングギヤ R_3 ）、ならびにサンギヤおよびリングギヤに噛み合うプラネタリギヤ（第3プラネタリギヤ P_3 ）を回転自在に支持するキャリア（第3キャリア C_3 ）を有する遊星歯車装置（第3遊星歯車装置 PS_3 ）と、第1クラッチ CL_1 と、第2クラッチ CL_2 とを有し、サンギヤおよびリングギヤの一方が、第2要素に機械的に連結され、キャリアが、第1要素に機械的に連結されるとともに、第1クラッチ CL_1 を介して、第1回転機20に機械的に連結され、サンギヤおよびリングギヤの他方が、第2クラッチ CL_2 を介して、第1回転機20に機械的に連結されている（図11、図16）ことを特徴とする。

40

【0024】

この構成によれば、原動機に連結された第2要素に、サンギヤおよびリングギヤの一方（以下「第1ギヤ」という）が連結され、第1要素にキャリアが連結されており、このキャリアは、第1クラッチを介して、第1回転機に連結されている。さらに、サンギヤおよびリングギヤの他方（以下「第2ギヤ」という）が、第2クラッチを介して、第1回転機に連結されている。

【0025】

50

上述した連結関係から、原動機、被駆動部、第1および第2の回転機、第1ギヤ、キャリア、および第2ギヤの回転数の関係は、第1クラッチの接続により第1回転機をキャリアに連結するとともに、第2クラッチの遮断により第1回転機と第2ギヤの間を遮断しているとき（以下「第3変速モード」という）には、例えば図15（a）のように示される。また、第1クラッチの遮断により第1回転機とキャリアの間を遮断するとともに、第2クラッチの接続により第1回転機を第2ギヤに連結しているとき（以下「第4変速モード」という）には、例えば図15（b）のように示される。

【0026】

これらの図15（a）および（b）から明らかなように、共線図における被駆動部と第1回転機との距離が、第3変速モード中の方が小さいため、第1回転機および被駆動部の回転差 D_4 と被駆動部および原動機の回転差 D_3 との比（ D_4 / D_3 ）は、第3変速モード中の方が小さい。一方、例えば、被駆動部の回転数を低い状態から急激に上昇させるために、原動機の回転数およびトルクを急激に上昇させるとともに、第1回転機に動力を発生させる場合、その動作の開始時には、被駆動部の回転数はすぐには上昇しないため、原動機の回転数が被駆動部よりも高くなり、第1回転機の回転数が被駆動部よりも非常に高くなる。このような場合に、第3変速モードを用いることによって、第1回転機の過回転を防止することができる。

【0027】

また、図15に示す共線図において、原動機と被駆動部との距離を値1、第2ギヤとキャリアとの距離をA、キャリアと第1ギヤとの距離をB、被駆動部と第2回転機との距離をCとする。この場合において、請求項4の場合と同様、原動機、被駆動部、第1および第2の回転機のトルクをそれぞれ、 T_{PM} 、 T_{OUT} 、 T_{M1} 、 T_{M2} とすると、第3変速モード中、これらのトルク T_{PM} 、 T_{OUT} 、 T_{M1} 、 T_{M2} の関係は、例えば次式（5）および（6）によって表される。

$$T_{OUT} = T_{M1} + T_{PM} + T_{M2} \quad \dots \dots (5)$$

$$T_{M1} = \{ 1 / (1 + B) \} \times (C \times T_{M2} - T_{PM}) \quad \dots \dots (6)$$

また、第4変速モード中、原動機のトルク T_{PM} 、被駆動部のトルク T_{OUT} 、第1および第2の回転機のトルク T_{M1} 、 T_{M2} の関係は、例えば次式（7）および（8）によって表される。

$$T_{OUT} = T_{M1} + T_{PM} + T_{M2} \quad \dots \dots (7)$$

$$T_{M1} = \{ 1 / (1 + A + B) \} \times (C \times T_{M2} - T_{PM}) \quad \dots \dots (8)$$

【0028】

上記の式（7）および（8）から明らかなように、第1回転機のトルク T_{M1} は、第4変速モード中の方が小さい。したがって、例えば、原動機が内燃機関である場合において、第1回転機の動力を用いて内燃機関を始動させるときに、第4変速モードを用いることによって、第1回転機の必要発生トルクを低減することができる。また、例えば、請求項4の場合と同様、以上の第3および第4の変速モードの切換を、キャリアおよび第2ギヤの回転数が互いに等しいときに行うことによって、被駆動部や原動機の回転を保ちながら、円滑に行うことができ、良好なドライバビリティを確保することができる。

【0029】

請求項6に係る発明は、請求項1または2に記載の動力装置において、変速装置は、第1回転機と第1要素の間、および第2回転機と第4要素の間の双方に設けられており、第1サンギヤ、第1リングギヤ、ならびに第1サンギヤおよび第1リングギヤに噛み合う第1プラネタリギヤを回転自在に支持する第1キャリアを有する第1遊星歯車装置と、第2サンギヤ、第2リングギヤ、ならびに第2サンギヤおよび第2リングギヤに噛み合う第2プラネタリギヤを回転自在に支持する第2キャリアを有する第2遊星歯車装置と、第1クラッチと、第2クラッチと、第3クラッチと、第4クラッチとを有し、第1サンギヤおよび第1リングギヤの一方が、第2要素に機械的に連結され、第1キャリアが、第1要素に機械的に連結されるとともに、第1クラッチを介して、第1回転機に機械的に連結され、第1サンギヤおよび第1リングギヤの他方が、第2クラッチを介して、第1回転機に機械

10

20

30

40

50

的に連結され、第2サンギヤおよび第2リングギヤの一方が、第3要素に機械的に連結され、第2キャリアが、第4要素に機械的に連結されるとともに、第3クラッチを介して、第2回転機に機械的に連結され、第2サンギヤおよび第2リングギヤの他方が、第4クラッチを介して、第2回転機に機械的に連結されていることを特徴とする。

【0030】

この構成によれば、原動機に連結された第2要素に、第1サンギヤおよび第1リングギヤの一方が連結され、第1要素に第1キャリアが連結されており、この第1キャリアは、第1クラッチを介して、第1回転機に連結されている。さらに、第1サンギヤおよび第1リングギヤの他方が、第2クラッチを介して、第1回転機に連結されている。また、被駆動部に連結された第3要素に、第2サンギヤおよび第2リングギヤの一方が連結され、第4要素に第2キャリアが連結されており、この第2キャリアは、第3クラッチを介して、第2回転機に連結されている。さらに、第2サンギヤおよび第2リングギヤの他方が、第4クラッチを介して、第2回転機に連結されている。

10

【0031】

以上の構成から明らかなように、本発明による動力装置は、請求項4および5の変速装置の双方を備えるので、請求項4および5の作用で述べた効果の双方を得ることができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0032】

以下、図面を参照しながら、本発明の好ましい実施形態について説明する。図1および図2は、本発明の第1実施形態による動力装置1を概略的に示している。この動力装置1は、車両(図示せず)の左右の駆動輪DW, DW(被駆動部)を駆動するためのものであり、図1に示すように、動力源である内燃機関3(原動機)、第1回転機20および第2回転機30と、駆動輪DW, DWに駆動力を伝達するための第1遊星歯車装置PS1(動力伝達機構、複数の遊星歯車装置)、第2遊星歯車装置PS2(動力伝達機構、複数の遊星歯車装置)、変速装置40、差動ギヤ機構9、および左右の駆動軸10, 10を備えている。内燃機関(以下「エンジン」という)3は、例えばガソリンエンジンである。この差動ギヤ機構9は、これらの駆動軸10, 10を介して、駆動輪DW, DWに連結されている。

20

【0033】

また、図2に示すように、動力装置1は、内燃機関3、第1および第2の回転機20, 30の動作を制御するためのECU2や、第1のパワードライブユニット(以下「第1のPDU」という)51、第2のパワードライブユニット(以下「第2のPDU」という)52を備えている。

30

【0034】

上記の第1遊星歯車装置PS1は、一般的なタイプのものであり、第1サンギヤS1と、この第1サンギヤS1の外周に設けられた第1リングギヤR1と、両ギヤS1, R1に噛み合う複数(例えば3つ)の第1プラネタリギヤP1(2つのみ図示)と、第1プラネタリギヤP1を回転自在に支持する第1キャリアC1とを有している。また、第2遊星歯車装置PS2は、第1遊星歯車装置PS1と同様に構成されており、第2サンギヤS2と、第2リングギヤR2と、両ギヤS2, R2に噛み合う複数の第2プラネタリギヤP2と、第2プラネタリギヤP2を回転自在に支持する第2キャリアC2とを有している。

40

【0035】

また、これらの第1遊星歯車装置PS1の第1キャリアC1および第2遊星歯車装置PS2の第2サンギヤS2は、第1連結軸4に一体に設けられており、この第1連結軸4は、エンジン3のクランク軸(図示せず)に同心状に連結されるとともに、軸受け(図示せず)に回転自在に支持されている。さらに、第1遊星歯車装置PS1の第1サンギヤS1および第2遊星歯車装置PS2の第2キャリアC2は、第2連結軸5に一体に設けられている。この第2連結軸5は、中空に形成され、軸受け(図示せず)に回転自在に支持されており、その内側に、上記の第1連結軸4が回転自在に嵌合している。また、第2連結軸

50

5には、ギヤ5 aが一体に設けられている。このギヤ5 aは、アイドル軸6に一体に設けられたアイドルギヤ6 aに噛み合っており、このアイドルギヤ6 aは、差動ギヤ機構9のギヤ9 aに噛み合っている。

【0036】

以上のように、第1キャリアC1、第2サンギヤS2、およびエンジン3のクランク軸は、第1連結軸4を介して互いに機械的に連結されている。また、第1サンギヤS1および第2キャリアC2は、第2連結軸5を介して互いに機械的に連結されるとともに、アイドル軸6や差動ギヤ機構9などを介して駆動輪DW、DWに機械的に連結されている。

【0037】

変速装置40は、第3遊星歯車装置PS3と第1および第2のクラッチCL1、CL2を有している。この第3遊星歯車装置PS3は、第1遊星歯車装置PS1と同様に構成されており、第3サンギヤS3と、第3リングギヤR3と、複数の第3プラネタリギヤP3と、第3キャリアC3を有している。

10

【0038】

さらに、第2遊星歯車装置PS2の第2キャリアC2および第3遊星歯車装置PS3の第3サンギヤS3は、第3連結軸7に一体に設けられており、この第3連結軸7を介して互いに機械的に連結されている。第3連結軸7は、軸受け(図示せず)に回転自在に支持されており、第1連結軸4と同心状に配置されている。また、第2遊星歯車装置PS2の第2リングギヤR2および第3遊星歯車装置60の第3キャリアC3は、第4連結軸8に一体に設けられており、この第4連結軸8を介して互いに機械的に連結されている。第4連結軸8は、中空に形成され、軸受け(図示せず)に回転自在に支持されており、その内側に、第3連結軸7が回転自在に嵌合している。

20

【0039】

なお、本実施形態では、第1～第3のサンギヤS1、S2、S3の歯数は互いに同じに、第1～第3のリングギヤR1、R2、R3の歯数は互いに同じに設定されているが、必ずしも同じでなくてもよい。

【0040】

上記の第1クラッチCL1は、摩擦式多板クラッチで構成されており、第3キャリアC3と第2回転機30の後述する第2ロータ32との間に設けられている。また、第1クラッチCL1は、その締結度合がECU2により制御されることによって、第2ロータ32と第3キャリアC3の間を接続・遮断する。上記の第2クラッチCL2は、第1クラッチCL1と同様、摩擦式多板クラッチで構成されており、第3リングギヤR3と第2ロータ32の間に設けられている。また、第2クラッチCL2は、その締結度合がECU2により制御されることによって、第2ロータ32と第3リングギヤR3の間を接続・遮断する。

30

【0041】

前述した第1回転機20は、例えば3相ブラシレスDCモータであり、前述した第1遊星歯車装置PS1に一体に設けられている。第1回転機20は、複数のコイル(図示せず)などで構成された第1ステータ21と、複数の磁石(図示せず)などで構成され、この第1ステータ21に対向するように配置された第1ロータ22とを有している。第1ステータ21は、ケース(図示せず)に固定されるとともに、第1のPDU51を介してバッテリー53とECU2に電氣的に接続されている。この第1のPDU51は、インバータなどの電気回路で構成されている。上記の第1ロータ22は、前述した第1リングギヤR1に一体に設けられており、第1リングギヤR1と一体に回転自在になっている。

40

【0042】

また、第1回転機20では、第1ステータ21に電力が供給されると、第1ステータ21において回転磁界が発生し、第1ロータ22が回転する。さらに、第1ステータ21への電力の非供給時、第1ロータ22が第1ステータ21に対して回転したときに、第1ステータ21において、回転磁界が発生するとともに、発電が行われる。ECU2は、第1のPDU51を制御することによって、第1回転機20に供給される電力と、第1回転機

50

20で発電される電力と、第1ロータ22の回転数(以下「第1ロータ回転数」という)NRO1を制御する。

【0043】

前述した第2回転機30は、第1回転機20と同様、例えば3相ブラシレスDCモータである。第2回転機30は、複数のコイル(図示せず)などで構成された第2ステータ31と、複数の磁石(図示せず)などで構成され、この第2ステータ31に対向するように配置された、回転自在の第2ロータ32とを有している。第2ステータ31は、ケース(図示せず)に固定されるとともに、第2のPDU52を介してバッテリー53とECU2に電氣的に接続されている。この第2のPDU52は、第1のPDU51と同様、インバータなどの電気回路で構成されており、第1のPDU51に電氣的に接続されている。

10

【0044】

また、第2回転機30では、第2ステータ31に電力が供給されると、第2ステータ31において回転磁界が発生し、第2ロータ32が回転する。また、第2ステータ31への電力の非供給時、第2ロータ32が第2ステータ31に対して回転したときに、第2ステータ31において、回転磁界が発生するとともに、発電が行われる。ECU2は、第2のPDU52を制御することによって、第2回転機30に供給される電力と、第2回転機30で発電される電力と、第2ロータ32の回転数(以下「第2ロータ回転数」という)NRO2を制御する。

【0045】

また、図2に示すように、ECU2には、クランク角センサ61から、クランク軸のクランク角度位置を表す検出信号が出力される。ECU2は、このクランク角度位置に基づいて、エンジン3の回転数(以下「エンジン回転数」という)NEを算出する。また、ECU2には、第1回転角センサ62から第1ロータ22の回転角度位置を表す検出信号が、第2回転角センサ63から第2ロータ32の回転角度位置を表す検出信号が、出力される。ECU2は、検出された第1ロータ22の回転角度位置に基づいて、第1ロータ回転数NRO1を算出し、検出された第2ロータ32の回転角度位置に基づいて、第2ロータ回転数NRO2を算出する。

20

【0046】

さらに、ECU2には、電流電圧センサ64から、バッテリー53に入出力される電流・電圧値を表す検出信号が、出力される。ECU2は、この検出信号に基づいて、バッテリー53の残存容量SOCを算出する。また、ECU2には、アクセル開度センサ65から車両のアクセルペダル(図示せず)の踏み込み量であるアクセル開度APを表す検出信号が、車速センサ66から車速VPを表す検出信号が、出力される。

30

【0047】

ECU2は、I/Oインターフェース、CPU、RAMおよびROMなどからなるマイクロコンピュータで構成されており、上述した各種のセンサ61~66からの検出信号に応じ、エンジン3や、第1および第2の回転機20,30の動作を制御する。

【0048】

図3(a)は、第1サンギヤS1、第1キャリアC1、および第1リングギヤR1の回転数の関係の一例を表す共線図を、第2サンギヤS2、第2キャリアC2、および第2リングギヤR2の回転数の関係の一例を表す共線図とともに示している。同図において、はZS1/ZR1、はZS2/ZR2であり、これらのZS1およびZS2はそれぞれ、第1および第2のサンギヤS1、S2の歯数であり、ZR1およびZR2はそれぞれ、第1および第2のリングギヤR1、R2の歯数である。このように、この共線図は、サンギヤ、キャリアおよびリングギヤを、横軸方向に並べて示し、それらの回転数を縦軸に示すとともに、サンギヤ、キャリアおよびリングギヤの横軸方向の間隔を、サンギヤおよびリングギヤの歯数に基づいて規定したものである。この共線図では、サンギヤ、キャリアおよびリングギヤの回転数は、一直線上に並び、共線関係になる。

40

【0049】

前述したように、第1キャリアC1および第2サンギヤS2が互いに連結されているの

50

で、第1キャリアC1および第2サンギヤS2の回転数は互いに等しく、第1サンギヤS1および第2キャリアC2が互いに連結されているので、第1サンギヤS1および第2キャリアC2の回転数は互いに等しい。したがって、図3(a)の第1および第2の遊星歯車装置PS1, PS2に関する2つの共線図は、図3(b)のような1つの共線図で示される。同図に示すように、以上のような第1および第2の遊星歯車装置PS1, PS2の各要素の連結によって、互いに回転数が共線の関係にある4つの回転要素が構成される。

【0050】

本実施形態では、第1リングギヤR1が第1要素に、第1キャリアC1および第2サンギヤS2が第2要素に、第1サンギヤS1および第2キャリアC2が第3要素に、第2リングギヤR2が第4要素に、それぞれ相当する。

10

【0051】

また、図4(a)は、上記の4つの回転要素の回転数の関係の一例を表す共線図を、第3サンギヤS3、第3キャリアC3、および第3リングギヤR3の回転数の関係の一例を表す共線図とともに示している。同図において、 Z_{S3}/Z_{R3} はZS3/ZR3であり、これらのZS3およびZR3はそれぞれ、第3サンギヤS3および第3リングギヤR3の歯数である。

【0052】

前述したように、第2キャリアC2および第3サンギヤS3が互いに連結されているので、第2キャリアC2および第3サンギヤS3の回転数は互いに等しく、第2リングギヤR2および第3キャリアC3が互いに連結されているので、第2リングギヤR2および第3キャリアC3の回転数は互いに等しい。したがって、図4(a)の2つの共線図は、図4(b)のような1つの共線図で示される。同図に示すように、以上のような第1～第3の遊星歯車装置PS1～PS3の各要素の連結によって、互いに回転数が共線の関係にある5つの回転要素が構成される。

20

【0053】

また、第1回転機20および第1リングギヤR1が互いに連結されているので、第1ロータ回転数NRO1および第1リングギヤR1の回転数は互いに等しく、エンジン3、第1キャリアC1および第2サンギヤS2が互いに連結されているので、エンジン回転数NE、第1キャリアC1および第2サンギヤS2の回転数は互いに等しい。さらに、駆動輪DW, DW、第1サンギヤS1、第2キャリアC2および第3サンギヤS3が互いに連結されているので、差動ギヤ機構9による変速などを無視すれば、車速VP、第1サンギヤS1、第2キャリアC2および第3サンギヤS3の回転数は、互いに等しい。

30

【0054】

また、第2回転機30が、第1および第2のクラッチCL1, CL2をそれぞれ介して、第3キャリアC3および第3リングギヤR3に連結されているので、第1クラッチCL1を接続するとともに、第2クラッチCL2を遮断しているとき(以下、このようなクラッチの接続状態を「第1変速モード」という)には、第2ロータ回転数NRO2および第3キャリアC3の回転数は互いに等しい。さらに、第1クラッチCL1を遮断するとともに、第2クラッチCL2を接続しているとき(以下、このようなクラッチの接続状態を「第2変速モード」という)には、第2ロータ回転数NRO2および第3リングギヤR3の回転数は互いに等しい。

40

【0055】

以上により、第1ロータ回転数NRO1、エンジン回転数NE、車速VP、および第2ロータ回転数NRO2は、第1変速モード中には例えば図5に示すような共線の関係になり、第2変速モード中には例えば図6に示すような共線の関係になる。なお、クランク軸の回転方向は駆動輪DW, DWの正転方向と同じになっており、以下、図5および図6を含む他の共線図において、クランク軸の回転方向と同方向を「正転方向」と示し、逆方向を「逆転方向」と示す。

【0056】

これらの図5および図6に示すように、共線図における駆動輪DW, DWと第2回転機30の間の距離が、上述した第1変速モード中の方が第2変速モード中よりも小さいため

50

、第 2 ロータ回転数 $NRO2$ および車速 VP の回転差 $DN2$ と車速 VP およびエンジン回転数 NE の回転差 $DN1$ との比 ($DN2 / DN1$) は、第 1 変速モード中の方が小さい。

【0057】

以上の構成の動力装置 1 では、第 1 回転機 20 や、第 2 回転機 30、エンジン 3 の動力を用いて駆動輪 DW 、 DW を駆動する。また、このエンジン 3 の動力を用いた駆動輪 DW 、 DW の駆動の際、第 1 回転機 20 でエンジン 3 の動力の一部を用いて発電を行い、発電した電力を第 2 回転機 30 に供給するとともに、第 1 および第 2 のロータ回転数 $NRO1$ 、 $NRO2$ を制御することによって、エンジン 3 の動力が、無段階に変速され、駆動輪 DW 、 DW に伝達される。

【0058】

具体的には、図 7 に破線で示すように、エンジン回転数 NE に対して、第 1 ロータ回転数 $NRO1$ をより高い側に、かつ、第 2 ロータ回転数 $NRO2$ をより低い側に制御することによって、エンジン 3 の動力を無段階に減速して駆動輪 DW 、 DW に伝達することができる。逆に、図 7 に一点鎖線で示すように、エンジン回転数 NE に対して、第 1 ロータ回転数 $NRO1$ をより低い側に、かつ、第 2 ロータ回転数 $NRO2$ をより高い側に制御することによって、エンジン 3 の動力を無段階に増速して駆動輪 DW 、 DW に伝達することができる。以下、このようにエンジン 3 の動力を変速しながら、駆動輪 DW 、 DW を駆動することを「エンジン変速駆動」という。

【0059】

このエンジン変速駆動中には、エンジン 3 の動力は、車速 VP および車両に要求される要求トルク $PMCMD$ に応じて定まる要求出力になるように制御される。この要求トルク $PMCMD$ は、例えば、車速 VP およびアクセル開度 AP に応じ、マップ (図示せず) を検索することによって算出される。また、第 1 および第 2 のロータ回転数 $NRO1$ 、 $NRO2$ は、エンジン回転数 NE が目標回転数 $NECMD$ になるように制御される。この目標回転数 $NECMD$ は、例えば、車速 VP および要求トルク $PMCMD$ に応じ、目標回転数マップ (図示せず) を検索することによって算出される。この目標回転数マップでは、目標回転数 $NECMD$ は、そのときの車速 VP および要求トルク $PMCMD$ に対して、エンジン 3 の最良の燃費が得られるような値に設定されている。以上により、エンジン変速駆動中、エンジン 3 の最良の燃費を得ることができる。

【0060】

また、上述したエンジン変速駆動中、車速 VP がエンジン回転数 NE よりも高い車両の高速走行時には、第 1 変速モードが用いられ (図 5 参照)、車速 VP がエンジン回転数 NE よりも低い車両の低・中速走行時には、第 2 変速モードが用いられる (図 6 参照)。さらに、この場合、第 1 変速モードと第 2 変速モードの切替は、第 3 キャリア $C3$ および第 3 リングギヤ $R3$ の回転数が互いに等しいとき、すなわち、エンジン回転数 NE 、車速 VP 、第 1 および第 2 のロータ回転数 $NRO1$ 、 $NRO2$ が互いに等しいときに行われる。なお、便宜上、図 7 は、第 1 変速モードにおける共線図のみを示している。

【0061】

以上のように、本実施形態によれば、エンジン変速駆動中の高速走行時に、第 1 変速モードを用いるので、第 2 回転機 30 の過回転を防止でき、したがって、それによる引きずり損失が発生するのを防止でき、効率を高めることができる。また、車両の低・中速走行時で、より大きなトルクが必要とされるときに、第 2 変速モードを用いるので、第 2 回転機 30 のトルクを低減でき、したがって、第 2 回転機 30 を小型化することができる。さらに、本発明の動力伝達機構として、互いに組み合わせられた既存の第 1 および第 2 の遊星歯車装置 $PS1$ 、 $PS2$ を用いるので、特別な機構を用いることなく、容易かつ安価に構成することができる。また、同じ理由により、動力装置 1 を小型化することができる。

【0062】

さらに、第 1 および第 2 の変速モードの切替を、第 3 キャリア $C3$ および第 3 リングギヤ $R3$ の回転数が互いに等しいときに行うので、駆動輪 DW 、 DW やエンジン 3 の回転を保ちながら、円滑に行うことができ、良好なドライバビリティを確保することができる。

10

20

30

40

50

【 0 0 6 3 】

図 8 は、本発明の第 2 実施形態による動力装置 1 A を概略的に示している。本実施形態の動力装置 1 A は、上述した第 1 実施形態と比較して、第 1 ~ 第 3 の遊星歯車装置 P S 1 ~ P S 3、エンジン 3、駆動輪 D W, D W、第 1 および第 2 の回転機 2 0, 3 0 の間の連結関係のみが異なっている。

【 0 0 6 4 】

具体的には、第 1 キャリア C 1 および第 2 リングギヤ R 2 が、第 1 連結軸 4 を介して互いに連結されており、第 1 リングギヤ R 1 および第 2 キャリア C 2 が、第 2 連結軸 5 を介して互いに連結されている。このような第 1 および第 2 の遊星歯車装置 P S 1, P S 2 の各要素の連結によって、互いに回転数が共線の関係にある 4 つの回転要素が構成される。本実施形態では、第 1 サンギヤ S 1 が第 1 要素に、第 1 キャリア C 1 および第 2 リングギヤ R 2 が第 2 要素に、第 1 リングギヤ R 1 および第 2 キャリア C 2 が第 3 要素に、第 2 サンギヤ S 2 が第 4 要素に、それぞれ相当する。また、エンジン 3 は、第 1 キャリア C 1 および第 2 リングギヤ R 2 に、駆動輪 D W, D W は、第 1 リングギヤ R 1 および第 2 キャリア C 2 に、それぞれ連結されている。さらに、第 1 回転機 2 0 は第 1 サンギヤ S 1 に連結されている。

【 0 0 6 5 】

また、第 2 キャリア C 2 および第 3 リングギヤ R 3 が、第 3 連結軸 7 a を介して互いに連結され、第 2 サンギヤ S 2 および第 3 キャリア C 3 が、第 4 連結軸 8 a を介して互いに連結されている。この第 3 連結軸 7 a は、中空に形成され、軸受け（図示せず）に回転自在に支持されており、その内側に、第 4 連結軸 8 a が回転自在に嵌合している。第 4 連結軸 8 a は、中空に形成され、軸受け（図示せず）に回転自在に支持されており、その内側に、第 2 連結軸 5 が回転自在に嵌合している。また、第 2 ロータ 3 2 は、第 1 および第 2 のクラッチ C L 1, C L 2 を介して、第 3 キャリア C 3 および第 3 サンギヤ S 3 に連結されている。以上のような第 1 ~ 第 3 の遊星歯車装置 P S 1 ~ P S 3 の各要素の連結によって、互いに回転数が共線の関係にある 5 つの回転要素が構成される。

【 0 0 6 6 】

また、以上の構成により、第 1 ロータ回転数 N R O 1、エンジン回転数 N E、車速 V P、および第 2 ロータ回転数 N R O 2 は、前述した第 1 変速モード（C L 1：接続、C L 2：遮断）中には、例えば図 9 に示すような共線の関係になり、第 2 変速モード（C L 1：遮断、C L 2：接続）中には、例えば図 1 0 に示すような共線の関係になる。なお、図 9 および図 1 0 において、差動ギヤ機構 9 などによる変速は無視するものとする。

【 0 0 6 7 】

以上の構成の動力装置 1 A では、第 1 実施形態と同様の動作が行われる。したがって、本実施形態においても、第 1 実施形態の効果を同様に得ることができる。

【 0 0 6 8 】

なお、これまでに述べた実施形態では、変速装置 4 0 を、第 2 回転機 3 0 と第 4 要素の間にのみ設けているが、第 1 回転機 2 0 と第 1 要素の間にのみ設けてもよい。その場合には、第 3 遊星歯車装置 P S 3、第 1 および第 2 のクラッチ C L 1, C L 2 は、例えば次のように連結される。すなわち、第 1 および第 2 の遊星歯車装置 P S 1, P S 2 を第 1 実施形態で述べたように連結するとともに、第 3 サンギヤ S 3 および第 3 キャリア C 3 を、第 1 キャリア C 1 および第 1 リングギヤ R 1 にそれぞれ連結する。また、第 1 ロータ 2 1 を、第 1 および第 2 のクラッチ C L 1, C L 2 をそれぞれ介して、第 3 キャリア C 3 および第 3 リングギヤ R 3 に連結する。

【 0 0 6 9 】

上述した各要素の連結関係から、第 1 ~ 第 3 の遊星歯車装置 P S 1 ~ P S 3 の各要素の回転数、第 1 ロータ回転数 N R O 1、エンジン回転数 N E、車速 V P、および第 2 ロータ回転数 N R O 2 の関係は、第 1 クラッチ C L 1 を接続するとともに、第 2 クラッチ C L 2 を遮断する第 3 変速モード中には、例えば図 1 1 のような 1 つの共線図上に表される。また、これらの回転数の関係は、第 1 クラッチ C L 1 を遮断するとともに、第 2 クラッチ C

10

20

30

40

50

L 2 を接続する第 4 変速モード中には、例えば図 1 6 のような 1 つの共線図上に表される。

【 0 0 7 0 】

また、この場合、第 3 および第 4 の変速モードを、例えば次のようにして用いるのが好ましい。すなわち、停車中のエンジン 3 の始動時に、第 4 変速モードを用いる。この停車中のエンジン始動は、次のようにして行われる。すなわち、第 1 回転機 2 0 に電力を供給し、第 1 ロータ 2 2 を図 1 1 に示すように第 3 リングギヤ R 3 とともに正転させるとともに、第 2 回転機 3 0 で発電を行う。この場合、第 1 回転機 2 0 に供給する電力と、第 2 回転機 3 0 で発電する電力と、第 1 および第 2 のロータ回転数 $N R O 1$, $N R O 2$ は、車速 $V P$ が値 0 で、かつエンジン回転数 $N E$ がエンジン 3 の始動に適した所定回転数 $N E S T$ になるように制御される (図 1 1 参照)。その状態で、前記クランク角度位置に応じ、エンジン 3 の燃料噴射弁や点火プラグの点火動作 (いずれも図示せず) を制御することによって、エンジン 3 が始動される。

10

【 0 0 7 1 】

以上のように、停車中のエンジン始動時、第 1 回転機 2 0 に電力を供給し、トルクを発生させることによって、エンジン回転数 $N E$ を上昇させる。この停車中のエンジン始動を第 3 および第 4 の変速モードを用いて行った場合におけるクランク軸に伝達されるトルク $T C R K$ 、第 1 および第 2 の回転機のトルク $T M 1$, $T M 2$ の関係は、次式 (9) および (1 0) によってそれぞれ表される。

$$T M 1 = \{ 1 / (1 + \quad) \} \times (\quad \times T M 2 + T C R K) \quad \dots \dots (9)$$

20

$$T M 1 = \{ 1 / (1 + \quad + \quad \times \quad) \} \times (\quad \times T M 2 + T C R K) \quad \dots \dots (1 0)$$

これらの式 (9) および (1 0) から明らかなように、停車中のエンジン始動時、第 4 変速モードを用いることによって、第 1 回転機 2 0 のトルク $T M 1$ を低減することができる。

【 0 0 7 2 】

また、第 3 変速モードを、低速クルーズ走行状態にある車両を急加速させるときに用いる。このような車両の急加速は、次のようにして行われる。すなわち、図 1 6 の破線は、エンジン回転数 $N E$ や車速 $V P$ などの関係の一例を、低速クルーズ走行中において示しており、同図の実線は、上記のような車両の急加速の開始時において示している。

【 0 0 7 3 】

図 1 6 に示すように、エンジン回転数 $N E$ を、同図に破線で示す低速クルーズ走行に適した所定の回転数から、実線で示すエンジン 3 の最大トルクが得られるような所定の回転数に急激に上昇させる。この場合、図 1 6 に実線で示すように、車速 $V P$ はすぐには上昇しないため、エンジン回転数 $N E$ が車速 $V P$ よりも高くなるとともに、両者の差が大きくなることから、第 2 ロータ 3 2 は、第 2 リングギヤ R 2 とともに逆転する。また、そのように逆転する第 2 リングギヤ R 2 に、第 2 回転機 3 0 から正転方向のトルクを作用させるために、第 2 回転機 3 0 において発電を行う。さらに、第 2 回転機 3 0 で発電した電力を第 1 回転機 2 0 に供給し、第 1 ロータ 2 2 を第 3 キャリア C 3 とともに正転させる。また、この場合、上記のように車速 $V P$ がすぐには上昇しないことから、図 1 6 に実線で示すように、第 1 ロータ回転数 $N R O 1$ は、車速 $V P$ よりも非常に高くなる。

30

40

【 0 0 7 4 】

以上のようなエンジン 3、第 1 および第 2 の回転機 2 0 , 3 0 の動作の制御により、駆動輪 $D W$, $D W$ には、エンジン 3、第 1 および第 2 の回転機 2 0 , 3 0 から正転方向のトルクが作用し、その結果、車速 $V P$ が急激に上昇する。また、図 1 1 および図 1 6 から明らかなように、共線図における駆動輪 $D W$, $D W$ と第 1 回転機 2 0 の間の距離が、第 3 変速モード中の方が第 4 変速モード中よりも小さいため、第 1 ロータ回転数 $N R O 1$ および車速 $V P$ の回転差と車速 $V P$ およびエンジン回転数 $N E$ の回転差との比は、第 3 変速モード中の方が小さい。したがって、上述した低速クルーズ走行からの急加速の開始時、第 3 変速モードを用いることによって、第 4 変速モードを用いた場合と比較して、第 1 ロータ回転数 $N R O 1$ をより低減できるので、第 1 回転機 2 0 の過回転を防止することができる

50

。

【0075】

また、第3および第4の変速モードの切換を、第3キャリアC3および第3リングギヤR3の回転数が互いに等しいときに行うことによって、第1実施形態と同様、駆動輪DW、DWやエンジン3の回転を保ちながら、円滑に行うことができ、良好なドライバビリティを確保することができる。

【0076】

あるいは、変速装置40を、第1回転機20と第1要素の間、および第2回転機30と第4要素の間の双方に設けてもよい。その場合には、第1回転機20と第1要素の間の変速装置40は、他の要素と実施形態で述べたように連結され、第2回転機30と第4要素の間の変速装置40は、他の要素と図11に示すように連結される。これにより、変速装置40を第1回転機20と第1要素の間に設けたときの前述した効果と、第2回転機30と第4要素の間に設けたときの上述した効果の双方を得ることができる。

10

【0077】

なお、本発明は、説明した実施形態に限定されることなく、種々の態様で実施することができる。例えば、実施形態は、動力伝達機構の要素が4つの例であるが、これに限らず、その数を増やしてもよい。また、第1および第2の遊星歯車装置PS1、PS2の各要素の連結関係は、本発明における第1～第4の要素を構成できれば、実施形態のものに限らず任意である。さらに、第1～第3の遊星歯車装置PS1～PS3に代えて、表面間の摩擦によって動力を伝達する複数のローラを有し、遊星歯車装置と同等の機能を有するよ

20

【0078】

また、実施形態では、変速装置として、第2ロータ回転数NRO2および車速VPの回転差DN2と車速VPおよびエンジン回転数NEの回転差DN1との比(DN2/DN1)を変更する変速装置40を用いているが、他の任意の変速装置を用いることが可能である。例えば、第2ロータ32に連結された入力軸と、第2リングギヤR2に連結された出力軸と、複数の遊星歯車装置と、電磁ブレーキを有し、入力軸と出力軸との速度比を段階的に変更可能な一般的なタイプの変速装置を用いてもよい。このことは、変速装置40を第1回転機20と第1要素の間に設ける場合についても同様である。

【0079】

さらに、実施形態では、原動機として、ガソリンエンジンを用いているが、例えばディーゼルエンジンや外燃機関を用いてもよい。また、実施形態では、第1および第2の回転機20、30として、ブラシレスDCモータを用いているが、電力の供給により動力を発生するとともに、動力の入力により電力を発生するものであれば、他のものを用いてもよく、例えばACモータを用いてもよい。さらに、実施形態では、内燃機関3と第1および第2の回転機20、30と第1および第2のクラッチCL1、CL2を制御するための制御器を、ECU2や第1および第2のPDU51、52で構成しているが、例えば、マイクロコンピュータを搭載した電気回路で構成してもよい。また、実施形態は、本発明を車両に適用した例であるが、本発明は、これに限らず、例えば船舶や航空機などに適用可能である。その他、本発明の趣旨の範囲内で、細部の構成を適宜、変更することが可能である。

30

40

【図面の簡単な説明】

【0080】

【図1】本発明の第1実施形態による動力装置を概略的に示す図である。

【図2】図1の動力装置の一部を示すブロック図である。

【図3】(a)図1の第1サンギヤ、第1キャリア、および第1リングギヤの回転数の関係の一例を表す共線図を、図1の第2サンギヤ、第2キャリア、および第2リングギヤの回転数の関係の一例を表す共線図とともに示す図であり、(b)図1の第1および第2の遊星歯車装置によって構成される4つの回転要素の回転数の関係の一例を表す共線図である。

50

【図4】(a)図1の第1および第2の遊星歯車装置によって構成される4つの回転要素の回転数の関係の一例を表す共線図を、図1の第3サンギヤ、第3キャリア、および第3リングギヤの回転数の関係の一例を表す共線図とともに示す図であり、(b)図1の第1～第3の遊星歯車装置によって構成される5つの回転要素の回転数の関係の一例を表す共線図である。

【図5】図1の第1～第3の遊星歯車装置によって構成される5つの回転要素の回転数、エンジン回転数、車速、第1および第2のロータ回転数の関係の一例を、第1変速モード中において示す共線図である。

【図6】図1の第1～第3の遊星歯車装置によって構成される5つの回転要素の回転数、エンジン回転数、車速、第1および第2のロータ回転数の関係の一例を、第2変速モード中において示す共線図である。

【図7】図1の動力装置の第1および第2の回転機による変速動作を説明するための図である。

【図8】本発明の第2実施形態による動力装置を概略的に示す図である。

【図9】図8の第1～第3の遊星歯車装置によって構成される5つの回転要素の回転数、エンジン回転数、車速、第1および第2のロータ回転数の関係の一例を、第1変速モード中において示す共線図である。

【図10】図8の第1～第3の遊星歯車装置によって構成される5つの回転要素の回転数、エンジン回転数、車速、第1および第2のロータ回転数の関係の一例を、第2変速モード中において示す共線図である。

【図11】変速装置を第1要素と第1回転機の間にした場合の第1～第3の遊星歯車装置によって構成される5つの回転要素の回転数、エンジン回転数、車速、第1および第2のロータ回転数の関係の一例を、停車中エンジン始動時で、かつ第4変速モード中において示す共線図である。

【図12】本発明の動力装置における第1および第2の回転機による変速動作を説明するための図である。

【図13】原動機、被駆動部、第1および第2の回転機、一方のギヤ、キャリア、および他方のギヤの回転数の関係の一例を、(a)第1変速モード中において、(b)第2変速モード中において、それぞれ示す共線図である。

【図14】本発明の動力装置における第1および第2の変速モードの切換を説明するための図である。

【図15】原動機、被駆動部、第1および第2の回転機、第1ギヤ、キャリア、および第2ギヤの回転数の関係の一例を、(a)第3変速モード中において、(b)第4変速モード中において、それぞれ示す共線図である。

【図16】変速装置を第1要素と第1回転機の間にした場合の第1～第3の遊星歯車装置によって構成される5つの回転要素の回転数、エンジン回転数、車速、第1および第2のロータ回転数の関係の一例を、車両の低速クルーズ走行からの急加速時で、かつ第3変速モード中において示す共線図である。

【符号の説明】

【0081】

- 1 動力装置
- 1A 動力装置
- 3 エンジン(原動機)
- DW 駆動輪(被駆動部)
- PS1 第1遊星歯車装置(動力伝達機構、複数の遊星歯車装置)
- S1 第1サンギヤ(第3要素、第1要素)
- C1 第1キャリア(第2要素)
- R1 第1リングギヤ(第1要素、第3要素)
- PS2 第2遊星歯車装置(動力伝達機構、複数の遊星歯車装置)
- S2 第2サンギヤ(第2要素、第4要素)

10

20

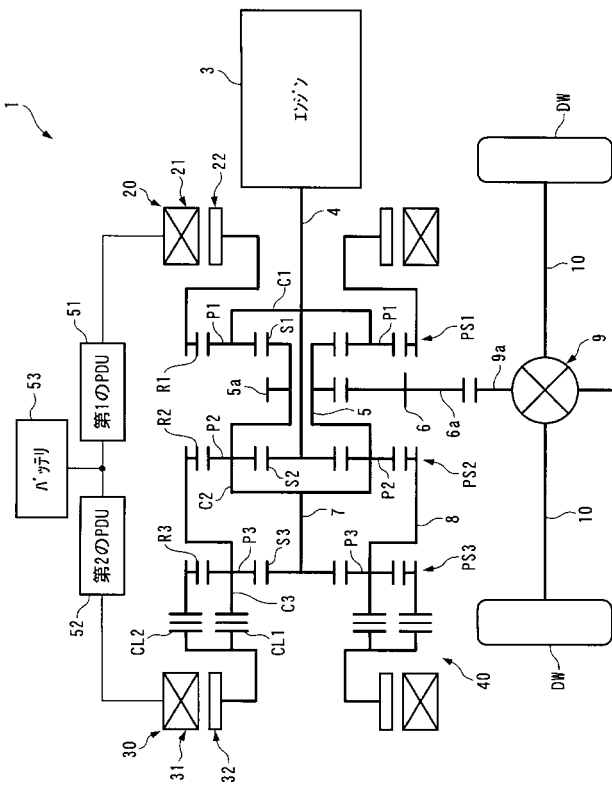
30

40

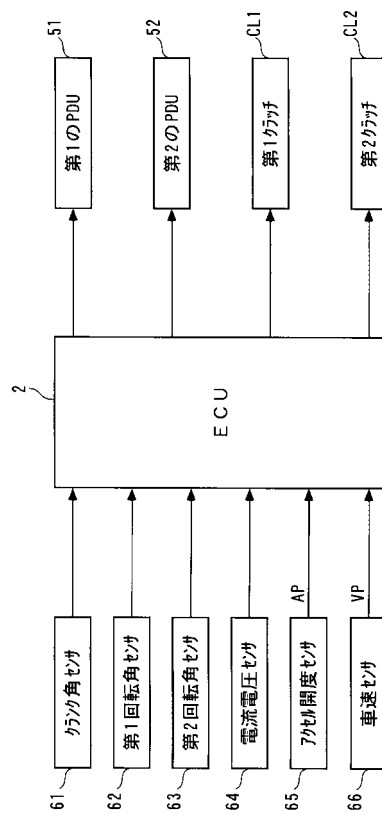
50

- C 2 第2キャリア(第3要素)
- R 2 第2リングギヤ(第4要素、第2要素)
- 2 0 第1回転機
- 3 0 第2回転機
- 4 0 変速装置
- P S 3 第3遊星歯車装置(遊星歯車装置)
- S 3 第3サンギヤ(サンギヤ)
- R 3 第3リングギヤ(リングギヤ)
- P 3 第3プラネタリギヤ(プラネタリギヤ)
- C 3 第3キャリア(キャリア)
- C L 1 第1クラッチ
- C L 2 第2クラッチ

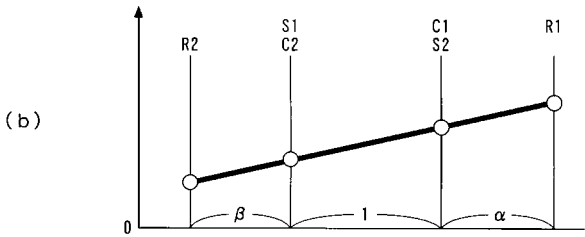
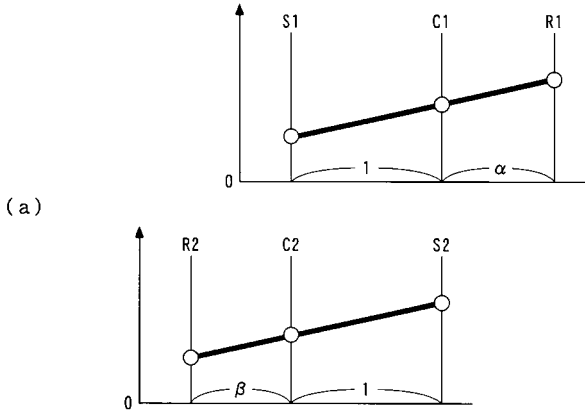
【図1】



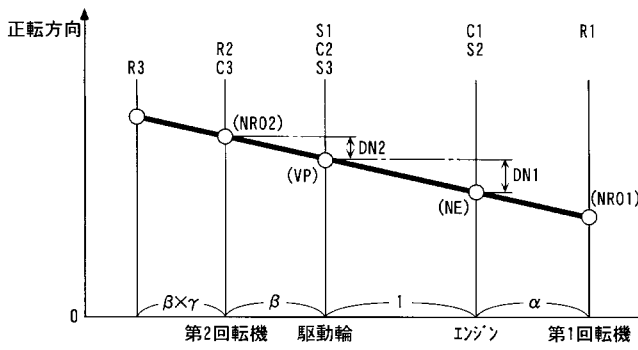
【図2】



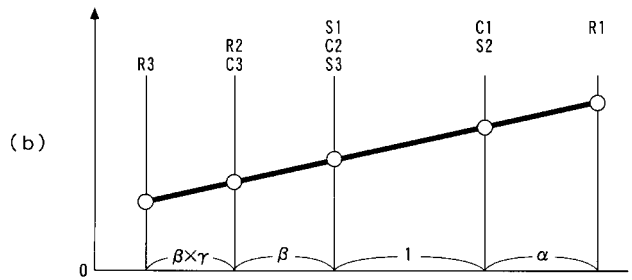
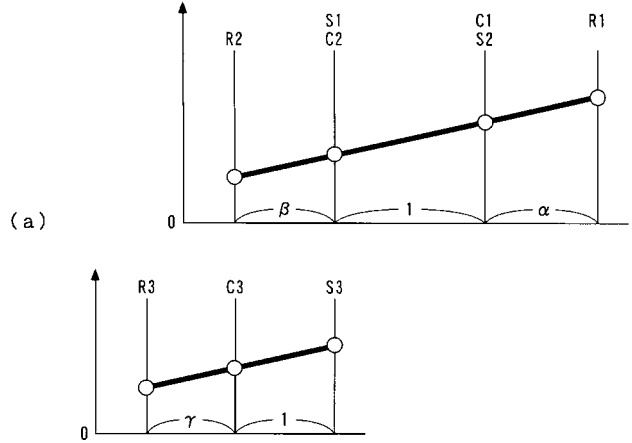
【 図 3 】



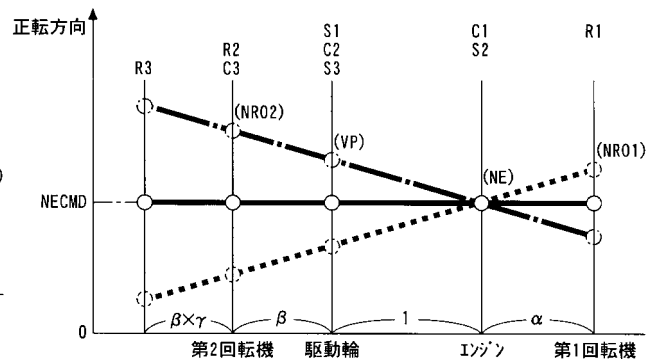
【 図 5 】



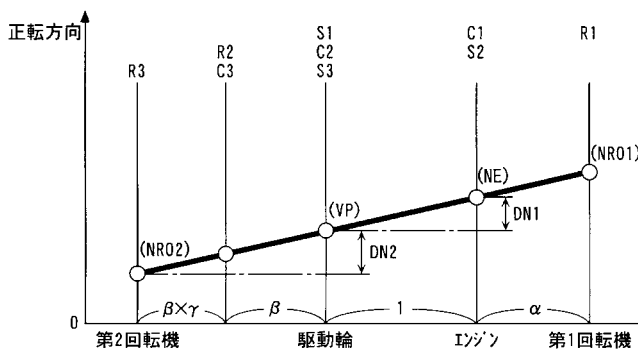
【 図 4 】



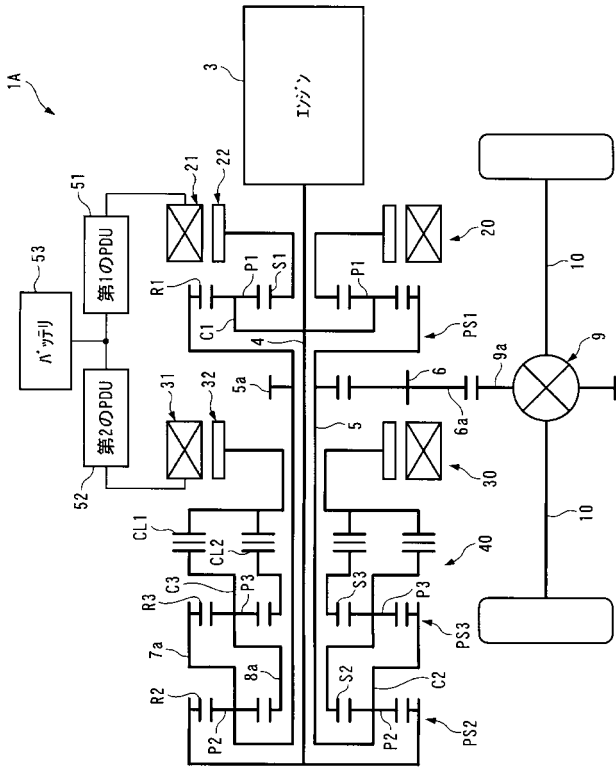
【 図 7 】



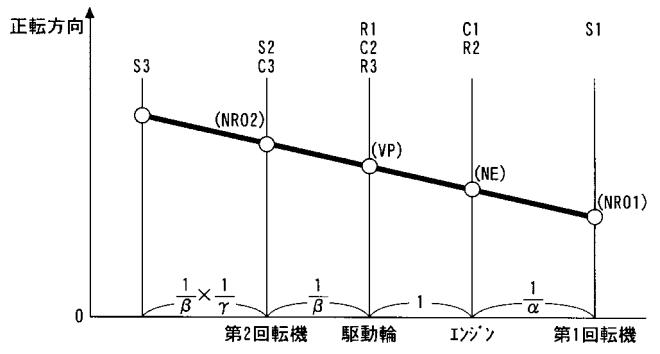
【 図 6 】



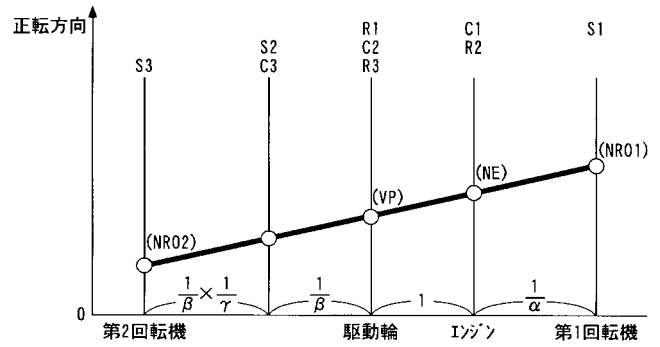
【 図 8 】



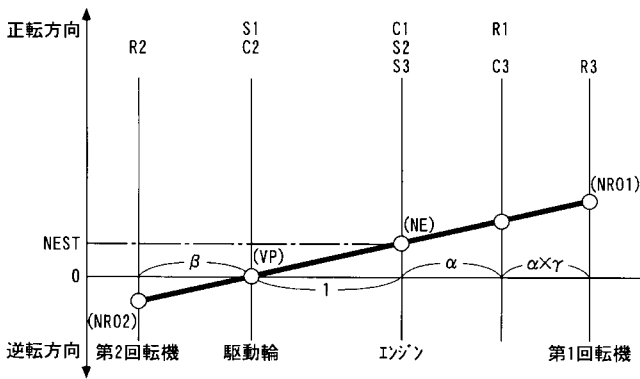
【 図 9 】



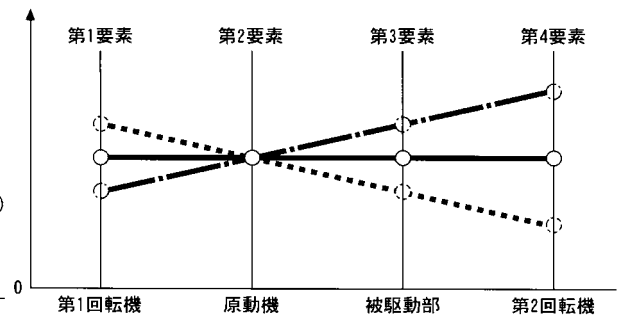
【 図 10 】



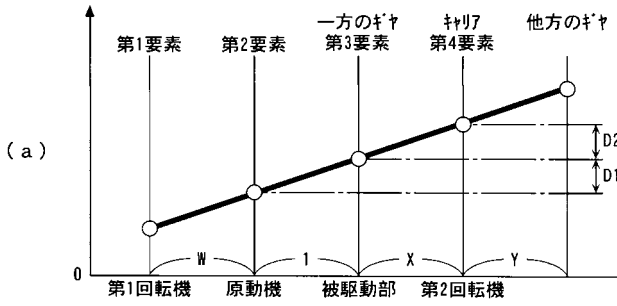
【 図 11 】



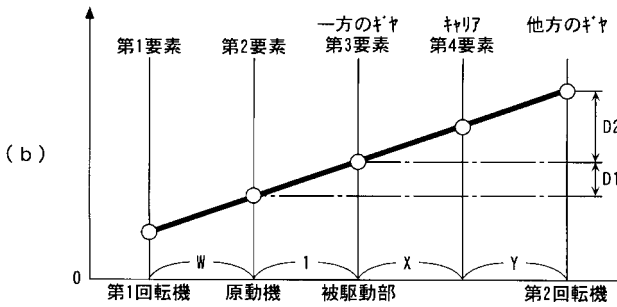
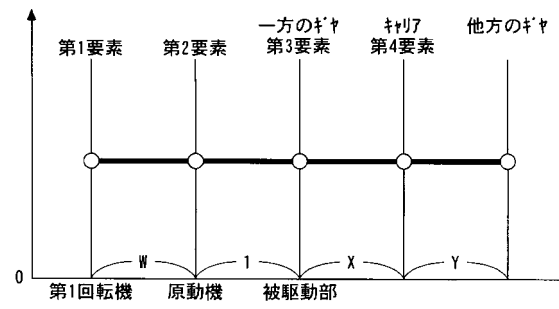
【 図 12 】



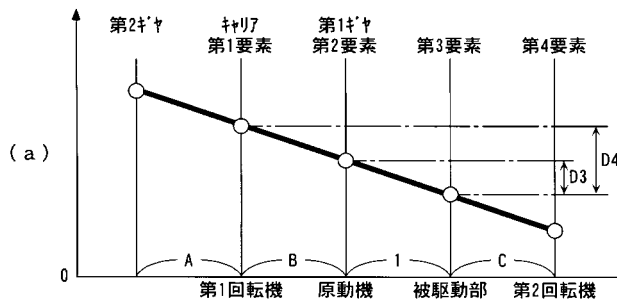
【 図 1 3 】



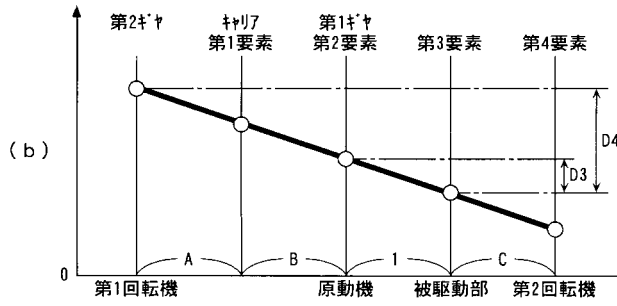
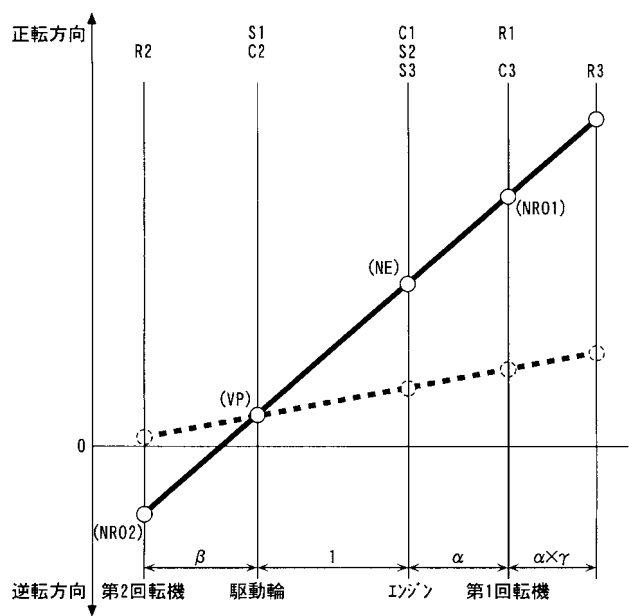
【 図 1 4 】



【 図 1 5 】



【 図 1 6 】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.	F I			テーマコード(参考)
B 6 0 K 17/04 (2006.01)	B 6 0 K	17/04	G	
F 1 6 H 3/66 (2006.01)	F 1 6 H	3/66	B	
F 1 6 H 3/72 (2006.01)	F 1 6 H	3/72	A	

Fターム(参考) 5H115 PA12 PC06 PG04 PI16 PI24 PI29 P002 P006 P017 PU11
PU24 PU28 PU29 PV09 QE02 QE03 QE12 QE17 QE18 Q104
QN03 RB08 RB21 RE02 RE13 SE08 TB01 TE02 TI02 T022
T024