

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4192855号
(P4192855)

(45) 発行日 平成20年12月10日(2008.12.10)

(24) 登録日 平成20年10月3日(2008.10.3)

(51) Int.Cl.

F 1

B60W	10/10	(2006.01)	B60K	6/20	350
B60W	20/00	(2006.01)	B60K	6/20	320
B60W	10/08	(2006.01)	B60K	6/20	400
B60K	6/445	(2007.10)	B60K	6/445	ZHV
B60K	6/547	(2007.10)	B60K	6/547	

請求項の数 6 (全 34 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2004-198352 (P2004-198352)
 (22) 出願日 平成16年7月5日(2004.7.5)
 (65) 公開番号 特開2006-17282 (P2006-17282A)
 (43) 公開日 平成18年1月19日(2006.1.19)
 審査請求日 平成19年6月22日(2007.6.22)

(73) 特許権者 000003207
 トヨタ自動車株式会社
 愛知県豊田市トヨタ町1番地
 (74) 代理人 100085361
 弁理士 池田 治幸
 (72) 発明者 田端 淳
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
 (72) 発明者 多賀 豊
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
 審査官 谿花 正由輝

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用駆動装置の制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジンの出力を第1電動機および伝達部材へ分配する差動機構と、前記伝達部材に作動的に連結された第2電動機とを有して電氣的な差動装置として機能する電氣的差動部と、前記伝達部材から駆動輪への動力伝達経路の一部を構成し自動変速機として機能する自動変速部とを備えた車両用駆動装置の制御装置であって、

前記電氣的差動部の出力部材である前記伝達部材と前記自動変速部の入力側回転部材とを係合するものであって、前記動力伝達経路を、動力伝達可能状態と動力伝達遮断状態とに選択的に切り換える係合装置と、

該係合装置による前記動力伝達可能状態への切換えを選択するための駆動ポジションと該係合装置による前記動力伝達遮断状態への切換えを選択するための非駆動ポジションとに手動操作により切り換えられるシフト操作装置と、

該シフト操作装置が前記非駆動ポジションから駆動ポジションへ切り換えられた際に、前記係合装置を係合して前記動力伝達経路を動力伝達可能状態とし、該係合装置の係合後に前記第1電動機および前記第2電動機のうちの少なくとも一方の電動機を用いて前記電氣的差動部からの出力トルクの立ち上がりを制御する出力制御手段と

を、含み、

該出力制御手段は、前記エンジンの作動時において、前記係合装置の相対回転速度を抑制するために前記第1電動機および前記第2電動機のうちの少なくとも一方の電動機を用いて前記伝達部材の回転速度を車速に対応した回転速度となるように回転速度制御するも

10

20

のであって、該回転速度制御により前記伝達部材の回転速度と前記自動変速部の入力側回転部材の回転速度とを同期すると共に、該同期後に前記係合装置を係合することを特徴とする車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 2】

前記出力制御手段は、前記係合装置の係合に際して、前記伝達部材の回転速度制御完了後に該係合装置を急速係合するように制御するものである請求項 1 の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 3】

前記出力制御手段は、前記第 1 電動機および前記第 2 電動機のうちの少なくとも一方の電動機を駆動源とする走行時においては前記伝達部材の回転速度制御を実行しないものである請求項 1 または 2 の車両用駆動装置の制御装置。

10

【請求項 4】

前記出力制御手段は、前記駆動ポジションが前進走行用の駆動ポジションであるか或いは後進走行用の駆動ポジションであるかに基づいて前記電氣的差動部からの出力トルクの立ち上げ特性を変更するものである請求項 1 乃至 3 のいずれか 1 の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 5】

前記出力制御手段は、要求出力値に基づいて前記電氣的差動部からの出力トルクの立ち上げ特性を変更するものである請求項 1 乃至 4 のいずれか 1 の車両用駆動装置の制御装置。

20

【請求項 6】

前記自動変速部は有段式自動変速機であるとともに、前記係合装置は該有段式自動変速機の変速段を成立させるために用いられる摩擦係合装置であり、

前記シフト操作装置が前記非駆動ポジションへ切り換えられている際には該係合装置により該有段式自動変速機が動力伝達遮断状態とされ、該シフト操作装置が前記駆動ポジションへ切り換えられている際には該係合装置により該有段式自動変速機が動力伝達可能状態とされるものである請求項 1 乃至 5 のいずれか 1 の車両用駆動装置の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

30

本発明は、車両用駆動装置の制御装置に係り、差動作用により変速機構として機能する差動機構と、その差動機構と駆動輪との間の動力伝達経路の一部を構成する自動変速機とを備える車両用駆動装置において、特に、その動力伝達経路が動力伝達遮断状態から動力伝達可能状態へ切り換えられる際のシフトショックを抑制する技術に関するものである。

【背景技術】

【0002】

エンジンの出力を第 1 電動機および出力軸へ分配する差動機構と、その差動機構の出力軸と駆動輪との間に設けられた第 2 電動機とを、備えた車両用駆動装置が知られている。例えば、特許文献 1 に記載されたハイブリッド車両用駆動装置がそれである。このようなハイブリッド車両用駆動装置では差動機構が例えば遊星歯車装置で構成され、その差動作用によりエンジンからの動力の主部を駆動輪へ機械的に伝達し、そのエンジンからの動力の残部を第 1 電動機から第 2 電動機への電気パスを用いて電氣的に伝達することにより電氣的に変速比が変更される変速機例えば電氣的な無段変速機として機能させられ、エンジンを最適な作動状態に維持しつつ車両を走行させるように制御装置により制御されて燃費が向上させられる。また、特許文献 1 の車両用駆動装置は、第 2 電動機の小型化等を目的として差動機構の出力軸と駆動輪との間の動力伝達経路に有段式自動変速機がさらに設けられて全体が構成されている。

40

【0003】

【特許文献 1】特開 2003-130202 号公報

【特許文献 2】特開 2003-130203 号公報

50

【特許文献3】特開2003-127681号公報

【特許文献4】特開平11-198668号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

一般的に、有段式自動変速機を備えた車両においてエンジンと駆動輪との間の動力伝達経路を動力伝達遮断状態と動力伝達可能状態とに切り換える場合は、有段式自動変速機内を動力伝達遮断状態と動力伝達可能状態とに切り換える。また、この動力伝達遮断状態と動力伝達可能状態との切換えのために、動力伝達経路を動力伝達遮断状態とする非駆動ポジションと動力伝達経路を動力伝達可能状態とする駆動ポジションとに手動操作により切り換えるためのシフト操作装置が車両に備えられている。

10

【0005】

同様に、前記特許文献1に示すような車両用駆動装置においても、シフト操作装置が非駆動ポジションと駆動ポジションとに切換え操作されると、動力伝達経路を動力伝達遮断状態と動力伝達可能状態とするために、例えば有段式自動変速機に備えられた係合装置の解放と係合により有段式自動変速機内が動力伝達遮断状態と動力伝達可能状態とに切り換えられる。そして、非駆動ポジションから駆動ポジションへのマニュアルシフトの際には、差動機構の出力トルクが有段式自動変速機の出力軸を介して駆動輪に伝達される。

【0006】

しかしながら、非駆動ポジションから駆動ポジションへのマニュアルシフトの際に係合装置の係合が急速な係合であるとシフトショックが発生する可能性があった。また、上記マニュアルシフトの際にその係合装置の係合を緩やかに行うとトルク伝達の応答遅れが大きくなってシフト応答性が低下する可能性があった。一般に、駆動の空白期間を短くするために係合装置の係合は短時間であることが望まれる一方で、係合期間を短くするように係合装置の油圧の上昇速度を設定するとシフトショックが大きくなるという相反する問題があるからである。

20

【0007】

本発明は、以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、差動作用により変速機構として機能する差動機構と、その差動機構と駆動輪との間の動力伝達経路の一部を構成する自動変速機とを備える車両用駆動装置において、その動力伝達経路が動力伝達遮断状態から動力伝達可能状態へ切り換えられる際のシフトショックを抑制する制御装置を提供することにある。

30

【課題を解決するための手段】

【0008】

すなわち、請求項1にかかる発明の要旨とするところは、エンジンの出力を第1電動機および伝達部材へ分配する差動機構と、前記伝達部材に作動的に連結された第2電動機とを有して電氣的な差動装置として機能する電氣的差動部と、前記伝達部材から駆動輪への動力伝達経路の一部を構成し自動変速機として機能する自動変速部とを備えた車両用駆動装置の制御装置であって、(a) 前記電氣的差動部の出力部材である前記伝達部材と前記自動変速部の入力側回転部材とを係合するものであって、前記動力伝達経路を、動力伝達可能状態と動力伝達遮断状態とに選択的に切り換える係合装置と、(b) その係合装置による前記動力伝達可能状態への切換えを選択するための駆動ポジションとその係合装置による前記動力伝達遮断状態への切換えを選択するための非駆動ポジションとに手動操作により切り換えられるシフト操作装置と、(c) そのシフト操作装置が前記非駆動ポジションから駆動ポジションへ切り換えられた際に、前記係合装置を係合して前記動力伝達経路を動力伝達可能状態とし、その係合装置の係合後に前記第1電動機および前記第2電動機のうちの少なくとも一方の電動機を用いて前記電氣的差動部からの出力トルクの立ち上がりを制御する出力制御手段とを、含み、(d) その出力制御手段は、前記エンジンの作動時において、前記係合装置の相対回転速度を抑制するために前記第1電動機および前記第2電動機のうちの少なくとも一方の電動機を用いて前記伝達部材の回転速度を車速に対応した回転

40

50

速度となるように回転速度制御するものであって、その回転速度制御により前記伝達部材の回転速度と前記自動変速部の入力側回転部材の回転速度とを同期すると共に、その同期後に前記係合装置を係合することにある。

【発明の効果】

【0009】

このようにすれば、電氣的な差動装置として機能する電氣的差動部を備える駆動装置において、電氣的差動部の出力部材である伝達部材と自動変速部の入力側回転部材とを係合するものであって動力伝達経路を動力伝達可能状態と動力伝達遮断状態とに選択的に切り換える係合装置による動力伝達可能状態への切換えを選択するための駆動ポジションとその係合装置による動力伝達遮断状態への切換えを選択するための非駆動ポジションとに手動操作により切り換えられるシフト操作装置が非駆動ポジションから駆動ポジションへ切り換えられるマニュアルシフトの際に、出力制御手段により前記係合装置が係合されて前記動力伝達経路が動力伝達可能状態とされ、その係合装置の係合後に第1電動機および第2電動機のうちの少なくとも一方の電動機を用いて前記電氣的差動部からの出力トルクの立ち上がりが制御されるので、その係合装置の係合時はシフトショックの抑制が可能となる。また、前記伝達部材の回転速度が車速と自動変速部の変速比とに基づいて一意的に決められるその自動変速部の入力回転速度に向かって回転速度制御されるものであって、その回転速度制御により伝達部材の回転速度と自動変速部の入力側回転部材の回転速度とが同期されると共に、その同期後に前記係合装置を係合されるので、相対回転速度が可及的に小さくされた状態で前記係合装置が係合されて、エンジンの出力トルク（以下、エンジントルクと表す）が駆動輪へ伝達される際のシフトショックが抑制される。例えば、前記係合装置が急速に係合されてもシフトショックが抑制される。

【0010】

また、請求項2にかかる発明では、前記出力制御手段は、前記係合装置の係合に際して、前記伝達部材の同期完了後にその係合装置を急速係合するように制御するものである。このようにすれば、シフト操作装置が非駆動ポジションから駆動ポジションへ切り換えられるマニュアルシフトの際の駆動輪へのトルク伝達が速やかに行われてすなわち駆動の空白期間が短くされてシフト応答性が向上する。

【0011】

また、請求項3にかかる発明では、前記出力制御手段は、前記第1電動機および前記第2電動機のうちの少なくとも一方の電動機を駆動源とする走行時においては前記伝達部材の回転速度制御を実行しないものである。

【0014】

また、請求項4にかかる発明では、前記出力制御手段は、前記駆動ポジションが前進走行用の駆動ポジションであるか或いは後進走行用の駆動ポジションであるかに基づいて前記電氣的差動部からの出力トルクの立ち上げ特性を変更するものである。このようにすれば、前進走行と後進走行とで駆動トルクの立ち上がりを変更することができる。例えば、一般に前進走行に比較して車両の発進がゆっくりとされる後進走行では、駆動トルクの立ち上がりを前進走行に比較して緩やかにすることができる。

【0015】

また、請求項5にかかる発明では、前記出力制御手段は、要求出力値に基づいて前記電氣的差動部からの出力トルクの立ち上げ特性を変更するものである。このようにすれば、要求出力値例えばアクセル開度に基づいて電氣的差動部からの出力トルクの立ち上がりを変更することができる。例えば、アクセル開度が大きい程電氣的差動部からの出力トルクの増加量が大きくされれば、ユーザはアクセル操作に見合った加速感が得られる。

【0016】

また、請求項6にかかる発明では、前記自動変速部は有段式自動変速機であるとともに、前記係合装置はその有段式自動変速機の変速段を成立させるために用いられる摩擦係合装置であり、前記シフト操作装置が前記非駆動ポジションへ切り換えられている際にはその係合装置によりその有段式自動変速機が動力伝達遮断状態とされ、そのシフト操作装置

が前記駆動ポジションへ切り換えられている際にはその係合装置によりその有段式自動変速機が動力伝達可能状態とされるものである。このようにすれば、シフト操作装置の非駆動ポジション時に動力伝達経路を簡単に動力伝達遮断状態とすることができ、シフト操作装置の駆動ポジション時に動力伝達経路を簡単に動力伝達可能状態とすることができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0017】

ここで、好適には、エンジンの出力を第1電動機および伝達部材へ分配する差動機構とその伝達部材から駆動輪への動力伝達経路に設けられた第2電動機とを有して電氣的な差動装置として機能する電氣的差動部と、前記動力伝達経路の一部を構成し自動変速機として機能する自動変速部とを備えた車両用駆動装置の制御装置であって、(a) 前記動力伝達経路を、動力伝達可能状態と動力伝達遮断状態とに選択的に切り換える係合装置と、(b) その係合装置による前記動力伝達可能状態への切換えを選択するための駆動ポジションとその係合装置による前記動力伝達遮断状態への切換えを選択するための非駆動ポジションとに手動操作により切り換えられるシフト操作装置と、(c) そのシフト操作装置が前記非駆動ポジションから駆動ポジションへ切り換えられた際に、前記係合装置を係合して前記動力伝達経路を動力伝達可能状態とし、その係合装置の係合後に前記第1電動機および／または前記第2電動機を用いて前記電氣的差動部からの出力トルクが徐々に立ち上がるように制御する出力制御手段とを、含むことにある。

10

【0018】

このようにすれば、電氣的な差動装置として機能する電氣的差動部を備える駆動装置において、動力伝達経路を動力伝達可能状態と動力伝達遮断状態とに選択的に切り換える係合装置による動力伝達可能状態への切換えを選択するための駆動ポジションとその係合装置による動力伝達遮断状態への切換えを選択するための非駆動ポジションとに手動操作により切り換えられるシフト操作装置が非駆動ポジションから駆動ポジションへ切り換えられるマニュアルシフトの際に、出力制御手段により前記係合装置が係合されて前記動力伝達経路が動力伝達可能状態とされ、その係合装置の係合後に第1電動機および／または第2電動機を用いて前記電氣的差動部からの出力トルクが徐々に立ち上がるように制御されるので、その係合装置の係合時は電氣的差動部からの出力トルクが抑制された状態とされてシフトショックが抑制される。

20

【0019】

以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。

30

【実施例1】

【0020】

図1は、本発明の一実施例である制御装置が適用されるハイブリッド車両の駆動装置の一部を構成する変速機構10を説明する骨子図である。図1において、変速機構10は車体に取り付けられる非回転部材としてのミッションケース12（以下、ケース12と表す）内において共通の軸心上に配設された入力回転部材としての入力軸14と、この入力軸14に直接に或いは図示しない脈動吸収ダンパー（振動減衰装置）を介して直接に連結された電氣的差動部11（以下、差動部11と表す）と、その差動部11と駆動輪38との間の動力伝達経路で伝達部材（伝動軸）18を介して直列に連結されている有段式自動変速機としての自動変速部20と、この自動変速部20に連結されている出力回転部材としての出力軸22とを直列に備えている。この変速機構10は、車両において縦置きされるFR（フロントエンジン・リヤドライブ）型車両に好適に用いられるものであり、入力軸14に直接に或いは図示しない脈動吸収ダンパーを介して直接的に連結された走行用の駆動力源として例えばガソリンエンジンやディーゼルエンジン等の内燃機関であるエンジン8と一对の駆動輪38との間に設けられて、図5に示すようにエンジン8からの動力を駆動装置の他の一部として動力伝達経路の一部を構成する差動歯車装置（終減速機）36および一对の車軸等を順次介して一对の駆動輪38へ伝達する。なお、変速機構10はその軸心に対して対称的に構成されているため、図1の変速機構10を表す部分においてはその下側が省略されている。以下の各実施例についても同様である。また、上述の

40

50

ように本実施例の変速機構 10 においてはエンジン 8 と差動部 11 とは直結されている。この直結にはトルクコンバータやフルードカップリング等の流体式伝動装置を介することなく連結されているということであり、上記脈動吸収ダンパーなどを介する連結は直結的に含まれる。

【0021】

差動部 11 は、第 1 電動機 M1 と、入力軸 14 に入力されたエンジン 8 の出力を機械的に分配する機械的機構であってエンジン 8 の出力を第 1 電動機 M1 および伝達部材 18 に分配する差動機構としての動力分配機構 16 と、伝達部材 18 と一体的に回転するように設けられている第 2 電動機 M2 とを備えている。なお、この第 2 電動機 M2 は伝達部材 18 から駆動輪 38 までの間の動力伝達経路を構成するいずれの部分に設けられてもよい。本実施例の第 1 電動機 M1 および第 2 電動機 M2 は発電機能をも有する所謂モータジェネレータであるが、第 1 電動機 M1 は反力を発生させるためのジェネレータ（発電）機能を少なくとも備え、第 2 電動機 M2 は駆動力を出力するためのモータ（電動機）機能を少なくとも備える。

【0022】

動力分配機構 16 は、例えば「0.418」程度の所定のギヤ比 p_1 を有するシングルピニオン型の第 1 遊星歯車装置 24 と、切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 とを主体的に備えている。この第 1 遊星歯車装置 24 は、第 1 サンギヤ S1、第 1 遊星歯車 P1、その第 1 遊星歯車 P1 を自転および公転可能に支持する第 1 キャリヤ CA1、第 1 遊星歯車 P1 を介して第 1 サンギヤ S1 と噛み合う第 1 リングギヤ R1 を回転要素（要素）として備えている。第 1 サンギヤ S1 の歯数を ZS1、第 1 リングギヤ R1 の歯数を ZR1 とすると、上記ギヤ比 p_1 は $ZS1/ZR1$ である。

【0023】

この動力分配機構 16 においては、第 1 キャリヤ CA1 は入力軸 14 すなわちエンジン 8 に連結され、第 1 サンギヤ S1 は第 1 電動機 M1 に連結され、第 1 リングギヤ R1 は伝達部材 18 に連結されている。また、切換ブレーキ B0 は第 1 サンギヤ S1 とケース 12 との間に設けられ、切換クラッチ C0 は第 1 サンギヤ S1 と第 1 キャリヤ CA1 との間に設けられている。それら切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 が解放されると、動力分配機構 16 は第 1 遊星歯車装置 24 の 3 要素である第 1 サンギヤ S1、第 1 キャリヤ CA1、第 1 リングギヤ R1 がそれぞれ相互に相対回転可能とされて差動作用が作動可能なすなわち差動動作可能な差動状態とされることから、エンジン 8 の出力が第 1 電動機 M1 と伝達部材 18 とに分配されるとともに、分配されたエンジン 8 の出力の一部で第 1 電動機 M1 から発生させられた電気エネルギーで蓄電されたり第 2 電動機 M2 が回転駆動されるので、差動部 11（動力分配機構 16）は電氣的な差動装置として機能させられて例えば差動部 11 は所謂無段変速状態（電氣的 CVT 状態）とされて、エンジン 8 の所定回転に拘わらず伝達部材 18 の回転が連続的に変化させられる。すなわち、動力分配機構 16 が差動状態とされると差動部 11 も差動状態とされ、差動部 11 はその変速比 γ_0 （入力軸 14 の回転速度／伝達部材 18 の回転速度）が最小値 γ_{0min} から最大値 γ_{0max} まで連続的に変化させられる電氣的な無段変速機として機能する無段変速状態とされる。

【0024】

この状態で、上記切換クラッチ C0 或いは切換ブレーキ B0 が係合させられると動力分配機構 16 は前記差動作用が不能なすなわち差動動作不能な非差動状態とされる。具体的には、上記切換クラッチ C0 が係合させられて第 1 サンギヤ S1 と第 1 キャリヤ CA1 とが一体的に係合させられると、動力分配機構 16 は第 1 遊星歯車装置 24 の 3 要素である第 1 サンギヤ S1、第 1 キャリヤ CA1、第 1 リングギヤ R1 が共に回転すなわち一体回転させられるロック状態とされて差動動作不能な非差動状態とされることから、差動部 11 も非差動状態とされる。また、エンジン 8 の回転と伝達部材 18 の回転速度とが一致する状態となるので、差動部 11（動力分配機構 16）は変速比 γ_0 が「1」に固定された変速機として機能する定変速状態とされる。次いで、上記切換クラッチ C0 に替えて切換ブレーキ B0 が係合させられて第 1 サンギヤ S1 がケース 12 に連結させられると、動力

分配機構 16 は第 1 サンギヤ S 1 が非回転状態とさせられるロック状態とされて差動動作不能な非差動状態とされることから、差動部 11 も非差動状態とされる。また、第 1 リングギヤ R 1 は第 1 キャリヤ C A 1 よりも増速回転されるので、動力分配機構 16 は増速機構として機能するものであり、差動部 11 (動力分配機構 16) は変速比 γ_0 が「1」より小さい値例えば 0.7 程度に固定された増速変速機として機能する定変速状態とされる。このように、本実施例では、上記切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 は、差動部 11 (動力分配機構 16) を差動状態と非差動状態とに、すなわち差動部 11 (動力分配機構 16) を電氣的な差動装置例えば変速比が連続的変化可能な無段変速機として作動する無段変速状態と、無段変速機として作動させず無段変速作動を非作動として変速比変化を一定にロックするロック状態すなわち 1 または 2 種類以上の変速比の単段または複数段の変速機として作動する定変速状態、換言すれば変速比が一定の 1 段または複数段の変速機として作動する定変速状態とに選択的に切換える差動状態切換装置として機能している。

10

【0025】

自動変速部 20 は、シングルピニオン型の第 2 遊星歯車装置 26、シングルピニオン型の第 3 遊星歯車装置 28、およびシングルピニオン型の第 4 遊星歯車装置 30 を備えている。第 2 遊星歯車装置 26 は、第 2 サンギヤ S 2、第 2 遊星歯車 P 2、その第 2 遊星歯車 P 2 を自転および公転可能に支持する第 2 キャリヤ C A 2、第 2 遊星歯車 P 2 を介して第 2 サンギヤ S 2 と噛み合う第 2 リングギヤ R 2 を備えており、例えば「0.562」程度の所定のギヤ比 p_2 を有している。第 3 遊星歯車装置 28 は、第 3 サンギヤ S 3、第 3 遊星歯車 P 3、その第 3 遊星歯車 P 3 を自転および公転可能に支持する第 3 キャリヤ C A 3、第 3 遊星歯車 P 3 を介して第 3 サンギヤ S 3 と噛み合う第 3 リングギヤ R 3 を備えており、例えば「0.425」程度の所定のギヤ比 p_3 を有している。第 4 遊星歯車装置 30 は、第 4 サンギヤ S 4、第 4 遊星歯車 P 4、その第 4 遊星歯車 P 4 を自転および公転可能に支持する第 4 キャリヤ C A 4、第 4 遊星歯車 P 4 を介して第 4 サンギヤ S 4 と噛み合う第 4 リングギヤ R 4 を備えており、例えば「0.421」程度の所定のギヤ比 p_4 を有している。第 2 サンギヤ S 2 の歯数を Z S 2、第 2 リングギヤ R 2 の歯数を Z R 2、第 3 サンギヤ S 3 の歯数を Z S 3、第 3 リングギヤ R 3 の歯数を Z R 3、第 4 サンギヤ S 4 の歯数を Z S 4、第 4 リングギヤ R 4 の歯数を Z R 4 とすると、上記ギヤ比 p_2 は $Z S 2 / Z R 2$ 、上記ギヤ比 p_3 は $Z S 3 / Z R 3$ 、上記ギヤ比 p_4 は $Z S 4 / Z R 4$ である。

20

30

【0026】

自動変速部 20 では、第 2 サンギヤ S 2 と第 3 サンギヤ S 3 とが一体的に連結されて第 2 クラッチ C 2 を介して伝達部材 18 に選択的に連結されるとともに第 1 ブレーキ B 1 を介してケース 12 に選択的に連結され、第 2 キャリヤ C A 2 は第 2 ブレーキ B 2 を介してケース 12 に選択的に連結され、第 4 リングギヤ R 4 は第 3 ブレーキ B 3 を介してケース 12 に選択的に連結され、第 2 リングギヤ R 2 と第 3 キャリヤ C A 3 と第 4 キャリヤ C A 4 とが一体的に連結されて出力軸 22 に連結され、第 3 リングギヤ R 3 と第 4 サンギヤ S 4 とが一体的に連結されて第 1 クラッチ C 1 を介して伝達部材 18 に選択的に連結されている。このように、自動変速部 20 と伝達部材 18 とは自動変速部 20 の変速段を成立させるために用いられる第 1 クラッチ C 1 または第 2 クラッチ C 2 を介して選択的に連結されている。言い換えれば、第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 は、伝達部材 18 と自動変速部 20 との間のすなわち差動部 11 (伝達部材 18) と駆動輪 38 との間の動力伝達経路を、その動力伝達経路の動力伝達を可能とする動力伝達可能状態と、その動力伝達経路の動力伝達を遮断する動力伝達遮断状態とに選択的に切り換える係合装置として機能している。つまり、第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 の少なくとも一方が係合されることで上記動力伝達経路が動力伝達可能状態とされ、或いは第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 が解放されることで上記動力伝達経路が動力伝達遮断状態とされる。

40

【0027】

前記切換クラッチ C 0、第 1 クラッチ C 1、第 2 クラッチ C 2、切換ブレーキ B 0、第 1 ブレーキ B 1、第 2 ブレーキ B 2、および第 3 ブレーキ B 3 は従来の車両用自動変速機

50

においてよく用いられている油圧式摩擦係合装置であって、互いに重ねられた複数枚の摩擦板が油圧アクチュエータにより押圧される湿式多板型や、回転するドラムの外周面に巻き付けられた1本または2本のバンドの一端が油圧アクチュエータによって引き締められるバンドブレーキなどにより構成され、それが介装されている両側の部材を選択的に連結するためのものである。

【0028】

以上のように構成された変速機構10では、例えば、図2の係合作動表に示されるように、前記切換クラッチC0、第1クラッチC1、第2クラッチC2、切換ブレーキB0、第1ブレーキB1、第2ブレーキB2、および第3ブレーキB3が選択的に係合作動させられることにより、第1速ギヤ段（第1変速段）乃至第5速ギヤ段（第5変速段）のいずれか或いは後進ギヤ段（後進変速段）或いはニュートラルが選択的に成立させられ、略等比的に変化する変速比 γ （＝入力軸回転速度 N_{IN} ／出力軸回転速度 N_{OUT} ）が各ギヤ段毎に得られるようになっている。特に、本実施例では動力分配機構16に切換クラッチC0および切換ブレーキB0が備えられており、切換クラッチC0および切換ブレーキB0の何れかが係合作動させられることによって、差動部11は前述した無段変速機として作動する無段変速状態に加え、変速比が一定の変速機として作動する定変速状態を構成することが可能とされている。したがって、変速機構10では、切換クラッチC0および切換ブレーキB0の何れかを係合作動させることで定変速状態とされた差動部11と自動変速部20とで有段変速機として作動する有段変速状態が構成され、切換クラッチC0および切換ブレーキB0の何れも係合作動させないことで無段変速状態とされた差動部11と自動変速部20とで電氣的な無段変速機として作動する無段変速状態が構成される。言い換えれば、変速機構10は、切換クラッチC0および切換ブレーキB0の何れかを係合作動させることで有段変速状態に切り換えられ、切換クラッチC0および切換ブレーキB0の何れも係合作動させないことで無段変速状態に切り換えられる。また、差動部11も有段変速状態と無段変速状態とに切り換え可能な変速機であると言える。

【0029】

例えば、変速機構10が有段変速機として機能する場合には、図2に示すように、切換クラッチC0、第1クラッチC1および第3ブレーキB3の係合により、変速比 γ_1 が最大値例えば「3. 357」程度である第1速ギヤ段が成立させられ、切換クラッチC0、第1クラッチC1および第2ブレーキB2の係合により、変速比 γ_2 が第1速ギヤ段よりも小さい値例えば「2. 180」程度である第2速ギヤ段が成立させられ、切換クラッチC0、第1クラッチC1および第1ブレーキB1の係合により、変速比 γ_3 が第2速ギヤ段よりも小さい値例えば「1. 424」程度である第3速ギヤ段が成立させられ、切換クラッチC0、第1クラッチC1および第2クラッチC2の係合により、変速比 γ_4 が第3速ギヤ段よりも小さい値例えば「1. 000」程度である第4速ギヤ段が成立させられ、第1クラッチC1、第2クラッチC2、および切換ブレーキB0の係合により、変速比 γ_5 が第4速ギヤ段よりも小さい値例えば「0. 705」程度である第5速ギヤ段が成立させられる。また、第2クラッチC2および第3ブレーキB3の係合により、変速比 γ_R が第1速ギヤ段と第2速ギヤ段との間の値例えば「3. 209」程度である後進ギヤ段が成立させられる。なお、ニュートラル「N」状態とする場合には、例えば切換クラッチC0のみが係合される。

【0030】

しかし、変速機構10が無段変速機として機能する場合には、図2に示される係合表の切換クラッチC0および切換ブレーキB0が共に解放される。これにより、差動部11が無段変速機として機能し、それに直列の自動変速部20が有段変速機として機能することにより、自動変速部20の第1速、第2速、第3速、第4速の各ギヤ段に対しその自動変速部20に入力される回転速度すなわち伝達部材18の回転速度が無段的に変化させられて各ギヤ段は無段的な変速比幅が得られる。したがって、その各ギヤ段の間が無段的に連続変化可能な変速比となって変速機構10全体としてのトータル変速比（総合変速比） γ_T が無段階に得られるようになる。

【0031】

図3は、無段変速部或いは第1変速部として機能する差動部11と有段変速部或いは第2変速部として機能する自動変速部20とから構成される変速機構10において、ギヤ段毎に連結状態が異なる各回転要素の回転速度の相対関係を直線上で表すことができる共線図を示している。この図3の共線図は、各遊星歯車装置24、26、28、30のギヤ比 ρ の関係を示す横軸と、相対的回転速度を示す縦軸とから成る二次元座標であり、3本の横線のうちの下側の横線X1が回転速度零を示し、上側の横線X2が回転速度「1.0」すなわち入力軸14に連結されたエンジン8の回転速度 N_E を示し、横線XGが伝達部材18の回転速度を示している。

【0032】

また、差動部11を構成する動力分配機構16の3つの要素に対応する3本の縦線Y1、Y2、Y3は、左側から順に第2回転要素（第2要素）RE2に対応する第1サンギヤS1、第1回転要素（第1要素）RE1に対応する第1キャリアCA1、第3回転要素（第3要素）RE3に対応する第1リングギヤR1の相対回転速度を示すものであり、それらの間隔は第1遊星歯車装置24のギヤ比 ρ_1 に応じて定められている。さらに、自動変速部20の5本の縦線Y4、Y5、Y6、Y7、Y8は、左から順に、第4回転要素（第4要素）RE4に対応し且つ相互に連結された第2サンギヤS2および第3サンギヤS3を、第5回転要素（第5要素）RE5に対応する第2キャリアCA2を、第6回転要素（第6要素）RE6に対応する第4リングギヤR4を、第7回転要素（第7要素）RE7に対応し且つ相互に連結された第2リングギヤR2、第3キャリアCA3、第4キャリアCA4を、第8回転要素（第8要素）RE8に対応し且つ相互に連結された第3リングギヤR3、第4サンギヤS4をそれぞれ表し、それらの間隔は第2、第3、第4遊星歯車装置26、28、30のギヤ比 ρ_2 、 ρ_3 、 ρ_4 に応じてそれぞれ定められている。共線図の縦軸間の関係においてサンギヤとキャリアとの間が「1」に対応する間隔とされるとキャリアとリングギヤとの間が遊星歯車装置のギヤ比 ρ に対応する間隔とされる。すなわち、差動部11では縦線Y1とY2との縦線間が「1」に対応する間隔に設定され、縦線Y2とY3との間隔はギヤ比 ρ_1 に対応する間隔に設定される。また、自動変速部20では各第2、第3、第4遊星歯車装置26、28、30毎にそのサンギヤとキャリアとの間が「1」に対応する間隔に設定され、キャリアとリングギヤとの間が ρ に対応する間隔に設定される。

【0033】

上記図3の共線図を用いて表現すれば、本実施例の変速機構10は、動力分配機構16（差動部11）において、第1遊星歯車装置24の第1回転要素RE1（第1キャリアCA1）が入力軸14すなわちエンジン8に連結されるとともに切換クラッチC0を介して第2回転要素（第1サンギヤS1）RE2と選択的に連結され、第2回転要素RE2が第1電動機M1に連結されるとともに切換ブレーキB0を介してケース12に選択的に連結され、第3回転要素（第1リングギヤR1）RE3が伝達部材18および第2電動機M2に連結されて、入力軸14の回転を伝達部材18を介して自動変速部（有段変速部）20へ伝達する（入力させる）ように構成されている。このとき、Y2とX2の交点を通る斜めの直線L0により第1サンギヤS1の回転速度と第1リングギヤR1の回転速度との関係が示される。

【0034】

例えば、上記切換クラッチC0および切換ブレーキB0の解放により無段変速状態（差動状態）に切換えられたときは、第1電動機M1の発電による反力を制御することによって直線L0と縦線Y1との交点で示される第1サンギヤS1の回転が上昇或いは下降させられると、直線L0と縦線Y3との交点で示される第1リングギヤR1の回転速度が下降或いは上昇させられる。また、切換クラッチC0の係合により第1サンギヤS1と第1キャリアCA1とが連結されると、動力分配機構16は上記3回転要素が一体回転する非差動状態とされるので、直線L0は横線X2と一致させられ、エンジン回転速度 N_E と同じ回転で伝達部材18が回転させられる。或いは、切換ブレーキB0の係合によって第1サ

10

20

30

40

50

ンギヤS1の回転が停止させられると動力分配機構16は増速機構として機能する非差動状態とされるので、直線L0は図3に示す状態となり、その直線L0と縦線Y3との交点で示される第1リングギヤR1すなわち伝達部材18の回転速度は、エンジン回転速度 N_E よりも増速された回転で自動変速部20へ入力される。

【0035】

また、自動変速部20において第4回転要素RE4は第2クラッチC2を介して伝達部材18に選択的に連結されるとともに第1ブレーキB1を介してケース12に選択的に連結され、第5回転要素RE5は第2ブレーキB2を介してケース12に選択的に連結され、第6回転要素RE6は第3ブレーキB3を介してケース12に選択的に連結され、第7回転要素RE7は出力軸22に連結され、第8回転要素RE8は第1クラッチC1を介して伝達部材18に選択的に連結されている。

10

【0036】

自動変速部20では、図3に示すように、第1クラッチC1と第3ブレーキB3とが係合させられることにより、第8回転要素RE8の回転速度を示す縦線Y8と横線X2との交点と第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6と横線X1との交点とを通る斜めの直線L1と、出力軸22と連結された第7回転要素RE7の回転速度を示す縦線Y7との交点で第1速の出力軸22の回転速度が示される。同様に、第1クラッチC1と第2ブレーキB2とが係合させられることにより決まる斜めの直線L2と出力軸22と連結された第7回転要素RE7の回転速度を示す縦線Y7との交点で第2速の出力軸22の回転速度が示され、第1クラッチC1と第1ブレーキB1とが係合させられることにより決まる斜めの直線L3と出力軸22と連結された第7回転要素RE7の回転速度を示す縦線Y7との交点で第3速の出力軸22の回転速度が示され、第1クラッチC1と第2クラッチC2とが係合させられることにより決まる水平な直線L4と出力軸22と連結された第7回転要素RE7の回転速度を示す縦線Y7との交点で第4速の出力軸22の回転速度が示される。上記第1速乃至第4速では、切換クラッチC0が係合させられている結果、エンジン回転速度 N_E と同じ回転速度で第8回転要素RE8に差動部11すなわち動力分配機構16からの動力が入力される。しかし、切換クラッチC0に替えて切換ブレーキB0が係合させられると、差動部11からの動力がエンジン回転速度 N_E よりも高い回転速度で入力されることから、第1クラッチC1、第2クラッチC2、および切換ブレーキB0が係合させられることにより決まる水平な直線L5と出力軸22と連結された第7回転要素RE7の回転速度を示す縦線Y7との交点で第5速の出力軸22の回転速度が示される。

20

30

【0037】

図4は、本実施例の変速機構10を制御するための電子制御装置40に入力される信号及びその電子制御装置40から出力される信号を例示している。この電子制御装置40は、CPU、ROM、RAM、及び入出力インターフェースなどから成る所謂マイクロコンピュータを含んで構成されており、RAMの一時記憶機能を利用しつつROMに予め記憶されたプログラムに従って信号処理を行うことによりエンジン8、第1、第2電動機M1、M2に関するハイブリッド駆動制御、自動変速部20の変速制御等の駆動制御を実行するものである。

【0038】

40

電子制御装置40には、図4に示す各センサやスイッチから、エンジン水温を示す信号、シフトポジションを表す信号 P_{SH} 、エンジン8の回転速度であるエンジン回転速度 N_E を表す信号、ギヤ比列設定値を示す信号、M（モータ走行）モードを指令する信号、エアコンの作動を示すエアコン信号、出力軸22の回転速度に対応する車速信号、自動変速部20の作動油温を示す油温信号、サイドブレーキ操作を示す信号、フットブレーキ操作を示す信号、触媒温度を示す触媒温度信号、アクセルペダル45の操作量を示すアクセル開度信号Acc、カム角信号、スノーモード設定を示すスノーモード設定信号、車両の前後加速度を示す加速度信号、オートクルーズ走行を示すオートクルーズ信号、車両の重量を示す車重信号、各駆動輪の車輪速を示す車輪速信号、変速機構10を有段変速機として機能させるために差動部11を定変速状態（非差動状態）に切り換えるための有段スイッチ

50

操作の有無を示す信号、変速機構 10 を無段変速機として機能させるために差動部 11 を無段変速状態（差動状態）に切り換えるための無段スイッチ操作の有無を示す信号、第 1 電動機 M 1 の回転速度 N_{M1} を表す信号、第 2 電動機 M 2 の回転速度 N_{M2} を表す信号などが、それぞれ供給される。

【0039】

また、上記電子制御装置 40 からは、スロットル弁の開度を操作するスロットルアクチュエータへの駆動信号、過給圧を調整するための過給圧調整信号、電動エアコンを作動させるための電動エアコン駆動信号、エンジン 8 の点火時期を指令する点火信号、電動機 M 1 および M 2 の作動を指令する指令信号、シフトインジケータを作動させるためのシフトポジション（操作位置）表示信号、ギヤ比を表示させるためのギヤ比表示信号、スノーモードであることを表示させるためのスノーモード表示信号、制動時の車輪のスリップを防止する ABS アクチュエータを作動させるための ABS 作動信号、M モードが選択されていることを表示させる M モード表示信号、差動部 11 や自動変速部 20 の油圧式摩擦係合装置の油圧アクチュエータを制御するために油圧制御回路 42 に含まれる電磁弁を作動させるバルブ指令信号、上記油圧制御回路 42 の油圧源である電動油圧ポンプを作動させるための駆動指令信号、電動ヒータを駆動するための信号、クルーズコントロール制御用コンピュータへの信号等が、それぞれ出力される。

【0040】

図 5 は、電子制御装置 40 による制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。図 5 において、有段変速制御手段 54 は、例えば変速線図記憶手段 56 に予め記憶された図 6 の実線および一点鎖線に示す変速線図（変速マップ）から車速 V および自動変速部 20 の出力トルク T_{OUT} で示される車両状態に基づいて変速機構 10 の変速を実行すべきか否かを判断してすなわち変速機構 10 の変速すべき変速段を判断して自動変速部 20 の自動変速制御を実行する。例えば、有段変速制御手段 54 は、図 2 に示す係合表に従って変速段が達成されるように切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 を除いた油圧式摩擦係合装置を係合および／または解放させる指令を油圧制御回路 42 へ出力する。

【0041】

ハイブリッド制御手段 52 は、変速機構 10 の前記無段変速状態すなわち差動部 11 の差動状態においてエンジン 8 を効率のよい作動域で作動させる一方で、エンジン 8 と第 2 電動機 M 2 との駆動力の配分や第 1 電動機 M 1 の発電による反力を最適になるように変化させて差動部 11 の電氣的な無段変速機としての変速比 γ_0 を制御する。例えば、そのときの走行車速において、アクセルペダル操作量 Acc や車速 V から運転者の要求出力を算出し、運転者の要求出力と充電要求値から必要な駆動力を算出し、エンジン回転速度 N_E とトータル出力とを算出し、そのトータル出力とエンジン回転速度 N_E とに基づいて、エンジン出力を得るようにエンジン 8 を制御するとともに第 1 電動機 M 1 の発電量を制御する。言い換えれば、ハイブリッド制御手段 52 は同じ車速および同じ自動変速部 20 のギヤ比すなわち伝達部材 18 の回転速度が同じであっても、第 1 電動機 M 1 の発電量を制御することでエンジン回転速度 N_E を制御することが可能である。

【0042】

ハイブリッド制御手段 52 は、その制御を動力性能や燃費向上などのために自動変速部 20 の変速段を考慮して実行する。このようなハイブリッド制御では、エンジン 8 を効率のよい作動域で作動させるために定まるエンジン回転速度 N_E 例えば目標エンジン回転速度 N_E^* と車速 V および自動変速部 20 の変速段で定まる伝達部材 18 の回転速度とを整合させるために、差動部 11 が電氣的な無段変速機として機能させられる。すなわち、ハイブリッド制御手段 52 は予め記憶されたエンジン回転速度 N_E とエンジントルク T_E とをパラメータとする二次元座標内において無段変速走行の時に運転性と燃費性とを両立するように予め実験的に設定されたエンジン 8 の最適曲線（マップ、関係）を記憶しており、その最適曲線に沿ってエンジン 8 が作動させられるように、例えば要求駆動力を充足するために必要なエンジン出力を発生するためのエンジントルク T_E とエンジン回転速度 N_E となるように変速機構 10 のトータル変速比 γ_T の目標値を定め、その目標値が得られ

るように差動部 11 の変速比 γ_0 を制御し、トータル変速比 γ_T をその変速可能な変化範囲内例えば 1.3 ~ 0.5 の範囲内で制御する。

【0043】

このとき、ハイブリッド制御手段 52 は、第 1 電動機 M1 により発電された電気エネルギーをインバータ 58 を通して蓄電装置 60 や第 2 電動機 M2 へ供給するので、エンジン 8 の動力の主要部は機械的に伝達部材 18 へ伝達されるが、エンジン 8 の動力の一部は第 1 電動機 M1 の発電のために消費されてそこで電気エネルギーに変換され、インバータ 58 を通して電気エネルギーが第 2 電動機 M2 へ供給され、その第 2 電動機 M2 が駆動されて第 2 電動機 M2 から伝達部材 18 へ伝達される。この電気エネルギーの発生から第 2 電動機 M2 で消費されるまでに関連する機器により、エンジン 8 の動力の一部を電気エネルギーに変換し、その電気エネルギーを機械的エネルギーに変換するまでの電気パスが構成される。

10

【0044】

また、ハイブリッド制御手段 52 は、エンジン 8 の停止又はアイドル状態に拘わらず、差動部 11 の電氣的 C V T 機能によって電動機のみ例えば第 2 電動機 M2 のみを駆動力源としてモータ発進・走行させることができる。さらに、ハイブリッド制御手段 52 は、前記モータ発進に替えてエンジン 8 を駆動力源として車両を発進させるすなわちエンジン発進させる場合には、第 1 電動機 M1 の発電による反力を制御することで動力分配機構 16 の差動作用により伝達部材 18 の回転速度を引き上げてエンジン発進を制御する。上述したように通常は前記モータ発進が優先して実行されるが、車両状態によってはこのエンジン発進制御も通常実行されるものである。

20

【0045】

また、ハイブリッド制御手段 52 は、車両の停止状態又は低車速状態に拘わらず、差動部 11 の電氣的 C V T 機能によってエンジン 8 の作動状態を維持させられる。例えば、車両停止時に蓄電装置 60 の充電状態 SOC が低下して第 1 電動機 M1 による発電が必要となった場合には、エンジン 8 の動力により第 1 電動機 M1 が発電させられてその第 1 電動機 M1 の回転速度が引き上げられ、車速 V で一意的に決められる第 2 電動機 M2 の回転速度が車両停止状態により零（略零）となっても動力分配機構 16 の差動作用によってエンジン回転速度 N_E が自律回転可能な回転速度以上に維持される。

【0046】

また、ハイブリッド制御手段 52 は、車両の停止中又は走行中に拘わらず、差動部 11 の電氣的 C V T 機能によって第 1 電動機回転速度 N_{M1} および／または第 2 電動機回転速度 N_{M2} を制御してエンジン回転速度 N_E を一定に維持させられる。言い換えれば、ハイブリッド制御手段 52 は、エンジン回転速度 N_E を一定に維持しつつ第 1 電動機回転速度 N_{M1} または第 2 電動機回転速度 N_{M2} を任意の回転速度にすることができる。例えば、図 3 の共線図からもわかるようにハイブリッド制御手段 52 は第 2 電動機回転速度 N_{M2} を引き下げる場合には、エンジン回転速度 N_E を一定に維持しつつ第 2 電動機回転速度 N_{M2} の引き下げと第 1 電動機回転速度 N_{M1} の引き上げとを実行する。

30

【0047】

また、ハイブリッド制御手段 52 は、第 1 電動機 M1 および第 2 電動機 M2 を空転させることすなわち第 1 電動機 M1 および第 2 電動機 M2 により反力を発生させないことで差動部 11 をトルクの伝達が不能な状態すなわち差動部 11 内の動力伝達経路が遮断された状態と同等の状態とすることができる。

40

【0048】

増速側ギヤ段判定手段 62 は、変速機構 10 を有段変速状態とする際に切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 のいずれを係合させるかを判定するために、例えば車両状態に基づいて変速線図記憶手段 56 に予め記憶された図 6 に示す変速線図に従って変速機構 10 の変速されるべき変速段が増速側ギヤ段例えば第 5 速ギヤ段であるか否かを判定する。

【0049】

切換制御手段 50 は、例えば変速線図記憶手段 56 に予め記憶された前記図 6 の破線および二点鎖線に示す切換線図（切換マップ、関係）から車速 V および出力トルク T_{OUT}

50

で示される車両状態に基づいて変速機構 10 の切り換えるべき変速状態を判断してすなわち変速機構 10 を無段変速状態とする無段制御領域内であるか或いは変速機構 10 を有段変速状態とする有段制御領域内であるかを判定して、変速機構 10 を前記無段変速状態と前記有段変速状態とのいずれかに選択的に切り換える。

【0050】

具体的には、切換制御手段 50 は有段変速制御領域内であると判定した場合は、ハイブリッド制御手段 52 に対してハイブリッド制御或いは無段変速制御を不許可すなわち禁止とする信号を出力するとともに、有段変速制御手段 54 に対しては、予め設定された有段変速時の変速制御を許可する。このときの有段変速制御手段 54 は、変速線図記憶手段 56 に予め記憶された例えば図 6 に示す変速線図に従って自動変速部 20 の自動変速制御を実行する。例えば変速線図記憶手段 56 に予め記憶された図 2 は、このときの変速制御において選択される油圧式摩擦係合装置すなわち C0、C1、C2、B0、B1、B2、B3 の作動の組み合わせを示している。すなわち、変速機構 10 全体すなわち差動部 11 および自動変速部 20 が所謂有段式自動変速機として機能し、図 2 に示す係合表に従って変速段が達成される。

10

【0051】

例えば、増速側ギヤ段判定手段 62 により第 5 速ギヤ段が判定される場合には、変速機構 10 全体として変速比が 1.0 より小さな増速側ギヤ段所謂オーバードライブギヤ段が得られるために切換制御手段 50 は差動部 11 が固定の変速比 γ_0 例えば変速比 γ_0 が 0.7 の副変速機として機能させられるように切換クラッチ C0 を解放させ且つ切換ブレーキ B0 を係合させる指令を油圧制御回路 42 へ出力する。また、増速側ギヤ段判定手段 62 により第 5 速ギヤ段でないと判定される場合には、変速機構 10 全体として変速比が 1.0 以上の減速側ギヤ段が得られるために切換制御手段 50 は差動部 11 が固定の変速比 γ_0 例えば変速比 γ_0 が 1 の副変速機として機能させられるように切換クラッチ C0 を係合させ且つ切換ブレーキ B0 を解放させる指令を油圧制御回路 42 へ出力する。このように、切換制御手段 50 によって変速機構 10 が有段変速状態に切り換えられるとともに、その有段変速状態における 2 種類の変速段のいずれかとなるように選択的に切り換えられて、差動部 11 が副変速機として機能させられ、それに直列の自動変速部 20 が有段変速機として機能することにより、変速機構 10 全体が所謂有段式自動変速機として機能させられる。

20

30

【0052】

しかし、切換制御手段 50 は、変速機構 10 を無段変速状態に切り換える無段変速制御領域内であると判定した場合は、変速機構 10 全体として無段変速状態が得られるために差動部 11 を無段変速状態として無段変速可能とするように切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 を解放させる指令を油圧制御回路 42 へ出力する。同時に、ハイブリッド制御手段 52 に対してハイブリッド制御を許可する信号を出力するとともに、有段変速制御手段 54 には、予め設定された無段変速時の変速段に固定する信号を出力するか、或いは変速線図記憶手段 56 に予め記憶された例えば図 6 に示す変速線図に従って自動変速部 20 を自動変速することを許可する信号を出力する。この場合、有段変速制御手段 54 により、図 2 の係合表内において切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 の係合を除いた作動により自動変速が行われる。このように、切換制御手段 50 により無段変速状態に切り換えられた差動部 11 が無段変速機として機能し、それに直列の自動変速部 20 が有段変速機として機能することにより、適切な大きさの駆動力が得られると同時に、自動変速部 20 の第 1 速、第 2 速、第 3 速、第 4 速の各ギヤ段に対しその自動変速部 20 に入力される回転速度すなわち伝達部材 18 の回転速度が無段的に変化させられて各ギヤ段は無段的な変速比幅が得られる。したがって、その各ギヤ段の間が無段的に連続変化可能な変速比となって変速機構 10 全体として無段変速状態となりトータル変速比 γ_T が無段階に得られるようになる。

40

【0053】

ここで前記図 6 について詳述すると、図 6 は自動変速部 20 の変速判断の基となる変速

50

線図記憶手段56に予め記憶された変速線図（関係）であり、車速 V と駆動力関連値である出力トルク T_{OUT} とをパラメータとする二次元座標で構成された変速線図（変速マップ）の一例である。図6の実線はアップシフト線であり一点鎖線はダウンシフト線である。また、図6の破線は切換制御手段50による有段制御領域と無段制御領域との判定のための判定車速 $V1$ および判定出力トルク $T1$ を示している。つまり、図6の破線はハイブリッド車両の高速走行を判定するための予め設定された高速走行判定値である判定車速 $V1$ の連なりである高車速判定線と、ハイブリッド車両の駆動力に関連する駆動力関連値例えば自動変速部20の出力トルク T_{OUT} が高出力となる高出力走行を判定するための予め設定された高出力走行判定値である判定出力トルク $T1$ の連なりである高出力走行判定線とを示している。さらに、図6の破線に対して二点鎖線に示すように有段制御領域と無段制御領域との判定にヒステリシスが設けられている。つまり、この図6は判定車速 $V1$ および判定出力トルク $T1$ を含む、車速 V と出力トルク T_{OUT} とをパラメータとして切換制御手段50により有段制御領域と無段制御領域とのいずれであるかを領域判定するための予め記憶された切換線図（切換マップ、関係）である。なお、この切換線図を含めて変速マップとして変速線図記憶手段56に予め記憶されてもよい。また、この切換線図は判定車速 $V1$ および判定出力トルク $T1$ の少なくとも1つを含むものであってもよいし、車速 V および出力トルク T_{OUT} の何れかをパラメータとする予め記憶された切換線であってもよい。上記変速線図や切換線図等は、マップとしてではなく実際の車速 V と判定車速 $V1$ とを比較する判定式、出力トルク T_{OUT} と判定出力トルク $T1$ とを比較する判定式等として記憶されてもよい。

【0054】

上記駆動力関連値とは、車両の駆動力に1対1に対応するパラメータであって、駆動輪38での駆動トルク或いは駆動力のみならず、例えば自動変速部20の出力トルク T_{OUT} 、エンジントルク T_E 、車両加速度や、例えばアクセル開度或いはスロットル開度（或いは吸入空気量、空燃比、燃料噴射量）とエンジン回転速度 N_E とに基づいて算出されるエンジントルク T_E などの実際値や、運転者のアクセルペダル操作量或いはスロットル開度に基づいて算出されるエンジントルク T_E や要求駆動力等の推定値であってもよい。また、上記駆動トルクは出力トルク T_{OUT} 等からデフ比、駆動輪38の半径等を考慮して算出されてもよいし、例えばトルクセンサ等によって直接検出されてもよい。上記他の各トルク等も同様である。

【0055】

また、例えば判定車速 $V1$ は、高速走行において変速機構10が無段変速状態とされるときかえって燃費が悪化するのを抑制するように、その高速走行において変速機構10が有段変速状態とされるように設定されている。また、判定トルク $T1$ は、車両の高出力走行において第1電動機 $M1$ の反力トルクをエンジンの高出力域まで対応させないで第1電動機 $M1$ を小型化するために、例えば第1電動機 $M1$ からの電気エネルギーの最大出力を小さくして配設可能とされた第1電動機 $M1$ の特性に応じて設定されることになる。

【0056】

図7は、エンジン回転速度 N_E とエンジントルク T_E とをパラメータとして切換制御手段50により有段制御領域と無段制御領域とのいずれであるかを領域判定するための境界線としてのエンジン出力線を有する例えば変速線図記憶手段56に予め記憶された切換線図（切換マップ、関係）である。切換制御手段50は、図6の切換線図に替えてこの図7の切換線図からエンジン回転速度 N_E とエンジントルク T_E とに基づいて、それらのエンジン回転速度 N_E とエンジントルク T_E とで表される車両状態が無段制御領域内であるか或いは有段制御領域内であるかを判定してもよい。また、この図7は図6の破線を作るための概念図でもある。言い換えれば、図6の破線は図7の関係図（マップ）に基づいて車速 V と出力トルク T_{OUT} とをパラメータとする二次元座標上に置き直された切換線でもある。

【0057】

図6の関係に示されるように、出力トルク T_{OUT} が予め設定された判定出力トルク T

1 以上の高トルク領域、或いは車速 V が予め設定された判定車速 V_1 以上の高車速領域が、有段制御領域として設定されているので有段変速走行がエンジン 8 の比較的高トルクとなる高駆動トルク時、或いは車速の比較的高車速時において実行され、無段変速走行がエンジン 8 の比較的低トルクとなる低駆動トルク時、或いは車速の比較的低車速時すなわちエンジン 8 の常用出力域において実行されるようになっている。同様に、図 7 の関係に示されるように、エンジントルク T_E が予め設定された所定値 T_{E1} 以上の高トルク領域、エンジン回転速度 N_E が予め設定された所定値 N_{E1} 以上の高回転領域、或いはそれらエンジントルク T_E およびエンジン回転速度 N_E から算出されるエンジン出力が所定以上の高出力領域が、有段制御領域として設定されているので、有段変速走行がエンジン 8 の比較的高トルク、比較的高回転速度、或いは比較的高出力時において実行され、無段変速走行がエンジン 8 の比較的低トルク、比較的低回転速度、或いは比較的低出力時すなわちエンジン 8 の常用出力域において実行されるようになっている。図 7 における有段制御領域と無段制御領域との間の境界線は、高車速判定値の連なりである高車速判定線および高出力走行判定値の連なりである高出力走行判定線に対応している。

【0058】

これによって、例えば、車両の低中速走行および低中出力走行では、変速機構 10 が無段変速状態とされて車両の燃費性能が確保されるが、実際の車速 V が前記判定車速 V_1 を越えるような高速走行では変速機構 10 が有段の変速機として作動する有段変速状態とされ専ら機械的な動力伝達経路でエンジン 8 の出力が駆動輪 38 へ伝達されて電氣的な無段変速機として作動させる場合に発生する動力と電気エネルギーとの間の変換損失が抑制されて燃費が向上させられる。また、出力トルク T_{OUT} などの前記駆動力関連値が判定トルク T_1 を越えるような高出力走行では変速機構 10 が有段の変速機として作動する有段変速状態とされ専ら機械的な動力伝達経路でエンジン 8 の出力が駆動輪 38 へ伝達されて電氣的な無段変速機として作動させる領域が車両の低中速走行および低中出力走行となって、第 1 電動機 M_1 が発生すべき電氣的エネルギー換言すれば第 1 電動機 M_1 が伝える電氣的エネルギーの最大値を小さくできて第 1 電動機 M_1 或いはそれを含む車両の駆動装置が一層小型化される。また、他の考え方として、この高出力走行においては燃費に対する要求より運転者の駆動力に対する要求が重視されるので、無段変速状態より有段変速状態（定変速状態）に切り換えられるのである。これによって、ユーザは、例えば図 8 に示すような有段自動変速走行におけるアップシフトに伴うエンジン回転速度 N_E の変化すなわち変速に伴うリズムカルなエンジン回転速度 N_E の変化が楽しめる。

【0059】

図 9 は図 5 に示した複数種類のシフトポジションを手動操作により切り換えるシフト操作装置 46 の一例を示す図である。シフト操作装置 46 は、例えば運転席の横に配設され、複数種類のシフトポジションを選択するために操作されるシフトレバー 48 を備えている。そのシフトレバー 48 は、例えば図 2 の係合作動表に示されるようにクラッチ C_1 およびクラッチ C_2 のいずれの係合装置も係合されないような変速機構 10 内つまり自動変速部 20 内の動力伝達経路が遮断されたニュートラル状態すなわち中立状態とし且つ自動変速部 20 の出力軸 22 をロックするための駐車ポジション「P（パーキング）」、後進走行のための後進走行ポジション「R（リバース）」、変速機構 10 内の動力伝達経路が遮断された中立状態とする中立ポジション「N（ニュートラル）」、前進自動変速走行ポジション「D（ドライブ）」、または前進手動変速走行ポジション「M（マニュアル）」へ手動操作されるように設けられている。

【0060】

上記「P」乃至「M」ポジションに示す各シフトポジションにおいて、「P」ポジションおよび「N」ポジションの各非走行ポジションは例えば図 2 の係合作動表に示されるようにクラッチ C_1 およびクラッチ C_2 のいずれもが解放されるような自動変速部 20 内の動力伝達経路が遮断された車両を駆動不能とする動力伝達経路の動力伝達遮断状態へ切換えを選択するための非駆動ポジションである。また、「R」ポジション、「D」ポジションおよび「M」ポジションの各走行ポジションは、例えば図 2 の係合作動表に示されるよ

うにクラッチ C 1 およびクラッチ C 2 の少なくとも一方が係合されるような自動変速部 20 内の動力伝達経路が連結された車両を駆動可能とする動力伝達経路の動力伝達可能状態へ切換えを選択するための後進走行用（「R」ポジション）の或いは前進走行用（「D」、「M」ポジション）の駆動ポジションでもある。また、「D」ポジションは最高速走行ポジションでもあり、「M」ポジションにおける例えば「4」レンジ乃至「L」レンジはエンジンプレーキ効果が得られるエンジンプレーキレンジでもある。

【0061】

上記「M」ポジションは、例えば車両の前後方向において上記「D」ポジションと同じ位置において車両の幅方向に隣接して設けられており、シフトレバー 48 が「M」ポジションへ操作されることにより、「D」レンジ乃至「L」レンジの何れかがシフトレバー 48 の操作に応じて選択される。具体的には、この「M」ポジションには、車両の前後方向にアップシフト位置「+」、およびダウンシフト位置「-」が設けられており、シフトレバー 48 がそれ等のアップシフト位置「+」またはダウンシフト位置「-」へ操作されると、「D」レンジ乃至「L」レンジの何れかが選択される。例えば、「M」ポジションにおいて選択される「D」レンジ乃至「L」レンジの 5 つの変速レンジは、変速機構 10 の自動変速制御が可能なトータル変速比 γ_T の変化範囲における高速側（変速比が最小側）のトータル変速比 γ_T が異なる複数種類の変速レンジであり、また自動変速部 20 の変速が可能な最高速側変速段が異なるように変速段（ギヤ段）の変速範囲を制限するものである。また、シフトレバー 48 はスプリング等の付勢手段により上記アップシフト位置「+」およびダウンシフト位置「-」から、「M」ポジションへ自動的に戻されるようになっている。また、シフト操作装置 46 にはシフトレバー 48 の各シフトポジションを検出するためのシフトポジションセンサ 49 が備えられており、そのシフトレバー 48 のシフトポジションを表す信号 P_{SH} や「M」ポジションにおける操作回数等を電子制御装置 40 へ出力する。

【0062】

例えば、「D」ポジションがシフトレバー 48 の操作により選択された場合には、図 6 に示す予め記憶された変速マップや切換マップに基づいて切換制御手段 50 により変速機構 10 の変速状態の自動切換制御が実行され、ハイブリッド制御手段 52 により差動部 11 の無段変速制御が実行され、有段変速制御手段 54 により自動変速部 20 の自動変速制御が実行される。例えば、変速機構 10 が有段変速状態に切り換えられる有段変速走行時には変速機構 10 が例えば図 2 に示すような第 1 速ギヤ段乃至第 5 速ギヤ段の範囲で自動変速制御され、或いは変速機構 10 が無段変速状態に切り換えられる無段変速走行時には変速機構 10 が差動部 11 の無段的な変速比幅と自動変速部 20 の第 1 速ギヤ段乃至第 4 速ギヤ段の範囲で自動変速制御される各ギヤ段とで得られる変速機構 10 の変速可能なトータル変速比 γ_T の変化範囲内で自動変速制御される。この「D」ポジションは変速機構 10 の自動変速制御が実行される制御様式である自動変速走行モード（自動モード）を選択するシフトポジションでもある。

【0063】

或いは、「M」ポジションがシフトレバー 48 の操作により選択された場合には、変速レンジの最高速側変速段或いは変速比を越えないように、切換制御手段 50、ハイブリッド制御手段 52、および有段変速制御手段 54 により変速機構 10 の各変速レンジで変速可能なトータル変速比 γ_T の範囲で自動変速制御される。例えば、変速機構 10 が有段変速状態に切り換えられる有段変速走行時には変速機構 10 が各変速レンジで変速機構 10 が変速可能なトータル変速比 γ_T の範囲で自動変速制御され、或いは変速機構 10 が無段変速状態に切り換えられる無段変速走行時には変速機構 10 が差動部 11 の無段的な変速比幅と各変速レンジに応じた自動変速部 20 の変速可能な変速段の範囲で自動変速制御される各ギヤ段とで得られる変速機構 10 の各変速レンジで変速可能なトータル変速比 γ_T の範囲で自動変速制御される。この「M」ポジションは変速機構 10 の手動変速制御が実行される制御様式である手動変速走行モード（手動モード）を選択するシフトポジションでもある。

【0064】

図5に戻り、シフトポジション判定手段80は、シフトポジションセンサ49からのシフトレバー48のシフトポジションを表す信号 P_{SH} に基づいて現在シフトレバー48が
いづれのポジションとなっているか、或いはシフトレバー48がいづれのポジションへ操
作されたかを判定する。例えば、シフトポジション判定手段80は、上記シフトポジ
ションを表す信号 P_{SH} に基づいてシフトレバー48のシフトポジションが「N」ポジ
ション或いは「P」ポジションであるか否かを判定する。また、シフトポジション判定手段80
は、シフトレバー48が非駆動ポジションから駆動ポジションへ切り換えられたか否かを
、例えば上記シフトポジションを表す信号 P_{SH} に基づいてシフトレバー48のシフトポ
ジションが「N」ポジション或いは「P」ポジションから「R」ポジション或いは「D」
ポジションへ操作されたか否かで判定する。

10

【0065】

車両状態読込手段82は、車両に備えられた各センサから電子制御装置40へ入力され
る信号に基づいて実際の車速 V 、エンジン回転速度 N_E 、自動変速部20の各変速段に対
応するギヤ比 γ 、およびアクセル操作量 Acc に代表される要求出力値等を読み込む。

【0066】

本実施例のシフト操作装置46においては、図9から明らかなようにシフトレバー48
が「P」ポジションである場合には「R」ポジションへ操作されることで、またシフトレ
バー48が「N」ポジションである場合には「R」ポジション或いは「D」ポジションへ
操作されることで動力伝達経路が動力伝達遮断状態から動力伝達可能状態へ切り換えられ
る。

20

【0067】

従って、車両状態読込手段82は、シフトポジション判定手段80によりシフトレバー
48が「P」ポジションであると判定された場合には、シフトレバー48が「R」ポジ
ションへ操作されることに備えて後進ギヤ比例例えば図2の係合作動表に示すように後進ギヤ
比「3.209」を読み込む。また、車両状態読込手段82は、シフトポジション判定手
段80によりシフトレバー48が「N」ポジションであると判定された場合には、シフト
レバー48が「R」ポジション或いは「D」ポジションへ操作されることに備えて後進ギ
ヤ比および第1速ギヤ比例例えば図2の係合作動表に示すように後進ギヤ比「3.209」
および第1速ギヤ比「3.357」を読み込む。

30

【0068】

また、車両走行中にシフトレバー48が「N」ポジションに操作される場合も想定され
る。この場合には、車両状態読込手段82は、例えば「N」ポジションから「D」ポジ
ションへ操作されることに備えて有段変速制御手段54により例えば変速線図記憶手段56
に予め記憶された図6変速線図から車両状態に基づいて判断された自動変速部20の変速
段に対応する実際のギヤ比 γ を読み込む。

【0069】

エンジン作動判定手段84は、エンジン8が作動中でエンジン8が車両走行のための駆
動力源となり得る状態か否かを、例えば前記ハイブリッド制御手段52によりエンジン8
が作動させられているか或いは始動させられるか否かに基づいて判定する。シフトレバー
48が非駆動ポジションから駆動ポジションへ切り換えられた際には、モータ発進のため
に通常はエンジン8は停止されているが、エンジン8が作動させられている場合もある。
そのエンジン作動としては、シフトレバー48が非駆動ポジションへ切り換えられている
状態のときに、エンジン水温が定常走行時に比較して低いためにエンジンを作動させて暖
気する必要がある場合、蓄電装置60の充電状態SOCが低下して第1電動機M1による
発電が必要となった場合、エアコン等の補機のための駆動電流の不足やそれら補機をエン
ジン8により駆動する必要があるが生じた場合、或いは車両がエンジンを駆動力源として走行す
るエンジン走行中であった場合等により既にエンジン8が作動させられている場合等があ
る。

40

【0070】

50

出力制御手段 86 は、シフトレバー 48 が非駆動ポジションから駆動ポジションへ切り換えられた際に、有段変速制御手段 54 に第 1 クラッチ C1 および／または第 2 クラッチ C2 を係合させて動力伝達経路を動力伝達可能状態とする。そして、出力制御手段 86 は、第 1 クラッチ C1 および／または第 2 クラッチ C2 の係合後に、差動部 11 の電氣的な無段変速により第 1 電動機 M1 および／または第 2 電動機 M2 を用いて差動部 11 からの出力トルクの立ち上がりを制御する。例えば、出力制御手段 86 は、その差動部 11 からの出力トルクの立ち上がりを、差動部 11 からの出力トルクが連続的に徐々に立ち上がるように或いは段階的に立ち上がるように制御する。

【0071】

例えば、出力制御手段 86 は、トルクコンバータ等の流体伝動装置を入力側に有する自動変速機を備えた車両においてアクセルオフでも車両がゆっくりと動く特有の現象である所謂クリープ現象と同様の現象を生じさせるためのトルクを差動部 11 から出力するように、アクセルオフの場合においてハイブリッド制御手段 52 に指令を出力する。上記クリープ現象を生じさせるためのトルクは、一般的にトルクコンバータが備えられている車両におけるクリープ現象を生じさせるためのトルクと同様に、平坦路における走行抵抗を少し上回るように設定されている。

【0072】

また、出力制御手段 86 は、シフトレバー 48 が非駆動ポジションから駆動ポジションへ切り換えられた際には、動力分配機構 16 を差動状態に維持するか或いは差動状態へ切り換えて差動部 11 を電氣的な無段変速機として機能させるために切換制御手段 50 に切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 のいずれも係合させない。

【0073】

また、出力制御手段 86 は、シフト操作装置 48 が非駆動ポジションから駆動ポジションへ切り換えられるマニュアルシフトの際の駆動輪 38 へのトルク伝達が速やかに行われてすなわち駆動の空白期間が短くされるように、第 1 クラッチ C1 および／または第 2 クラッチ C2 の係合に際して有段変速制御手段 54 に第 1 クラッチ C1 および／または第 2 クラッチ C2 の油圧を漸増させるのではなく急速に上昇させる所謂ファーストアプライさせる。

【0074】

ここで、エンジン 8 が作動しているか停止しているかの違い、或いは車両が走行中か停止中かの違いによって、シフト操作装置 48 が非駆動ポジションから駆動ポジションへ切り換えられるマニュアルシフトの際の第 1 クラッチ C1 および／または第 2 クラッチ C2 の係合時に生じる係合ショック（シフトショック）の大きさが異なる。そこで、以下に、エンジン作動判定手段 84 による判定結果および車両状態読込手段 82 により読み込まれた車速 V に基づいて実行される出力制御手段 86 による差動部 11 からの出力トルクの立ち上がりの制御を具体的に述べる。

【0075】

シフトレバー 48 を操作したときに、エンジン停止中且つ車両停止中であるときは、出力制御手段 86 は、車速 V が略零すなわち零或いは零と判定される値の場合に略零となる自動変速部 20 の入力回転速度に対応するためにハイブリッド制御手段 52 に第 1 電動機回転速度 N_{M1} および第 2 電動機回転速度 N_{M2} を略零に維持させた状態で、有段変速制御手段 54 に第 1 クラッチ C1 または第 2 クラッチ C2 の油圧をファーストアプライさせる。そして、第 1 クラッチ C1 または第 2 クラッチ C2 の係合後に出力制御手段 86 は、第 1 電動機 M1 を空転させてエンジン回転速度 N_E を略零に維持しつつ、第 2 電動機 M2 を駆動して差動部 11 からの出力トルクが連続的に徐々に立ち上がるように或いは段階的に立ち上がるようにハイブリッド制御手段 52 に指令を出力する。

【0076】

このように、エンジン停止中且つ車両停止中においてシフトレバー 48 が非駆動ポジションから駆動ポジションへ操作された際の第 1 クラッチ C1 または第 2 クラッチ C2 の係合作動期間では、第 2 電動機回転速度 N_{M2} が略零の状態に維持されて第 1 クラッチ C1

および第2クラッチC2の相対回転速度は略零の状態であるので、第1クラッチC1または第2クラッチC2の係合に際して出力制御手段86は有段変速制御手段54に第1クラッチC1または第2クラッチC2の油圧をファーストアプライさせても、係合ショックは生じないか或いは小さくされる。

【0077】

また、出力制御手段86は、シフトレバー48を操作したときに、エンジン作動中やエンジン停止中に拘わらず車両走行中であるとき或いは車両停止中であってもエンジン作動中であるときは、伝達部材18の回転速度を車速Vおよびそのときの自動変速部20のギヤ段 γ に対応した自動変速部20の入力回転速度に向かって回転速度制御する伝達部材回転速度制御手段88を備えている。

10

【0078】

上記伝達部材回転速度制御手段88は、差動部11の出力部材すなわち伝達部材18の目標回転速度である同期回転速度を算出し、第1電動機M1および／または第2電動機M2を用いて伝達部材18の回転速度をその算出した伝達部材18の同期回転速度となるように回転速度制御する。

【0079】

具体的には、係合に際して、相対回転速度が可及的に小さくされた状態で第1クラッチC1および／または第2クラッチC2が係合されるように、前記伝達部材回転速度制御手段88は、第1クラッチC1および／または第2クラッチC2の係合開始前に、先ず、前記車両状態読込手段82により読み込まれた車速Vと自動変速部20のギヤ比 γ とから一意的に決められる第1クラッチC1および／または第2クラッチC2の係合後の自動変速部20の入力回転速度 N_{IN} （＝出力軸回転速度 N_{OUT} ×ギヤ比 γ ）すなわち伝達部材18の回転速度を算出してそれを同期回転速度とする。例えば、車速Vが零の場合には伝達部材18の同期回転速度は零とされ、車両の前進走行中にシフトレバー48が「N」ポジションへ操作された場合には伝達部材18の同期回転速度はそのときの車速Vと自動変速部20の前進走行用変速段のギヤ比例えば第1速ギヤ比 γ_1 とから算出される。

20

【0080】

次いで、伝達部材回転速度制御手段88は、シフトレバー48を操作したときに、エンジン8の作動中であるときは、差動部11の電氣的な無段変速により第1電動機M1および／または第2電動機M2を用いて第2電動機回転速度 N_{M2} を上記伝達部材18の同期回転速度に向かって回転速度制御するように、ハイブリッド制御手段52に指令を出力する。このとき、伝達部材回転速度制御手段88は、第1電動機M1および／または第2電動機M2を用いてエンジン回転速度 N_E を略一定に維持するようにしてもよい。また、伝達部材回転速度制御手段88は、シフトレバー48を操作したときに、エンジン8の停止中且つ車両走行中であるときは、差動部11の電氣的な無段変速により第1電動機M1を空転させてエンジン回転速度 N_E を略零に維持しつつ第2電動機回転速度 N_{M2} を上記伝達部材18の同期回転速度に向かって回転速度制御するようにハイブリッド制御手段52に指令を出力する。

30

【0081】

出力制御手段86は、上記伝達部材回転速度制御手段88による伝達部材18の回転速度の回転速度制御完了後に、有段変速制御手段54に第1クラッチC1および／または第2クラッチC2の油圧をファーストアプライさせる。そして、第1クラッチC1および／または第2クラッチC2の係合後に出力制御手段86は、第1電動機M1および／または第2電動機M2を用いて差動部11からの出力トルクが連続的に徐々に立ち上がるように或いは段階的に立ち上がるようにハイブリッド制御手段52に指令を出力する。

40

【0082】

このように、車両走行中、或いは車両停止中であってもエンジン作動中におけるシフトレバー48が非駆動ポジションから駆動ポジションへ操作された際の第1クラッチC1および／または第2クラッチC2の係合作動期間では、第1クラッチC1および第2クラッチC2の相対回転速度は可及的に小さくされた状態であるので、第1クラッチC1および

50

／または第2クラッチC2の係合に際して伝達部材回転速度制御手段88は有段変速制御手段54に第1クラッチC1および／または第2クラッチC2の油圧を漸増させるのではなくファーストアプライさせても、係合ショックは生じないか或いは小さくされる。

【0083】

また、前記出力制御手段86は、シフトレバー48が非駆動ポジションから駆動ポジションへ操作された際のその駆動ポジションが、シフトポジション判定手段80により前進走行用の駆動ポジションすなわち「D」ポジションであるか或いは後進走行用の駆動ポジションすなわち「R」ポジションであるかの判定結果に基づいて、第1クラッチC1および／または第2クラッチC2の係合後の差動部11からの出力トルクの立ち上げ特性すなわち第1電動機M1および第2電動機M2を用いた差動部11からの出力トルクの増加量を変更する。一般的に、後進走行では前進走行に比較して車両の発進がゆっくりとされる。そこで、出力制御手段86は、例えば駆動ポジションが「R」ポジションである場合には「D」ポジションである場合に比較して駆動トルクの立ち上がりを緩やかにするために、差動部11からの出力トルクの増加量を少なくさせるようにハイブリッド制御手段52に指令を出力する。

10

【0084】

また、前記出力制御手段86は、要求出力値に基づいて第1クラッチC1および／または第2クラッチC2の係合後の差動部11からの出力トルクの立ち上げ特性を変更する。一般的に、要求出力値が大きい程より大きな駆動トルクすなわちより大きな車両加速が望まれる。そこで、出力制御手段86は、要求出力値が大きくなる程差動部11からの出力トルクの立ち上がりを急にするために、差動部11からの出力トルクの増加量を多くさせるようにハイブリッド制御手段52に指令を出力する。例えば、出力制御手段86は、アクセルオフの場合には差動部11の電氣的な無段変速により第1電動機M1および／または第2電動機M2を用いて前記クリープ現象を生じさせるためのトルクを差動部11から出力させるようにハイブリッド制御手段52に指令を出力する。また、出力制御手段86は、アクセル操作量が大きくなる程そのクリープ現象を生じさせるためのトルクに比較して差動部11からの出力トルクの増加量を多くさせるようにハイブリッド制御手段52に指令を出力する。

20

【0085】

上記要求出力値はエンジン8に対する運転者の加速要求量を表すパラメータであり、アクセル操作量（アクセル開度）、スロットル開度、吸入空気量、燃料噴射量、スロットル開度およびエンジン回転速度 N_E から算出される推定エンジントルク T_E などが用いられる。

30

【0086】

なお、車両停止中においてシフトレバー48が非駆動ポジションから駆動ポジションへ操作された際はエンジン停止中或いはエンジン作動中に拘わらず、そのシフトレバー48の操作に連動して第1クラッチC1或いは第2クラッチC2が係合されるように、例えば図2の係合作動表によれば、出力制御手段86はその駆動ポジションが「D」ポジションへの操作の場合には有段変速制御手段54に第1クラッチC1を係合させ、その駆動ポジションが「R」ポジションへの操作の場合には第2クラッチC2を係合させる。

40

【0087】

また、車両走行中にシフトレバー48が非駆動ポジションから駆動ポジションへ操作された際はエンジン停止中或いはエンジン作動中に拘わらず、そのシフトレバー48の操作に連動して第1クラッチC1および／または第2クラッチC2が係合されるように、例えば図2の係合作動表によれば、出力制御手段86はその駆動ポジションが「D」ポジションへの操作の場合には車両状態に基づいて判断された自動変速部20の変速段を成立させるように第1速ギヤ段乃至第3速ギヤ段では有段変速制御手段54に第1クラッチC1を係合させ、第4速ギヤ段乃至第5速ギヤ段では第1クラッチC1および第2クラッチC2を係合させ、その駆動ポジションが「R」ポジションへの操作の場合には第2クラッチC2を係合させる。

50

【0088】

図10は、電子制御装置40の制御作動の要部すなわちシフトレバー48が非駆動ポジションから駆動ポジションへ切り換えられた際のシフトショックを抑制するための制御作動を説明するフローチャートであり、例えば数msec乃至数十msec程度の極めて短いサイクルタイムで繰り返し実行されるものである。

【0089】

まず、シフトポジション判定手段80に対応するステップ（以下、ステップを省略する）S1において、シフトポジションセンサ49からのシフトレバー48のシフトポジションを表す信号 P_{SH} に基づいてシフトレバー48のシフトポジションが動力伝達経路を動力伝達遮断状態とする非駆動ポジションである「N」ポジション或いは「P」ポジションから動力伝達経路を動力伝達可能状態とする駆動ポジションである「R」ポジション或いは「D」ポジションへシフト操作されたか否かが判定される。このS1の判断が否定される場合はS7において、現在実行されている制御装置40の各種制御手段による制御作動が実行されるか或いはそのまま本ルーチンが終了させられる。

【0090】

上記S1の判断が肯定される場合はエンジン作動判定手段84に対応するS2において、エンジン8が作動中でエンジン8が車両走行のための駆動力源となり得る状態か否かが、例えばハイブリッド制御手段52によりエンジン8が作動させられているか或いは始動させられるか否かで判定される。

【0091】

上記S2の判断が肯定される場合は出力制御手段86（伝達部材回転速度制御手段88）および前記車両状態読込手段82に対応するS3において、まず、車両に備えられた各センサから電子制御装置40へ入力される信号に基づいて実際の車速V、エンジン回転速度 N_E 、および自動変速部20の各変速段に対応するギヤ比が読み込まれる。続いて、車速Vと自動変速部20のギヤ比とから一意的に決められる自動変速部20の入力回転速度 N_{IN} すなわち伝達部材18の目標回転速度である同期回転速度が算出される。そして、切換制御手段50に動力分配機構16を差動状態に維持させるか或いは差動状態へ切り換えさせて、差動部11の電氣的な無段変速により第1電動機M1および／または第2電動機M2を用いて第2電動機回転速度 N_{M2} を上記伝達部材18の同期回転速度に向かって回転速度制御するようにハイブリッド制御手段52に指令が出力される。

【0092】

続く、出力制御手段86に対応するS4において、有段変速制御手段54に第1クラッチC1および／または第2クラッチC2の油圧をファーストアプライさせる。

【0093】

前記S2の判断が否定される場合には出力制御手段86に対応するS6において、車速Vが略零の場合には略零となる自動変速部20の入力回転速度に対応するためにハイブリッド制御手段52に第1電動機回転速度 N_{M1} および第2電動機回転速度 N_{M2} を略零に維持させた状態で、有段変速制御手段54に第1クラッチC1または第2クラッチC2の油圧をファーストアプライさせる。或いは、車両走行中（モータ走行中）である場合には第1クラッチC1または第2クラッチC2の係合前に上記S3と同様に伝達部材18の回転速度の回転速度制御が実行される。また、このS6において、次のS5の制御に備えて予め切換制御手段50に動力分配機構16を差動状態に維持させるか或いは差動状態へ切り換えさせる。

【0094】

そして、S4またはS6に続いて出力制御手段86に対応するS5において、差動部11の電氣的な無段変速により第1電動機M1および／または第2電動機M2を用いて差動部11からの出力トルクが略零の状態から徐々に立ち上がるように例えばアクセルオフの場合にはクリープ現象を生じさせるためのトルクを出力するようにハイブリッド制御手段52に指令が出力される。

【0095】

図 1 1 および図 1 2 は、図 1 0 のフローチャートに示す制御作動を説明するタイムチャートであり、シフトレバー 4 8 が「N」ポジションから「D」ポジションへ操作される際すなわち N→D シフトの際の制御作動を示している。図 1 1 はエンジン作動中且つ車両停止中であって、第 1 電動機 M 1 および第 2 電動機 M 2 を用いた伝達部材 1 8 の前記回転速度制御が実施された場合の制御作動を示している。また、図 1 2 はエンジン停止中且つ車両停止中であって、その回転速度制御が実施されない場合の制御作動を示している。

【0096】

図 1 1 において、エンジン 8 が例えばアイドル回転速度で作動中に t_1 時点にて N→D シフトが実行されると、 t_1 時点乃至 t_2 時点にてエンジン回転速度 N_E をアイドル回転速度で略一定に維持すると共に、伝達部材 1 8 の回転速度を車速 V が零の場合の同期回転速度すなわち零となるように第 2 電動機回転速度 N_{M2} が零に向かって引き下げられる（図 1 0 のフローチャートの S 3）。そして伝達部材 1 8 の回転速度制御終了後の t_2 時点乃至 t_3 時点にて第 1 クラッチ C 1 の油圧がファーストアプライされる（図 1 0 のフローチャートの S 4）。この第 1 クラッチ C 1 の係合完了後の t_3 時点以降にてエンジン回転速度 N_E をアイドル回転速度で略一定に維持すると共に差動部 1 1 からの出力トルクが略零の状態から徐々に立ち上がるように、第 2 電動機 M 2 が駆動される（図 1 0 のフローチャートの S 5）。第 2 電動機回転速度 N_{M2} の t_3 時点以降の実線は例えばアクセルオフの場合の、また破線はアクセル 4 6 がある程度踏み込まれた場合のそれぞれの第 2 電動機回転速度 N_{M2} の立ち上がりを例示するものである。図からも明らかなようにアクセル 4 6 がある程度踏み込まれた場合は、アクセルオフの場合に比較して第 2 電動機回転速度 N_{M2} の立ち上がりが早い。このことは、アクセル 4 6 がより大きく踏み込まれた場合やより早く踏み込まれた場合には差動部 1 1 からの出力トルクの立ち上がりがより早いすなわち発進加速がより大きいことを示している。

【0097】

図 1 2 において、 t_1 時点にて N→D シフトが実行されると、 t_1 時点乃至 t_2 時点にて第 1 クラッチ C 1 の係合制御が開始されるまで第 1 電動機回転速度 N_{M1} および第 2 電動機回転速度 N_{M2} が零に維持される。そして t_2 時点乃至 t_3 時点にて第 1 クラッチ C 1 の油圧がファーストアプライされる（図 1 0 のフローチャートの S 6）。この第 1 クラッチ C 1 の係合完了後の t_3 時点以降にて第 1 電動機 M 1 が空転させられてエンジン回転速度 N_E が略零に維持されつつ差動部 1 1 からの出力トルクが略零の状態から徐々に立ち上がるように第 2 電動機 M 2 が駆動される（図 1 0 のフローチャートの S 5）。図 1 1 と同様に、第 2 電動機回転速度 N_{M2} の t_3 時点以降の実線は例えばアクセルオフの場合の、また破線はアクセル 4 6 がある程度踏み込まれた場合のそれぞれの第 2 電動機回転速度 N_{M2} の立ち上がりを例示するものである。

【0098】

図 1 3 は、図 1 0 のフローチャートに示す制御作動を説明するタイムチャートであり、車両停止中においてシフトレバー 4 8 が「N」ポジションから「D」ポジション或いは「R」ポジションへ操作される際すなわち N→D（R）シフトの際の制御作動を示している。また、この図 1 3 は上記図 1 1 または図 1 2 に示した制御作動に「R」ポジションへ操作される場合の例を加えて、第 2 電動機回転速度 N_{M2} に替えて自動変速部 2 0 の出力トルク（アウトプットトルク） T_{OUT} および車速 V で表したものである。

【0099】

図 1 3 において、N→D シフトの際には t_2 時点乃至 t_3 時点にて第 1 クラッチ C 1 の油圧がファーストアプライされ、N→R シフトの際には t_2 時点乃至 t_3 時点にて第 2 クラッチ C 2 の油圧がファーストアプライされる。図 1 1 または図 1 2 と同様に、出力トルク T_{OUT} の t_3 時点以降の実線は例えばアクセルオフの場合の、また破線はアクセル 4 6 がある程度踏み込まれた場合のそれぞれのトルクの立ち上がりを例示するものである。また、車速 V は第 2 電動機回転速度 N_{M2} に一意的に対応するものであり例えば N→D シフトの際の例である。車速 V の t_3 時点以降の実線は例えばアクセルオフの場合の、また破線はアクセル 4 6 がある程度踏み込まれた場合のそれぞれの車速 V の立ち上がりを例示

するものである。また、図からも明らかなように $N \rightarrow R$ シフトの場合は、 $N \rightarrow D$ シフトの場合に比較して出力トルク T_{OUT} の立ち上がりが遅い。すなわち $N \rightarrow R$ シフトの場合は、 $N \rightarrow D$ シフトの場合に比較して差動部11からの出力トルクの増加量が小さくなるように変更されている。

【0100】

上述のように、本実施例によれば、差動部11を電氣的な無段変速作動可能とする動力分配機構16を備える変速機構10において、動力伝達経路を動力伝達可能状態と動力伝達遮断状態とに選択的に切り換える第1クラッチC1および第2クラッチC2の少なくとも一方の係合装置による動力伝達可能状態への切換えを選択するための駆動ポジション（「D」、「R」ポジション）とその係合装置による動力伝達遮断状態への切換えを選択するための非駆動ポジション（「P」、「N」ポジション）とに手動操作により切り換えられるシフト操作装置46が非駆動ポジションから駆動ポジションへ切り換えられるマニュアルシフトの際に、出力制御手段86によりその係合装置が係合されて動力伝達経路が動力伝達可能状態とされ、その係合装置の係合後に第1電動機M1および／または第2電動機M2を用いて差動部11からの出力トルクの立ち上がりが制御されるので、その係合装置の係合時はシフトショックの抑制が可能となる。例えば、出力制御手段86により差動部11からの出力トルクが徐々に立ち上がるように制御されるので、その係合装置の係合時は差動部11からの出力トルクが抑制された状態とされて、たとえ第1クラッチの油圧がファーストアプライされてもシフトショックが抑制される。

10

【0101】

また、本実施例によれば、出力制御手段86は、前記係合装置の係合に際してその係合のための油圧をファーストアプライさせるので、シフト操作装置46が非駆動ポジションから駆動ポジションへ切り換えられるマニュアルシフトの際の駆動輪38へのトルク伝達が速やかに行われてすなわち駆動の空白期間が短くされてシフト応答性が向上する。

20

【0102】

また、本実施例によれば、出力制御手段86は、前記係合装置の相対回転速度が抑制されるようにすなわち可及的にちいさくされるように伝達部材18の回転速度を車速Vに対応した回転速度となるように回転速度制御するので、伝達部材18の回転速度が車速Vと自動変速部20の変速比とに基づいて一意的に決められる自動変速部20の入力回転速度 N_{IN} に向かって回転速度制御されるので、相対回転速度が可及的に小さくされた状態で前記係合装置が係合されてシフトショックが抑制される。

30

【0103】

また、本実施例によれば、出力制御手段86は、前記係合装置の係合開始前に伝達部材18の回転速度の回転速度制御を実行するので、前記係合装置が急速に係合されてもシフトショックが抑制される。

【0104】

また、本実施例によれば、出力制御手段86は、エンジン8の作動時に伝達部材18の回転速度の回転速度制御を実行するので、エンジントルク T_{OUT} が駆動輪38へ伝達される際のシフトショックが抑制される。

【0105】

また、本実施例によれば、出力制御手段86は、駆動ポジションが前進走行用の駆動ポジションであるか或いは後進走行用の駆動ポジションであるかに基づいて差動部11からの出力トルクの立ち上げ特性を変更するので、前進走行と後進走行とで駆動トルクの立ち上がりを変更することができる。例えば、一般に前進走行に比較して車両の発進がゆっくりとされる後進走行では、駆動トルクの立ち上がりを前進走行に比較して緩やかにすることができる。

40

【0106】

また、本実施例によれば、出力制御手段86は、要求出力値に基づいて差動部11からの出力トルクの立ち上げ特性を変更するので、要求出力値例えばアクセル開度に基づいて差動部11からの出力トルクの立ち上がりを変更することができる。例えば、アクセル操

50

作量が大きい程差動部 11 からの出力トルクの増加量が大きくされれば、ユーザはアクセル操作に見合った加速感が得られる。

【0107】

また、本実施例によれば、第1クラッチC1および第2クラッチC2は自動変速部20の変速段を成立させるために用いられる摩擦係合装置であり、シフト操作装置46が非駆動ポジションへ切り換えられている際には第1クラッチC1および第2クラッチC2が解放されることにより自動変速部20が動力伝達遮断状態とされ、シフト操作装置46が駆動ポジションへ切り換えられている際には第1クラッチC1および第2クラッチC2の少なくとも一方が係合されることにより自動変速部20が動力伝達可能状態とされるので、シフト操作装置46の非駆動ポジション時に動力伝達経路を簡単に動力伝達遮断状態とすることができ、シフト操作装置46の駆動ポジション時に動力伝達経路を簡単に動力伝達可能状態とすることができる。

10

【0108】

次に、本発明の他の実施例を説明する。なお、以下の説明において前述の実施例と共通する部分には同一の符号を付して説明を省略する。

【実施例2】

【0109】

図14は本発明の他の実施例における変速機構70の構成を説明する骨子図、図15はその変速機構70の変速段と油圧式摩擦係合装置の係合の組み合わせとの関係を示す係合表、図16はその変速機構70の変速作動を説明する共線図である。

20

【0110】

変速機構70は、前述の実施例と同様に第1電動機M1、動力分配機構16、および第2電動機M2を備えている差動部11と、その差動部11と出力軸22との間で伝達部材18を介して直列に連結されている前進3段の自動変速部72とを備えている。動力分配機構16は、例えば「0.418」程度の所定のギヤ比 ρ_1 を有するシングルピニオン型の第1遊星歯車装置24と切換クラッチC0および切換ブレーキB0とを有している。自動変速部72は、例えば「0.532」程度の所定のギヤ比 ρ_2 を有するシングルピニオン型の第2遊星歯車装置26と例えば「0.418」程度の所定のギヤ比 ρ_3 を有するシングルピニオン型の第3遊星歯車装置28とを備えている。第2遊星歯車装置26の第2サンギヤS2と第3遊星歯車装置28の第3サンギヤS3とが一体的に連結されて第2クラッチC2を介して伝達部材18に選択的に連結されるとともに第1ブレーキB1を介してケース12に選択的に連結され、第2遊星歯車装置26の第2キャリアCA2と第3遊星歯車装置28の第3リングギヤR3とが一体的に連結されて出力軸22に連結され、第2リングギヤR2は第1クラッチC1を介して伝達部材18に選択的に連結され、第3キャリアCA3は第2ブレーキB2を介してケース12に選択的に連結されている。

30

【0111】

以上のように構成された変速機構70では、例えば、図15の係合作動表に示されるように、前記切換クラッチC0、第1クラッチC1、第2クラッチC2、切換ブレーキB0、第1ブレーキB1、および第2ブレーキB2が選択的に係合作動させられることにより、第1速ギヤ段（第1変速段）乃至第4速ギヤ段（第4変速段）のいずれか或いは後進ギヤ段（後進変速段）或いはニュートラルが選択的に成立させられ、略等比的に変化する変速比 γ （＝入力軸回転速度 N_{IN} ／出力軸回転速度 N_{OUT} ）が各ギヤ段毎に得られるようになっている。特に、本実施例では動力分配機構16に切換クラッチC0および切換ブレーキB0が備えられており、切換クラッチC0および切換ブレーキB0の何れかが係合作動させられることによって、差動部11は前述した無段変速機として作動する無段変速状態に加え、変速比が一定の変速機として作動する定変速状態を構成することが可能とされている。したがって、変速機構70では、切換クラッチC0および切換ブレーキB0の何れかを係合作動させることで定変速状態とされた差動部11と自動変速部72とで有段変速機として作動する有段変速状態が構成され、切換クラッチC0および切換ブレーキB0の何れも係合作動させないことで無段変速状態とされた差動部11と自動変速部72と

40

50

で電氣的な無段変速機として作動する無段変速状態が構成される。言い換えれば、変速機構 70 は、切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 の何れかを係合作動させることで有段変速状態に切り換えられ、切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 の何れも係合作動させないことで無段変速状態に切り換えられる。

【0112】

例えば、変速機構 70 が有段変速機として機能する場合には、図 15 に示すように、切換クラッチ C0、第 1 クラッチ C1 および第 2 ブレーキ B2 の係合により、変速比 γ_1 が最大値例えば「2.804」程度である第 1 速ギヤ段が成立させられ、切換クラッチ C0、第 1 クラッチ C1 および第 1 ブレーキ B1 の係合により、変速比 γ_2 が第 1 速ギヤ段よりも小さい値例えば「1.531」程度である第 2 速ギヤ段が成立させられ、切換クラッチ C0、第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 の係合により、変速比 γ_3 が第 2 速ギヤ段よりも小さい値例えば「1.000」程度である第 3 速ギヤ段が成立させられ、第 1 クラッチ C1、第 2 クラッチ C2、および切換ブレーキ B0 の係合により、変速比 γ_4 が第 3 速ギヤ段よりも小さい値例えば「0.705」程度である第 4 速ギヤ段が成立させられる。また、第 2 クラッチ C2 および第 2 ブレーキ B2 の係合により、変速比 γ_R が第 1 速ギヤ段と第 2 速ギヤ段との間の値例えば「2.393」程度である後進ギヤ段が成立させられる。なお、ニュートラル「N」状態とする場合には、例えば切換クラッチ C0 のみが係合される。

【0113】

しかし、変速機構 70 が無段変速機として機能する場合には、図 15 に示される係合表の切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 が共に解放される。これにより、差動部 11 が無段変速機として機能し、それに直列の自動変速部 72 が有段変速機として機能することにより、自動変速部 72 の第 1 速、第 2 速、第 3 速の各ギヤ段に対しその自動変速部 72 に入力される回転速度すなわち伝達部材 18 の回転速度が無段的に変化させられて各ギヤ段は無段的な変速比幅が得られる。したがって、その各ギヤ段の間が無段的に連続変化可能な変速比となって変速機構 70 全体としてのトータル変速比 γ_T が無段階に得られるようになる。

【0114】

図 16 は、無段変速部或いは第 1 変速部として機能する差動部 11 と有段変速部或いは第 2 変速部として機能する自動変速部 72 から構成される変速機構 70 において、ギヤ段毎に連結状態が異なる各回転要素の回転速度の相対関係を直線上で表すことができる共線図を示している。切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 が解放される場合、および切換クラッチ C0 または切換ブレーキ B0 が係合させられる場合の動力分配機構 16 の各要素の回転速度は前述の場合と同様である。

【0115】

図 16 における自動変速機 72 の 4 本の縦線 Y4、Y5、Y6、Y7 は、左から順に、第 4 回転要素（第 4 要素）RE4 に対応し且つ相互に連結された第 2 サンギヤ S2 および第 3 サンギヤ S3 を、第 5 回転要素（第 5 要素）RE5 に対応する第 3 キャリヤ CA3 を、第 6 回転要素（第 6 要素）RE6 に対応し且つ相互に連結された第 2 キャリヤ CA2 および第 3 リングギヤ R3 を、第 7 回転要素（第 7 要素）RE7 に対応する第 2 リングギヤ R2 をそれぞれ表している。また、自動変速機 72 において第 4 回転要素 RE4 は第 2 クラッチ C2 を介して伝達部材 18 に選択的に連結されるとともに第 1 ブレーキ B1 を介してケース 12 に選択的に連結され、第 5 回転要素 RE5 は第 2 ブレーキ B2 を介してケース 12 に選択的に連結され、第 6 回転要素 RE6 は自動変速機 72 の出力軸 22 に連結され、第 7 回転要素 RE7 は第 1 クラッチ C1 を介して伝達部材 18 に選択的に連結されている。

【0116】

自動変速部 72 では、図 16 に示すように、第 1 クラッチ C1 と第 2 ブレーキ B2 とが係合させられることにより、第 7 回転要素 RE7（R2）の回転速度を示す縦線 Y7 と横線 X2 との交点と第 5 回転要素 RE5（CA3）の回転速度を示す縦線 Y5 と横線 X1 と

10

20

30

40

50

の交点とを通る斜めの直線 L 1 と、出力軸 2 2 と連結された第 6 回転要素 R E 6 (C A 2 , R 3) の回転速度を示す縦線 Y 6 との交点で第 1 速の出力軸 2 2 の回転速度が示される。同様に、第 1 クラッチ C 1 と第 1 ブレーキ B 1 とが係合させられることにより決まる斜めの直線 L 2 と出力軸 2 2 と連結された第 6 回転要素 R E 6 の回転速度を示す縦線 Y 6 との交点で第 2 速の出力軸 2 2 の回転速度が示され、第 1 クラッチ C 1 と第 2 クラッチ C 2 とが係合させられることにより決まる水平な直線 L 3 と出力軸 2 2 と連結された第 6 回転要素 R E 6 の回転速度を示す縦線 Y 6 との交点で第 3 速の出力軸 2 2 の回転速度が示される。上記第 1 速乃至第 3 速では、切換クラッチ C 0 が係合させられている結果、エンジン回転速度 N_E と同じ回転速度で第 7 回転要素 R E 7 に差動部 1 1 からの動力が入力される。しかし、切換クラッチ C 0 に替えて切換ブレーキ B 0 が係合させられると、差動部 1 1 からの動力がエンジン回転速度 N_E よりも高い回転速度で入力されることから、第 1 クラッチ C 1、第 2 クラッチ C 2、および切換ブレーキ B 0 が係合させられることにより決まる水平な直線 L 4 と出力軸 2 2 と連結された第 6 回転要素 R E 6 の回転速度を示す縦線 Y 6 との交点で第 4 速の出力軸 2 2 の回転速度が示される。

10

【0117】

本実施例の変速機構 7 0 においても、無段変速部或いは第 1 変速部として機能する差動部 1 1 と、有段変速部或いは第 2 変速部として機能する自動変速部 7 2 とから構成されるので、前述の実施例と同様の効果が得られる。

【実施例 3】**【0118】**

20

図 1 7 は、手動操作によって動力分配機構 1 6 の差動状態と非差動状態すなわち変速機構 1 0 の無段変速状態と有段変速状態との切換えを選択するための変速状態手動選択装置としてのシーソー型スイッチ 4 4 (以下、スイッチ 4 4 と表す) の一例でありユーザにより手動操作可能に車両に備えられている。このスイッチ 4 4 は、ユーザが所望する変速状態での車両走行を択一的に選択可能とするものであり、無段変速走行に対応するスイッチ 4 4 の無段と表示された位置 (部分) 或いは有段変速走行に対応する有段と表示された位置 (部分) をユーザにより押されることで、それぞれ無段変速走行すなわち変速機構 1 0 を電氣的な無段変速機として作動可能な無段変速状態とするか、或いは有段変速走行すなわち変速機構 1 0 を有段変速機として作動可能な有段変速状態とするかが選択可能とされる。前述の実施例では、例えば図 6 の関係図から車両状態の変化に基づく変速機構 1 0 の変速状態の自動切換制御作動を説明したが、その自動切換制御作動に替えて或いは加えて例えばスイッチ 4 4 が手動操作されたことにより変速機構 1 0 の変速状態が手動切換制御されてもよい。つまり、切換制御手段 5 0 は、スイッチ 4 4 の無段変速状態とするか或いは有段変速状態とするかの選択操作に従って優先的に変速機構 1 0 を無段変速状態と有段変速状態とに切り換える。例えば、ユーザは無段変速機のフィーリングや燃費改善効果が得られる走行を所望すれば変速機構 1 0 が無段変速状態とされるように手動操作により選択すればよいし、また自動変速部 2 0 の変速に伴うエンジン回転速度の変化によるフィーリング向上を所望すれば変速機構 1 0 が有段変速状態とされるように手動操作により選択すればよい。また、スイッチ 4 4 に無段変速走行或いは有段変速走行の何れも選択されない状態である中立位置が設けられる場合には、スイッチ 4 4 がその中立位置の状態であるときすなわちユーザによって所望する変速状態が選択されていないときや所望する変速状態が自動切換のときには、変速機構 1 0 の変速状態の自動切換制御作動が実行されればよい。

30

40

【0119】

以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、本発明はその他の態様においても適用される。

【0120】

例えば、前述の実施例の変速機構 1 0、7 0 は、差動部 1 1 が無段変速状態と定変速状態とに切り換えられることで電氣的な無段変速機として機能する無段変速状態と有段変速機として機能する有段変速状態とに切り換え可能に構成されていたが、有段変速状態に切

50

換可能に構成されない変速機構すなわち差動部 11 が切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 を備えず電氣的な無段変速機としての機能のみを有する差動部 11 であっても本実施例は適用され得る。

【0121】

また、前述の実施例の伝達部材回転速度制御手段 88 は、伝達部材 18 の回転速度を車速 V に対応した回転速度に回転速度制御するものであったが、車速 V が零のみの回転速度制御すなわち車速 V に対応することなく伝達部材 18 の回転速度を零に向かって回転速度制御するものであってもよい。

【0122】

また、前述の実施例の変速機構 10、70 は、差動部 11（動力分配機構 16）が電氣的な無段変速機として作動可能な差動状態とそれを非作動とする非差動状態とに切り換えられることで無段変速状態と有段変速状態とに切り換え可能に構成され、この無段変速状態と有段変速状態との切換えは差動部 11 が差動状態と非差動状態とに切り換えられることによって行われていたが、例えば差動部 11 が差動状態のままであっても差動部 11 の変速比を連続的ではなく段階的に変化させることにより有段変速機として機能させられ得る。言い換えれば、差動部 11 の差動状態／非差動状態と、変速機構 10、70 の無段変速状態／有段変速状態とは必ずしも一対一の関係にある訳ではないので、差動部 11 は必ずしも無段変速状態と有段変速状態とに切換可能に構成される必要はなく、変速機構 10、70（差動部 11、動力分配機構 16）が差動状態と非差動状態とに切り換え可能に構成されれば本発明は適用され得る。

【0123】

また、前述の実施例では、動力伝達経路を、動力伝達可能状態と動力伝達遮断状態とに選択的に切り換える係合装置として自動変速部 20、72 の一部を構成する第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 が用いられ、その第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 は自動変速部 20、72 と差動部 11 との間に配設されていたが、必ずしも第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 である必要はなく動力伝達可能状態と動力伝達遮断状態とに動力伝達経路を選択的に切り換えられ得る係合装置が少なくとも 1 つ備えられておればよい。例えばその係合装置は出力軸 22 に連結されていてもよいし自動変速部 20、72 内の回転部材に連結されていてもよい。また、上記係合装置は自動変速部 20、72 の一部を構成する必要もなく自動変速部 20、72 とは別に備えられてもよい。

【0124】

また、前述の実施例の動力分配機構 16 では、第 1 キャリヤ CA1 がエンジン 8 に連結され、第 1 サンギヤ S1 が第 1 電動機 M1 に連結され、第 1 リングギヤ R1 が伝達部材 18 に連結されていたが、それらの連結関係は、必ずしもそれに限定されるものではなく、エンジン 8、第 1 電動機 M1、伝達部材 18 は、第 1 遊星歯車装置 24 の 3 要素 CA1、S1、R1 のうちのいずれと連結されていても差し支えない。

【0125】

また、前述の実施例では、エンジン 8 は入力軸 14 と直結されていたが、例えばギヤ、ベルト等を介して作動的に連結されておればよく、共通の軸心上に配置される必要もない。

【0126】

また、前述の実施例では、第 1 電動機 M1 および第 2 電動機 M2 は、入力軸 14 に同心に配置されて第 1 電動機 M1 は第 1 サンギヤ S1 に連結され第 2 電動機 M2 は伝達部材 18 に連結されていたが、必ずしもそのように配置される必要はなく、例えばギヤ、ベルト等を介して作動的に第 1 電動機 M1 は第 1 サンギヤ S1 に連結され、第 2 電動機 M2 は伝達部材 18 に連結されてもよい。

【0127】

また、前述の動力分配機構 16 には切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 が備えられていたが、切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 は必ずしも両方備えられる必要はない。また、上記切換クラッチ C0 は、サンギヤ S1 とキャリヤ CA1 とを選択的に連結

するものであったが、サンギヤS 1とリングギヤR 1との間や、キャリヤC A 1とリングギヤR 1との間を選択的に連結するものであってもよい。要するに、第1遊星歯車装置24の3要素のうちのいずれか2つを相互に連結するものであればよい。

【0128】

また、前述の実施例の変速機構10、70では、ニュートラル「N」とする場合には切換クラッチC 0が係合されていたが、必ずしも係合される必要はない。

【0129】

また、前述の実施例では、切換クラッチC 0および切換ブレーキB 0などの油圧式摩擦係合装置は、パウダー（磁粉）クラッチ、電磁クラッチ、噛み合い型のドグクラッチなどの磁粉式、電磁式、機械式係合装置から構成されていてもよい。

10

【0130】

また、前述の実施例では、第2電動機M 2が伝達部材18に連結されていたが、出力軸22に連結されていてもよいし、自動変速部20、72内の回転部材に連結されていてもよい。

【0131】

また、前述の実施例では、差動部11すなわち動力分配機構16の出力部材である伝達部材18と駆動輪38との間の動力伝達経路に、自動変速部20、72が介装されていたが、例えば自動変速機的一种である無段変速機（C V T）等の他の形式の動力伝達装置が設けられていてもよい。その無段変速機（C V T）の場合には、動力分配機構16が定変速状態とされることで全体として有段変速状態とされる。有段変速状態とは、電気パスを用いずに専ら機械的伝達経路で動力伝達することである。或いは、上記無段変速機は有段変速機における変速段に対応するように予め複数の固定された変速比が記憶され、その複数の固定された変速比を用いて自動変速部20、72の変速が実行されてもよい。或いは、自動変速部20、72は必ずしも備えられてなくとも本発明は適用され得る。この場合のように自動変速部20、72が無段変速機（C V T）である場合或いは自動変速部20、72が備えられない場合には、伝達部材18と駆動輪38との動力伝達経路に係合装置が単独で備えられその係合装置の係合と解放とを制御することで動力伝達経路が動力伝達可能状態と動力伝達遮断状態とに切り換えられる。

20

【0132】

また、前述の実施例では、自動変速部20、72は伝達部材18を介して差動部11と直列に連結されていたが、入力軸14と平行にカウンタ軸が設けられそのカウンタ軸上に同心に自動変速部20、72が配設されてもよい。この場合には、差動部11と自動変速部20、72とは、例えば伝達部材18としてのカウンタギヤ対、スプロケットおよびチェーンで構成される1組の伝達部材などを介して動力伝達可能に連結される。

30

【0133】

また、前述の実施例の差動機構としての動力分配機構16は、例えばエンジンによって回転駆動されるピニオンと、そのピニオンに噛み合う一対のかさ歯車が第1電動機M 1および第2電動機M 2に作動的に連結された差動歯車装置であってもよい。

【0134】

また、前述の実施例の動力分配機構16は、1組の遊星歯車装置から構成されていたが、2以上の遊星歯車装置から構成されて、非差動状態（定変速状態）では3段以上の変速機として機能するものであってもよい。

40

【0135】

また、前述の実施例ではシフトレバー48が「M」ポジションへ操作されることにより、変速レンジが設定されるものであったが変速段が設定されることすなわち各変速レンジの最高速変速段が変速段として設定されてもよい。この場合、自動変速部20、72では変速段が切り換えられて変速が実行される。例えば、シフトレバー48が「M」ポジションにおけるアップシフト位置「+」またはダウンシフト位置「-」へ手動操作されると、自動変速部20では第1速ギヤ段乃至第4速ギヤ段の何れかがシフトレバー48の操作に応じて設定される。

50

【0136】

また、前述の実施例のスイッチ44はシーソー型のスイッチであったが、例えば押しボタン式のスイッチ、択一的にのみ押した状態が保持可能な2つの押しボタン式のスイッチ、レバー式スイッチ、スライド式スイッチ等の少なくとも無段変速走行（差動状態）と有段変速走行（非差動状態）とが択一的に切り換えられるスイッチであればよい。また、スイッチ44に中立位置が設けられる場合にその中立位置に替えて、スイッチ44の選択状態を有効或いは無効すなわち中立位置相当が選択可能なスイッチがスイッチ44とは別に設けられてもよい。

【0137】

また、前述の実施例の出力制御手段86は、シフトレバー48の操作に連動して第1クラッチC1および／または第2クラッチC2が係合されるように有段変速制御手段54に第1クラッチC1および／または第2クラッチC2を係合させたが、シフトレバー48の操作に連動して第1クラッチC1および／または第2クラッチC2が係合されるように油圧回路が構成されて第1クラッチC1および／または第2クラッチC2が係合されてもよい。

【0138】

なお、上述したのはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【0139】

【図1】本発明の一実施例であるハイブリッド車両の駆動装置の構成を説明する骨子図である。

【図2】図1の実施例のハイブリッド車両の駆動装置が無段或いは有段変速作動させられる場合における変速作動とそれに用いられる油圧式摩擦係合装置の作動の組み合わせとの関係を説明する作動図表である。

【図3】図1の実施例のハイブリッド車両の駆動装置が有段変速作動させられる場合における各ギヤ段の相対的回転速度を説明する共線図である。

【図4】図1の実施例の駆動装置に設けられた電子制御装置の入出力信号を説明する図である。

【図5】図4の電子制御装置の制御作動の要部を説明する機能ブロック線図である。

【図6】車速と出力トルクとをパラメータとする同じ二次元座標に構成された、自動変速部の変速判断の基となる予め記憶された変速線図と変速機構の変速状態の切換判断の基となる予め記憶された切換線図との関係を示す図である。

【図7】無段制御領域と有段制御領域との境界線を有する予め記憶された関係を示す図であって、図6の破線に示す無段制御領域と有段制御領域との境界をマップ化するための概念図でもある。

【図8】有段式変速機におけるアップシフトに伴うエンジン回転速度の変化の一例である。

【図9】シフトレバーを備えた複数種類のシフトポジションを選択するために操作されるシフト操作装置の一例である。

【図10】図5の電子制御装置の制御作動すなわちシフトレバー48が非駆動ポジションから駆動ポジションへ切り換えられた際のシフトショックを抑制するための制御作動を説明するフローチャートである。

【図11】図10のフローチャートに示す制御作動を説明するタイムチャートであり、エンジン作動中且つ車両停止中におけるN→Dシフトの際の制御作動を示している。

【図12】図10のフローチャートに示す制御作動を説明するタイムチャートであり、エンジン停止中且つ車両停止中におけるN→Dシフトの際の制御作動を示している。

【図13】図10のフローチャートに示す制御作動を説明するタイムチャートであり、車両停止中におけるN→D（R）シフトの際の制御作動を示している。図11または図12に示した制御作動を自動変速部の出力トルクおよび車速で表したものである。

【図 1 4】本発明の他の実施例におけるハイブリッド車両の駆動装置の構成を説明する骨子図であって、図 1 に相当する図である。

【図 1 5】図 1 4 の実施例のハイブリッド車両の駆動装置が無段或いは有段変速作動させられる場合における変速作動とそれに用いられる油圧式摩擦係合装置の作動の組み合わせとの関係を説明する作動図表であって、図 2 に相当する図である。

【図 1 6】図 1 4 の実施例のハイブリッド車両の駆動装置が有段変速作動させられる場合における各ギヤ段の相対的回転速度を説明する共線図であって、図 3 に相当する図である。

【図 1 7】切換装置としてのシーソー型スイッチであって変速状態を選択するためにユーザによって操作される変速状態手動選択装置の一例である。

【符号の説明】

【0 1 4 0】

8：エンジン

10、70：変速機構（駆動装置）

11：差動部

16：動力分配機構（差動機構）

18：伝達部材

20、72：自動変速部（有段式自動変速機）

38：駆動輪

46：シフト操作装置

86：出力制御手段

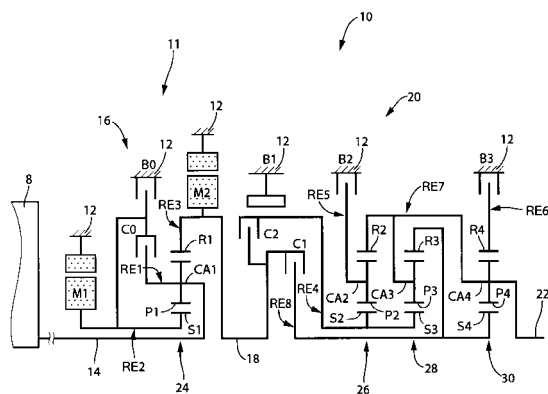
M1：第 1 電動機

M2：第 2 電動機

C1：第 1 クラッチ（係合装置）

C2：第 2 クラッチ（係合装置）

【図 1】

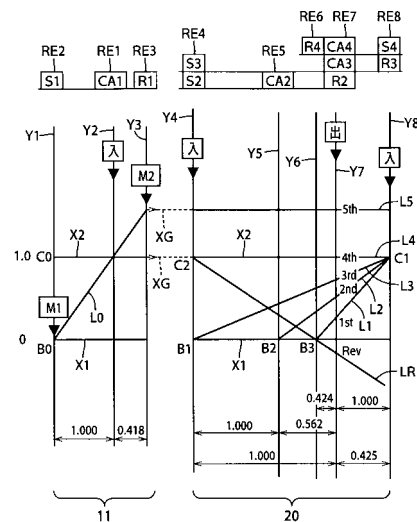


【図 2】

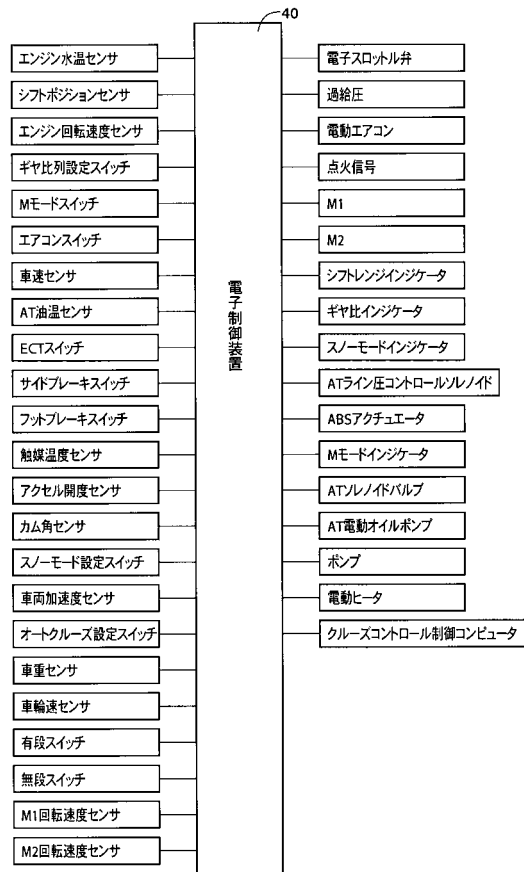
	C0	C1	C2	B0	B1	B2	B3	変速比	ステップ
1st	◎	○					○	3.357	1.54
2nd	◎	○				○		2.180	1.53
3rd	◎	○			○			1.424	1.42
4th	◎	○	○					1.000	1.42
5th		○	○	◎				0.705	トータル
R			○				○	3.209	4.76
N	○								

○係合 ◎有段時係合,無段時解放

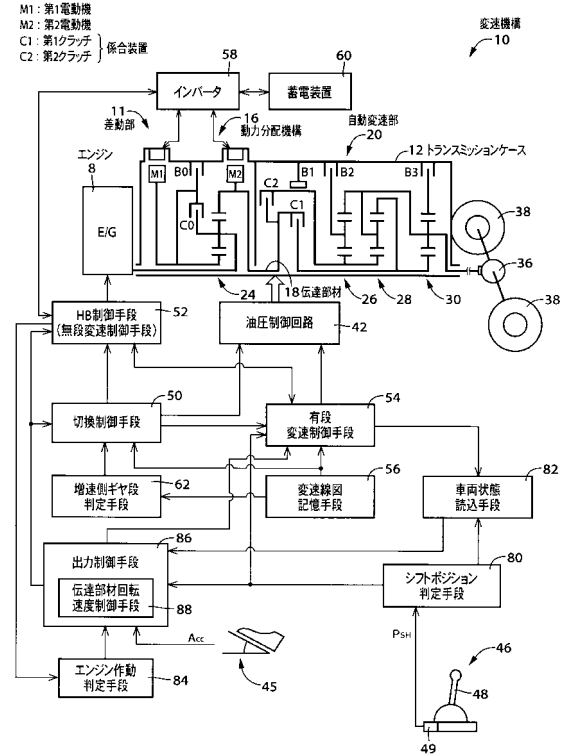
【図 3】



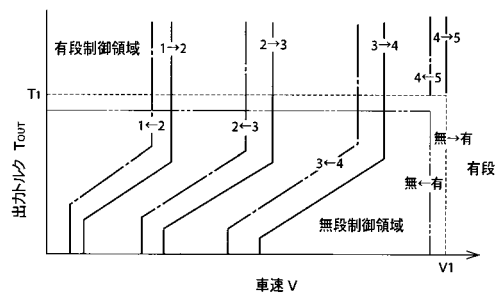
【図 4】



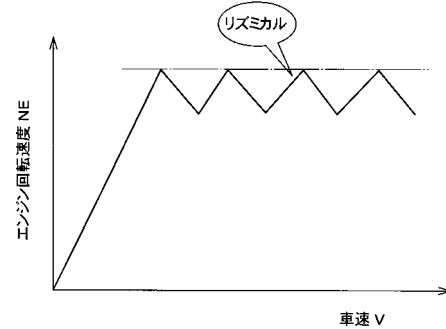
【図 5】



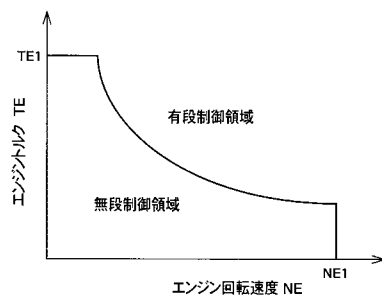
【図 6】



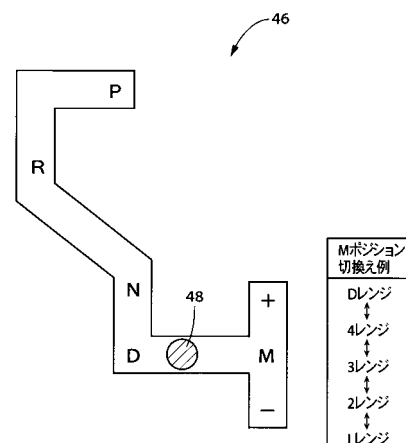
【図 8】



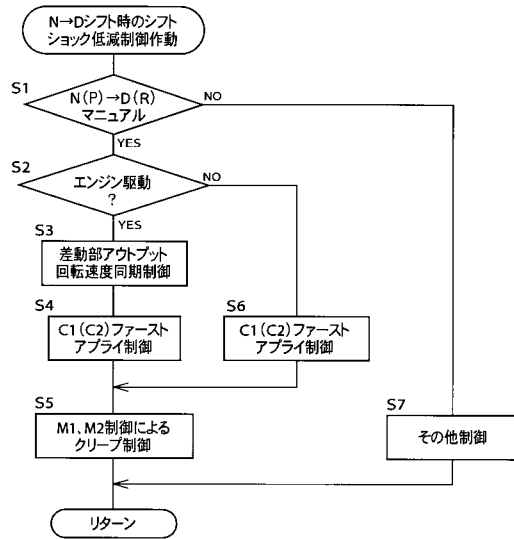
【図 7】



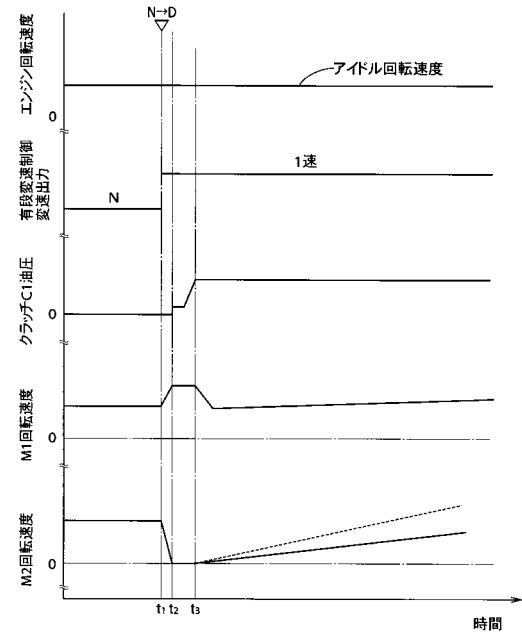
【図 9】



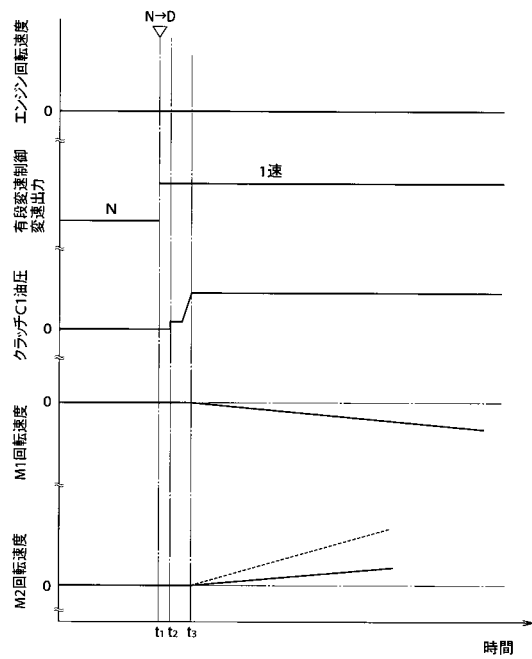
【図 10】



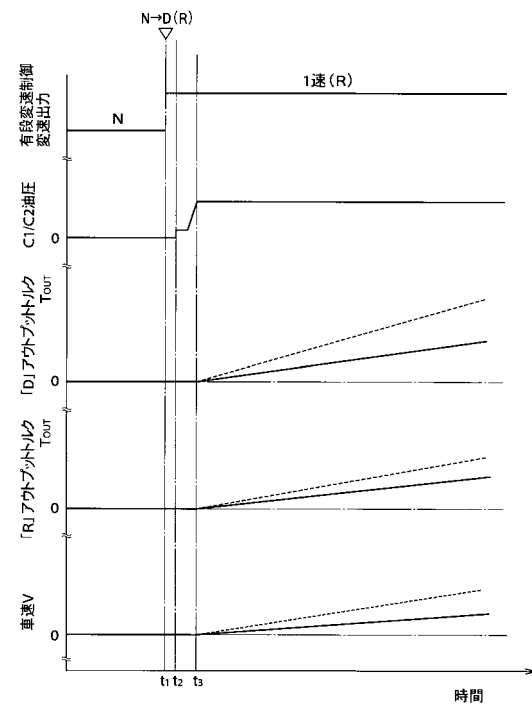
【図 11】



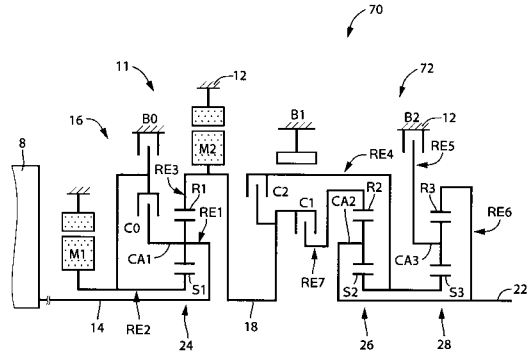
【図 12】



【図 13】



【図 14】

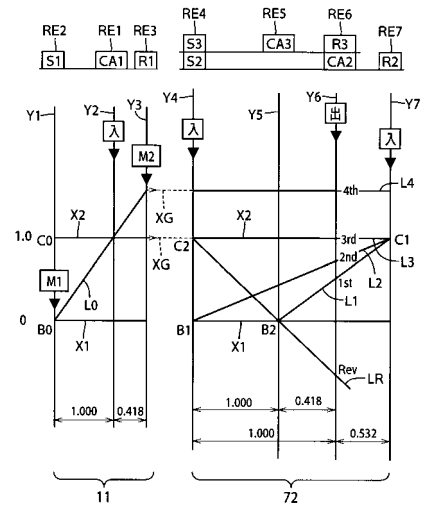


【図 15】

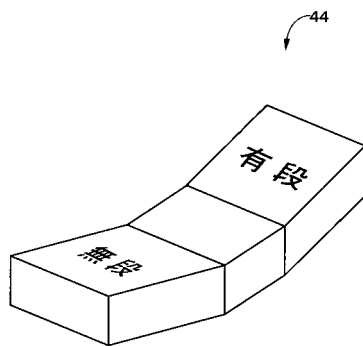
	C0	C1	C2	B0	B1	B2	変速比	ステップ
1st	◎	○				○	2.804	1.54
2nd	◎	○			○		1.531	1.53
3rd	◎	○	○				1.000	1.42
4th		○	○	◎			0.705	トータル
R			○			○	2.393	3.977
N	○							

○ 係合 ◎ 有段時係合, 無段時解放

【図 16】



【図 17】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.		F I		
B 6 0 L	11/14	(2006.01)	B 6 0 L	11/14
F 1 6 H	61/04	(2006.01)	F 1 6 H	61/04
F 1 6 H	59/08	(2006.01)	F 1 6 H	59:08
F 1 6 H	61/686	(2006.01)	F 1 6 H	103:12

(56)参考文献 特開平10-023607 (JP, A)
特開2003-130202 (JP, A)
特開2004-150450 (JP, A)
特開平11-217025 (JP, A)
特開2001-030776 (JP, A)
特開2003-013770 (JP, A)
特開2000-190758 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B 6 0 W	1 0 / 0 0	—	2 0 / 0 0
F 1 6 H	5 9 / 0 0	—	6 1 / 1 2
F 1 6 H	6 1 / 1 6	—	6 1 / 2 4
F 1 6 H	6 3 / 4 0	—	6 3 / 5 0