

【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該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電動機とを有する差動部と、前記動力伝達経路の一部を構成し変速機として機能する変速部とを備えた車両用駆動装置の制御装置であって、

前記エンジンから前記駆動輪への動力伝達経路を、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切り換える切換装置と、

該切換装置が前記非駆動ポジションへ切り換えられているときには、前記エンジンの回転速度が所定エンジン回転速度以上とならないように回転制御するエンジン回転制御手段と

を、含むことを特徴とする車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 2】

前記エンジン回転制御手段は、エンジンの出力を制御することにより前記エンジンの回転速度が所定エンジン回転速度以上とならないように回転制御するものであり、

前記切換装置が前記非駆動ポジションへ切り換えられているときには、前記第1電動機および前記第2電動機を無負荷状態とする電動機制御手段を更に含むものである請求項1の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 3】

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該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電動機とを有する差動部と、前記動力伝達経路の一部を構成し変速機として機能する変速部とを備えた車両用駆動装置の制御装置であって、

前記エンジンから前記駆動輪への動力伝達経路を、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切り換える切換装置と、

該切換装置が前記非駆動ポジションへ切り換えられているときには、前記第1電動機および前記第2電動機を無負荷状態とする電動機制御手段と

を、含むことを特徴とする車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 4】

前記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ものであり、

前記切換装置が前記非駆動ポジションへ切り換えられているときには、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るものである請求項1乃至3のいずれかの車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 5】

前記差動機構は、該差動機構を差動状態とロック状態とに選択的に切り換えるための差動状態切換装置を備え、

前記切換装置が前記非駆動ポジションへ切り換えられているときには、前記差動状態切換装置により前記差動機構が差動状態とされるものである請求項1乃至4のいずれか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】**

本発明は、車両用駆動装置の制御装置に係り、差動作用が作動可能な差動機構とその差動機構から駆動輪への動力伝達経路の一部を構成する変速機とを備える車両用駆動装置において、特に、エンジンから駆動輪へ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ための係合装置の耐久性を向上する技術に関するものである。

【背景技術】

【0002】

機械的に力の合成、分配を行うことのできる差動機構とその差動機構に連結された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に遊星歯車装置が用いられ、電動機による反力トルクに応じてエンジンから駆動輪への動力伝達が行われる所謂電気式トルコンが構成されている。また、特許文献1の車両用駆動装置は、遊星歯車装置と駆動輪との間の動力伝達経路に有段式自動変速機が備えられ、その有段式自動変速機内のクラッチの解放と係合とが制御されてエンジンと駆動輪との間の動力伝達経路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。さらに、特許文献1の車両には、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が手動操作により切り換え可能なシフト切換装置が備えられている。

10

【0003】

【特許文献1】特開平9-308010号公報

【特許文献2】特開平1-113531号公報

【特許文献3】実開平1-76336号公報

20

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

そして、上記シフト切換装置が非駆動ポジションから駆動ポジションへマニュアルシフトされたときには、エンジン作動時であればそのエンジンの出力トルク（以下、エンジントルクという）が有段式自動変速機を介して駆動輪に伝達される。

【0005】

しかしながら、この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、伝達されるエンジントルクが大きい程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ための係合装置の耐久性が低下する可能性があった。

30

【0006】

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、差動作用が作動可能な差動機構とその差動機構から駆動輪への動力伝達経路の一部を構成する変速機とを備える車両用駆動装置において、エンジンから駆動輪へ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ために備えられた係合装置の耐久性が向上する制御装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0007】

すなわち、請求項1にかかる発明の要旨とするところは、(a) 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電動機とを有する差動部と、前記動力伝達経路の一部を構成し変速機として機能する変速部とを備えた車両用駆動装置の制御装置であって、(b) 前記エンジンから前記駆動輪への動力伝達経路を、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、(c) 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切り換える切換装置と、(d) その切換装置が前記非駆動ポジションへ切り換えられているときには、前記エンジンの回転速度が所定エンジン回転速度以上とならないように回転制御するエンジン回転制御手段とを、含むことにある。

40

【発明の効果】

【0008】

このようにすれば、差動作用が作動可能な差動機構を有する差動部と変速部とを備える

50

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切り換える切換装置が非駆動ポジションへ切り換えられているときには、エンジン回転制御手段によりエンジン回転速度が所定エンジン回転速度以上とならないように回転制御されるので、上記切換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たときに、その切換えに伴って駆動輪へ伝達されるエンジントルクすなわちその切換えに伴って係合される上記係合装置が伝達すべきエンジントルクが抑制される。よって、エンジントルクが抑制された状態で上記係合装置が係合されてその係合装置の耐久性が向上する。

【0009】

10

また、請求項2にかかる発明では、前記エンジン回転制御手段は、エンジンの出力を制御することにより前記エンジンの回転速度が所定エンジン回転速度以上とならないように回転制御するものであり、前記切換装置が前記非駆動ポジションへ切り換えられているときには、前記第1電動機および前記第2電動機を無負荷状態とする電動機制御手段を更に含むものである。このようにすれば、エンジン回転速度が所定エンジン回転速度以上とならないようにする回転制御が、エンジン回転制御手段によりエンジンの出力を制御することにより実行されるので、前記第1電動機および/または前記第2電動機を作動させてエンジン回転速度を回転制御する必要性が低くなることから電動機制御手段により前記第1電動機および前記第2電動機が無負荷状態とされてそれら電動機を制御する為の電気的エネルギー損失が抑制され得る。よって、燃費が向上する。また、電動機制御手段により前記第1電動機および前記第2電動機が無負荷状態とされると、差動部がエンジントルクの伝達が不能な状態すなわち差動部が動力伝達経路が遮断された電気的に中立状態(ニュートラル)とされるので、切換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たときにはエンジントルクが伝達されてない状態で前記係合装置が係合されてその係合装置の耐久性が一層向上する。

20

【0010】

30

また、請求項3にかかる発明の要旨とするところは、(a) 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電動機とを有する差動部と、前記動力伝達経路の一部を構成し変速機として機能する変速部とを備えた車両用駆動装置の制御装置であって、(b) 前記エンジンから前記駆動輪への動力伝達経路を、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、(c) 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切り換える切換装置と、(d) その切換装置が前記非駆動ポジションへ切り換えられているときには、前記第1電動機および前記第2電動機を無負荷状態とする電動機制御手段とを、含むことにある。

【0011】

40

このようにすれば、差動作用が作動可能な差動機構を有する差動部と変速部と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切り換える切換装置が非駆動ポジションへ切り換えられているときには、電動機制御手段により前記第1電動機および前記第2電動機が無負荷状態とされるので、差動部が電気的に中立状態(ニュートラル)とされて上記切換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たときに、その切換えに伴って駆動輪へエンジントルクが伝達されないすなわちその切換えに伴って係合される上記係合装置にエンジントルクが伝達されない。よって、エンジントルクが伝達されてない状態で前記係合装置が係合されてその係合装置の耐久性が向上する。また、電動機制御手段により前記第1電動機および前記第2電動機が無負荷状態とされてそれら電動機を制御する為の電気的エネルギー損失が抑制されるので、燃費が向上する。

50

【0012】

また、請求項4にかかる発明では、前記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ものであり、前記切換装置が前記非駆動ポジションへ切り換えられているときには、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るものである。このようにすれば、切換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ます。

【0013】

また、請求項5にかかる発明では、前記差動機構は、その差動機構を差動状態とロック状態とに選択的に切り換えるための差動状態切換装置を備え、前記切換装置が前記非駆動ポジションへ切り換えられているときには、前記差動状態切換装置により前記差動機構が差動状態とされるものである。このようにすれば、差動機構が差動状態と非差動状態とに切り換え可能に構成される。また、前記差動機構が差動状態においては、差動機構のロック状態と異なり差動機構の各回転要素の自由度が確保されるので、例えば前記電動機制御手段により前記第1電動機および前記第2電動機が無負荷状態とされて差動部が電気的に中立状態（ニュートラル）とされ得る。また、前記変速部が有段式自動変速機である場合には、差動機構の差動状態において前記差動部と前記変速部とで無段変速機が構成され、差動機構のロック状態において前記差動部と前記変速部とで有段変速機が構成される。

10

【発明を実施するための最良の形態】

【0014】

20

ここで、好適には、前記差動機構は、前記エンジンに連結された第1要素と前記第1電動機に連結された第2要素と前記伝達部材に連結された第3要素とを有するものであり、前記差動状態切換装置は、前記差動状態とするためにその第1要素乃至第3要素を相互に相対回転可能とし、前記ロック状態とするためにその第1要素乃至第3要素を共に一体回転させるか或いはその第2要素を非回転状態とするものである。このようにすれば、差動機構が差動状態とロック状態とに切り換えられるように構成される。

【0015】

30

また、好適には、前記差動状態切換装置は、前記第1要素乃至第3要素を共に一体回転させるために前記第1要素乃至第3要素の少なくとも2つを相互に連結するクラッチおよび／または前記第2要素を非回転状態とするために前記第2要素を非回転部材に連結するブレーキを備えたものである。このようにすれば、差動機構が差動状態とロック状態とに簡単に切り換えられるように構成される。

【0016】

40

また、好適には、前記差動機構は、前記クラッチおよび前記ブレーキの解放により前記第1回転要素乃至第3回転要素を相互に相対回転可能な差動状態とされて電気的な差動装置とされ、前記クラッチの係合により変速比が1である変速機とされるか、或いは前記ブレーキの係合により変速比が1より小さい增速変速機とされるものである。このようにすれば、差動機構が差動状態とロック状態とに切り換えられるように構成されるとともに、単段または複数段の定変速比を有する変速機としても構成され得る。

【0017】

また、好適には、前記差動機構動は遊星歯車装置であり、前記第1要素はその遊星歯車装置のキャリヤであり、前記第2要素はその遊星歯車装置のサンギヤであり、前記第3要素はその遊星歯車装置のリングギヤである。このようにすれば、前記差動機構の軸方向寸法が小さくなる。また、差動機構が1つの遊星歯車装置によって簡単に構成され得る。

【0018】

また、好適には、前記遊星歯車装置はシングルピニオン型遊星歯車装置である。このようにすれば、前記差動機構の軸方向寸法が小さくなる。また、差動機構が1つのシングルピニオン型遊星歯車装置によって簡単に構成される。

【0019】

50

また、好適には、前記変速部の変速比と前記差動部の変速比とに基づいて前記車両用駆

動装置の総合变速比が形成されるものである。このようにすれば、变速部の变速比を利用することによって駆動力が幅広く得られるようになる。

【0020】

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。

【実施例1】

【0021】

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变速機構10を説明する骨子図である。図1において、变速機構10は車体に取り付けられる非回転部材としてのトランスミッションケース12（以下、ケース12という）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差動部11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の变速機として機能する变速部としての自動变速部20と、この自動变速部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。この变速機構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と一対の駆動輪38（図5参照）との間に設けられて、エンジン8からの動力を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および一対の車軸等を順次介して左右の駆動輪38へ伝達する。10 20

【0022】

上述のように、本実施例の变速機構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、例えば上記脈動吸収ダンパーなどを介する連結はこの直結に含まれる。なお、变速機構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の骨子図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。

【0023】

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は走行用の駆動力源として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。30

【0024】

動力分配機構16は、例えば「0.418」程度の所定のギヤ比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1はZS1/ZR1である。40

【0025】

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1250

との間に設けられ、切換クラッチ C 0 は第 1 サンギヤ S 1 と第 1 キャリヤ C A 1 との間に設けられている。それら切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 が解放されると、動力分配機構 1 6 は第 1 遊星歯車装置 2 4 の 3 要素である第 1 サンギヤ S 1 、第 1 キャリヤ C A 1 、第 1 リングギヤ R 1 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作用が働く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 M 1 と伝達部材 1 8 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 M 1 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 M 2 が回転駆動されるので、差動部 1 1 (動力分配機構 1 6) は電気的な差動装置として機能させられて例えは差動部 1 1 は所謂無段变速状態 (電気的 C V T 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 1 8 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 1 6 が差動状態とされると差動部 1 1 も差動状態とされ、差動部 1 1 はその变速比 0 (入力軸 1 4 の回転速度 / 伝達部材 1 8 の回転速度) が最小値 0 min から最大値 0 max まで連続的に変化させられる電気的な無段变速機として機能する無段变速状態とされる。

【 0 0 2 6 】

この状態で、上記切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 が係合させられると動力分配機構 1 6 は前記差動作用をしないすなわち差動作用が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 C 0 が係合させられて第 1 サンギヤ S 1 と第 1 キャリヤ C A 1 とが一体的に係合させられると、動力分配機構 1 6 は第 1 遊星歯車装置 2 4 の 3 要素である第 1 サンギヤ S 1 、第 1 キャリヤ C A 1 、第 1 リングギヤ R 1 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前記差動作用が不能な非差動状態とされることから、差動部 1 1 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 1 8 の回転速度とが一致する状態となるので、差動部 1 1 (動力分配機構 1 6) は变速比 0 が「 1 」に固定された变速機として機能する定变速状態すなわち有段变速状態とされる。次いで、上記切換クラッチ C 0 に替えて切換ブレーキ B 0 が係合させられて第 1 サンギヤ S 1 がケース 1 2 に連結させられると、動力分配機構 1 6 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前記差動作用が不能な非差動状態とされることから、差動部 1 1 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 よりも增速回転されるので、動力分配機構 1 6 は增速機構として機能するものであり、差動部 1 1 (動力分配機構 1 6) は变速比 0 が「 1 」より小さい値例えは 0 . 7 程度に固定された增速变速機として機能する定变速状態すなわち有段变速状態とされる。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 1 1 (動力分配機構 1 6) を差動状態と非差動状態とに、すなわち差動部 1 1 (動力分配機構 1 6) を電気的な差動装置例えは变速比が連続的变化可能な無段变速機として作動する電気的な無段变速作動可能な無段变速状態 (差動状態) と、無段变速機として作動させず無段变速作動を非作動として变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 種類以上の变速比の単段または複数段の变速機として作動する電気的な無段变速作動しないすなわち電気的な無段变速作動不能な定变速状態 (非差動状態) 、換言すれば变速比が一定の 1 段または複数段の变速機として作動する定变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。

【 0 0 2 7 】

自動变速部 2 0 は、シングルピニオン型の第 2 遊星歯車装置 2 6 、シングルピニオン型の第 3 遊星歯車装置 2 8 、およびシングルピニオン型の第 4 遊星歯車装置 3 0 を備えている。第 2 遊星歯車装置 2 6 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、例えは「 0 . 5 6 2 」程度の所定のギヤ比 2 を有している。第 3 遊星歯車装置 2 8 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、例えは「 0 . 4 2 5 」程度の所定のギヤ比 3 を有している。第 4 遊星歯車装置 3 0 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

10

20

30

40

50

に支持する第4キャリヤCA4、第4遊星歯車P4を介して第4サンギヤS4と噛み合う第4リングギヤR4を備えており、例えば「0.421」程度の所定のギヤ比4を有している。第2サンギヤS2の歯数をZS2、第2リングギヤR2の歯数をZR2、第3サンギヤS3の歯数をZS3、第3リングギヤR3の歯数をZR3、第4サンギヤS4の歯数をZS4、第4リングギヤR4の歯数をZR4とすると、上記ギヤ比2はZS2/ZR2、上記ギヤ比3はZS3/ZR3、上記ギヤ比4はZS4/ZR4である。

【0028】

自動变速部20では、第2サンギヤS2と第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キャリヤCA2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4リングギヤR4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2リングギヤR2と第3キャリヤCA3と第4キャリヤCA4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R3と第4サンギヤS4とが一体的に連結されて第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。このように、自動变速部20と伝達部材18とは自動变速部20の变速段を成立させるために用いられる第1クラッチC1または第2クラッチC2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C1および第2クラッチC2は、伝達部材18と自動变速部20との間すなわち差動部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C1および第2クラッチC2の少なくとの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C1および第2クラッチC2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。

【0029】

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は従来の車両用有段式自動变速機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。

【0030】

以上のように構成された变速機構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变速段)乃至第5速ギヤ段(第5变速段)のいずれか或いは後進ギヤ段(後進变速段)或いはニュートラルが選択的に成立させられ、略等比的に変速比(=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ることによって、差動部11は前述した無段变速機として作動する無段变速状態に加え、变速比が一定の变速機として作動する定变速状態を構成することが可能とされている。したがって、变速機構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变速状態とされた差動部11と自動变速部20とで有段变速機として作動する有段变速状態が構成され、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变速状態とされた差動部11と自動变速部20とで電気的な無段变速機として作動する無段变速状態が構成される。言い換えれば、变速機構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变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变速状態に切り換えられる。また、差動部11も有

10

20

30

40

50

段変速状態と無段変速状態とに切り替え可能な変速機であると言える。

【0031】

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。

【0032】

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）Tが無段階に得られるようになる。

【0033】

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。

【0034】

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キャリヤ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キャリヤ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キャリヤCA3、第4キャリヤ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2、3、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ヤとの間が「1」に対応する間隔とされるとキャ

リヤとリングギヤとの間が遊星歯車装置のギヤ比 1 に対応する間隔とされる。すなわち、差動部 1 1 では縦線 Y 1 と Y 2 との縦線間が「1」に対応する間隔に設定され、縦線 Y 2 と Y 3 との間隔はギヤ比 1 に対応する間隔に設定される。また、自動变速部 2 0 では各第 2 、第 3 、第 4 遊星歯車装置 2 6 、 2 8 、 3 0 毎にそのサンギヤとキャリヤとの間が「1」に対応する間隔に設定され、キャリヤとリングギヤとの間が 1 に対応する間隔に設定される。

【 0 0 3 5 】

上記図 3 の共線図を用いて表現すれば、本実施例の变速機構 1 0 は、動力分配機構 1 6 (差動部 1 1)において、第 1 遊星歯車装置 2 4 の第 1 回転要素 R E 1 (第 1 キャリヤ C A 1)が入力軸 1 4 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 C 0 を介して第 2 回転要素 (第 1 サンギヤ S 1) R E 2 と選択的に連結され、第 2 回転要素 R E 2 が第 1 電動機 M 1 に連結されるとともに切換ブレーキ B 0 を介してケース 1 2 に選択的に連結され、第 3 回転要素 (第 1 リングギヤ R 1) R E 3 が伝達部材 1 8 および第 2 電動機 M 2 に連結されて、入力軸 1 4 の回転を伝達部材 1 8 を介して自動变速部 (有段变速部) 2 0 へ伝達する (入力させる) ように構成されている。このとき、 Y 2 と X 2 の交点を通る斜めの直線 L 0 により第 1 サンギヤ S 1 の回転速度と第 1 リングギヤ R 1 の回転速度との関係が示される。

【 0 0 3 6 】

例えば、上記切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の解放により無段变速状態 (差動状態) に切換えられたときは、第 1 電動機 M 1 の発電による反力を制御することによって直線 L 0 と縦線 Y 1 との交点で示される第 1 サンギヤ S 1 の回転が上昇或いは下降させられると、直線 L 0 と縦線 Y 3 との交点で示される第 1 リングギヤ R 1 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 C 0 の係合により第 1 サンギヤ S 1 と第 1 キャリヤ C A 1 とが連結されると、動力分配機構 1 6 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 L 0 は横線 X 2 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 1 8 が回転させられる。或いは、切換ブレーキ B 0 の係合によって第 1 サンギヤ S 1 の回転が停止させられると動力分配機構 1 6 は增速機構として機能する非差動状態とされるので、直線 L 0 は図 3 に示す状態となり、その直線 L 0 と縦線 Y 3 との交点で示される第 1 リングギヤ R 1 すなわち伝達部材 1 8 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变速部 2 0 へ入力される。

【 0 0 3 7 】

また、自動变速部 2 0 において第 4 回転要素 R E 4 は第 2 クラッチ C 2 を介して伝達部材 1 8 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 1 2 に選択的に連結され、第 5 回転要素 R E 5 は第 2 ブレーキ B 2 を介してケース 1 2 に選択的に連結され、第 6 回転要素 R E 6 は第 3 ブレーキ B 3 を介してケース 1 2 に選択的に連結され、第 7 回転要素 R E 7 は出力軸 2 2 に連結され、第 8 回転要素 R E 8 は第 1 クラッチ C 1 を介して伝達部材 1 8 に選択的に連結されている。

【 0 0 3 8 】

自動变速部 2 0 では、図 3 に示すように、第 1 クラッチ C 1 と第 3 ブレーキ B 3 とが係合させられることにより、第 8 回転要素 R E 8 の回転速度を示す縦線 Y 8 と横線 X 2 との交点と第 6 回転要素 R E 6 の回転速度を示す縦線 Y 6 と横線 X 1 と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 7 回転要素 R E 7 の回転速度を示す縦線 Y 7 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 2 ブレーキ B 2 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 7 回転要素 R E 7 の回転速度を示す縦線 Y 7 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 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 3 と出力軸 2 2 と連結された第 7 回転要素 R E 7 の回転速度を示す縦線 Y 7 との交点で第 3 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 4 と出力軸 2 2 と連結された第 7 回転要素 R E 7 の回転速度を示す縦線 Y 7 との交点で第 4 速の出力軸 2 2 の回転速度が示され

10

20

30

40

50

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R_{E8}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R_{E7}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。

【0039】

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て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、自動变速部20の变速制御等の駆動制御を実行するものである。

【0040】

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T_{EMPW}を示す信号、シフトポジションP_{SH}を表す信号、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N_{OUT}に対応する車速Vを表す信号、自動变速部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、アクセルペダル操作量Accを示すアクセル開度信号、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、变速機構10を有段变速機として機能させるために差動部11(動力分配機構16)を有段变速状態(ロック状態)に切り換えるための有段スイッチ操作の有無を示す信号、变速機構10を無段变速機として機能させるために差動部11(動力分配機構16)を無段变速状態(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M1の回転速度N_{M1}(以下、第1電動機回転速度N_{M1}という)を表す信号、第2電動機M2の回転速度N_{M2}(以下、第2電動機回転速度N_{M2}という)を表す信号などが、それぞれ供給される。

【0041】

また、上記電子制御装置40からは、エンジン出力を制御するエンジン出力制御装置43(図5参照)への制御信号例えはエンジン8の吸気管95に備えられた電子スロットル弁96の開度を操作するスロットルアクチュエータ97への駆動信号や燃料噴射装置98による上記吸気管95或いはエンジン8の筒内への燃料供給量を制御する燃料供給量信号や点火装置99によるエンジン8の点火時期を指令する点火信号、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、電動機M1およびM2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や自動变速部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(図5参照)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。

【0042】

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。

10

20

30

40

50

図5において、有段变速制御手段54は、例えば記憶手段56に予め記憶された図6の実線および一点鎖線に示す变速線図(变速マップ)から車速Vおよび自動变速部20の要求出力トルク T_{out} で示される車両状態に基づいて变速機構10の变速を実行すべきか否かを判断してすなわち变速機構10の变速すべき变速段を判断して自動变速部20の自動变速制御を実行する。例えば、有段变速制御手段54は、図2に示す係合表に従って变速段が達成されるように切換クラッチC0および切換ブレーキB0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。

【0043】

ハイブリッド制御手段52は、变速機構10の前記無段变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M2との駆動力の配分や第1電動機M1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の電気的な無段变速機としての变速比 T を制御する。例えば、そのときの走行車速において、運転者の出力要求量としてのアクセルペダル操作量Accや車速Vから車両の目標(要求)出力を算出し、車両の目標出力と充電要求値から必要なトータル目標出力を算出し、そのトータル目標出力が得られるように伝達損失、補機負荷、第2電動機M2のアシストトルク等を考慮して目標エンジン出力を算出し、その目標エンジン出力が得られるエンジン回転速度 N_E とエンジントルク T_E となるようにエンジン8を制御するとともに第1電動機M1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变速部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M1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。

【0044】

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变速部20の变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 と車速Vおよび自動变速部20の变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が電気的な無段变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は例えばエンジン回転速度 N_E とエンジン8の出力トルク(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变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定められたエンジン8の最適燃費率曲線(燃費マップ、関係)を予め記憶しており、その最適燃費率曲線に沿ってエンジン8が作動させられるように、例えば目標出力(トータル目標出力、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 となるように变速機構10のトータル变速比 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の变速比 T を制御し、トータル变速比 T をその变速可能な変化範囲内例えば13~0.5の範囲内で制御する。

【0045】

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バスが構成される。

【0046】

また、ハイブリッド制御手段52は、エンジン8の作動停止状態であっても差動部11の電気的CVT機能(差動作用)によって電動機のみ例えば第2電動機M2のみを走行用の駆動力源として車両を発進および走行させる所謂モータ発進およびモータ走行させることができる。上記モータ発進時およびモータ走行時には、ハイブリッド制御手段52は、作動していないエンジン8の引き摺りを抑制して燃費を向上させるために、第1電動機回

10

20

30

40

50

転速度 N_{M_1} を負の回転速度で制御例えは空転させて差動部 11 の差動作用によりエンジン回転速度 N_E が零乃至略零に維持される。ハイブリッド制御手段 52 によるモータ発進およびモータ走行は、一般的にエンジン効率が高トルク域に比較して悪いとされる比較的低出力トルク $T_{o_u T}$ 時すなわち低エンジントルク T_E 時、或いは車速 V の比較的低車速時すなわち低負荷域で実行される。

【0047】

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 の電気的 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 の充電容量 S O C が低下して第 1 電動機 M1 による発電が必要となつた場合には、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 電動機回転速度 N_{M_2} が車両停止状態により零(略零)となつても動力分配機構 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。

【0048】

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 の電気的 C V T 機能によって第 1 電動機回転速度 N_{M_1} および / または第 2 電動機回転速度 N_{M_2} を制御してエンジン回転速度 N_E を任意の回転速度に維持させられる。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 はエンジン回転速度 N_E を引き上げる場合には、車速 V に拘束される第 2 電動機回転速度 N_{M_2} を略一定に維持しつつ第 1 電動機回転速度 N_{M_1} の引き上げを実行する。

【0049】

また、ハイブリッド制御手段 52 は、蓄電装置 60 からインバータ 58 を介して供給される第 1 電動機 M1 および第 2 電動機 M2 への駆動電流を遮断して第 1 電動機 M1 および第 2 電動機 M2 を無負荷状態とする。第 1 電動機 M1 および第 2 電動機 M2 は無負荷状態とされると自由回転することすなわち空転することが許容され、差動部 11 は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される。すなわち、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 を無負荷状態とすることにより差動部 11 をその動力伝達経路が電気的に遮断される中立状態(ニュートラル状態)とする。

【0050】

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記憶手段 56 に予め記憶された前記図 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は第 5 速ギヤ段であるか否かを判定する。

【0051】

切換制御手段 50 は、例えは記憶手段 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 および要求出力トルク $T_{o_u T}$ で示される車両状態に基づいて変速機構 10 の変速状態を切り換えるべきか否か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することにより変速機構 10 の切り換えるべき変速状態を判断して、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。

【0052】

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、記憶手段 56 に予め記憶された例えは図 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。例えは記憶手段 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

10

20

30

40

50

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。

【0053】

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 0 例えれば変速比 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

10

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 0 例えれば変速比 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。

【0054】

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、或いは記憶手段 56 に予め記憶された例えれば図 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 T が無段階に得られるようになる。

20

30

40

50

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記憶手段 56 に予め記憶された変速線図（変速マップ、関係）であり、車速 V と駆動力関連値である要求出力トルク $T_{0, u, T}$ 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 V_1 および判定出力トルク T_1 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 V_1 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れば自動変速部 20 の出力トルク $T_{0, u, T}$ 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 T_1 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 V_1 および判定出力トルク T_1 を含む、車速 V と出力トルク $T_{0, u, T}$ とをパラメータとして切換制御

手段 5 0 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記憶手段 5 6 に予め記憶されてもよい。また、この切換線図は判定車速 V_1 および判定出力トルク T_1 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。

【 0 0 5 6 】

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 V_1 とを比較する判定式、出力トルク T_{out} と判定出力トルク T_1 とを比較する判定式等として記憶されてもよい。この場合には、切換制御手段 5 0 は、車両状態例えは実際の車速が判定車速 V_1 を越えたときに変速機構 1 0 を有段変速状態とする。また、切換制御手段 5 0 は、車両状態例えは自動变速部 2 0 の出力トルク T_{out} が判定出力トルク T_1 を越えたときに変速機構 1 0 を有段変速状態とする。また、差動部 1 1 を電気的な無段变速機として作動させるための電動機等の電気系の制御機器の故障や機能低下時、例えは第 1 電動機 M_1 における電気エネルギーの発生からその電気エネルギーが機械的エネルギーに変換されるまでの電気バスに関連する機器の機能低下すなわち第 1 電動機 M_1 、第 2 電動機 M_2 、インバータ 5 8、蓄電装置 6 0、それらを接続する伝送路などの故障（フェイル）や、故障とか低温による機能低下が発生した場合には、無段制御領域であっても車両走行を確保するために切換制御手段 5 0 は変速機構 1 0 を優先的に有段変速状態としてもよい。

【 0 0 5 7 】

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 3 8 での駆動トルク或いは駆動力のみならず、例えは自動变速部 2 0 の出力トルク T_{out} 、エンジントルク T_E 、車両加速度や、例えは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等に基づいて算出される要求（目標）エンジントルク T_E 、自動变速部 2 0 の要求（目標）出力トルク T_{out} 、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 3 8 の半径等を考慮して算出されてもよいし、例えは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。

【 0 0 5 8 】

また、例えは判定車速 V_1 は、高速走行において変速機構 1 0 が無段变速状態とされると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 1 0 が有段变速状態とされるように設定されている。また、判定トルク T_1 は、車両の高出力走行において第 1 電動機 M_1 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 M_1 を小型化するために、例えは第 1 電動機 M_1 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 M_1 の特性に応じて設定されることになる。

【 0 0 5 9 】

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 5 0 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し、記憶手段 5 6 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 5 0 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ある。

【 0 0 6 0 】

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变速走行がエンジン 8 の比較的高トルクと

10

20

30

40

50

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 $T_E 1$ 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 $N_E 1$ 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。

【0061】

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 へ伝達されて電気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 へ伝達されて電気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 $M 1$ が発生すべき電気的エネルギー換算すれば第 1 電動機 $M 1$ が伝える電気的エネルギーの最大値を小さくして第 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ミカルなエンジン回転速度 N_E の変化が楽しめる。

【0062】

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切換装置 46 の一例を示す図である。切換装置 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第 1 クラッチ $C 1$ および第 2 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。

【0063】

例えば、上記シフトレバー 48 の各シフトポジションへの手動操作に連動してそのシフトレバー 48 に機械的に連結された油圧制御回路 42 内のマニュアル弁が切り換えられて、図 2 の係合作動表に示す後進ギヤ段「R」、ニュートラル「N」、前進ギヤ段「D」等が成立するように油圧制御回路 42 が機械的に切り換えられる。また、「D」または「M」ポジションにおける図 2 の係合作動表に示す 1st 乃至 5th の各変速段は、油圧制御回路 42 内の電磁弁が電気的に切り換えられることにより成立させられる。

【0064】

上記「P」乃至「M」ポジションに示す各シフトポジションは、「P」ポジションおよ

10

20

30

40

50

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第1クラッチC1および第2クラッチC2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第1クラッチC1および第2クラッチC2によ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第1クラッチC1および/または第2クラッチC2によ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駆動ポジションである。

【0065】

10

具体的には、シフトレバー48が「P」ポジション或いは「N」ポジションから「R」ポジションへ手動操作されることで、第2クラッチC2が係合されて自動変速部20内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とされ、シフトレバー48が「N」ポジションから「D」ポジションへ手動操作されることで、少なくとも第1クラッチC1が係合されて自動変速部20内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とされる。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」レンジはエンジンブレーキ効果が得られるエンジンブレーキレンジである。

【0066】

20

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、切換装置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PSHを表す信号や「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。

30

【0067】

40

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ある。

【0068】

50

10
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ある。

【0069】

20
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P_{SH}を表す信号に基づいて現在シフトレバー48がいずれのポジションとなっているか、或いはシフトレバー48がいず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P_{SH}を表す信号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、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P_{SH}を表す信号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を判定する。

【0070】

30
ところで、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ことすなわち非駆動ポジションから駆動ポジションへ手動操作(マニュアルシフト)されたことに伴い第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が係合されると、エンジン作動時であればそのエンジントルクT_Eが自動変速部20を介して駆動輪38へ伝達される。この時、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手動操作された際に、駆動輪38へ伝達されるエンジントルクT_Eが大きい程すなわち第1クラッチC1および/または第2クラッチC2が伝達すべきエンジントルクT_Eが大きい程第1クラッチC1および/または第2クラッチC2の耐久性が低下する可能性があった。

【0071】

40
そこで、シフトレバー48の非駆動ポジションから駆動ポジションへの手動操作に伴う第1クラッチC1および/または第2クラッチC2の耐久性低下を抑制する制御作動について以下に説明する。尚、非駆動ポジションへ切り換えられている際のエンジン作動としては、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の充電容量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生じた場合、或いは車両がエンジン8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が想定される。

【0072】

40
アクセル踏込判定手段82は、前記シフトポジション判定手段80によりシフトレバー48のシフトポジションが「N」ポジション或いは「P」ポジションであると判定される場合に、アクセルペダル45が踏込操作されているか否かを、例えば実際のアクセルペダル操作量Accが所定アクセルペダル操作量Acc'を超えているか否かにより判定する。上記所定アクセルペダル操作量Acc'は、シフトレバー48の「N」ポジション或いは「P」ポジションにおいてユーザによりアクセルペダル45が踏込操作されていると判定されるアクセルペダル操作量として予め定められて記憶されている値である。

【0073】

エンジン回転制御手段 8 4 は、シフトレバー 4 8 が非駆動ポジションへ切り換えられているときすなわち前記シフトポジション判定手段 8 0 によりシフトレバー 4 8 のシフトポジションが「N」ポジション或いは「P」ポジションであると判定されるときであって、アクセル踏込判定手段 8 2 によりアクセルペダル 4 5 が踏込操作されていると判定されるときには、シフトレバー 4 8 が非駆動ポジションから駆動ポジションへ手動操作された際の第 1 クラッチ C 1 および / または第 2 クラッチ C 2 の耐久性低下を抑制するために、アクセルペダル 4 5 の踏込操作に拘わらずエンジン回転速度 N_E が所定エンジン回転速度 N_E' 以上とならないように回転制御する。

【0074】

例えは、上記エンジン回転制御手段 8 4 は、アクセルペダル 4 5 の踏込操作に拘わらずエンジン出力を制御することによりエンジン回転速度 N_E が所定エンジン回転速度 N_E' 以上とならないように回転制御する。具体的には、エンジン回転制御手段 8 4 は、電子スロットル弁 9 6 の開度を絞ったり、燃料噴射装置 9 8 による燃料供給量を減少させたり、点火装置 9 9 によるエンジン 8 の点火時期を遅角させる指令を単独で或いは組み合わせてエンジン出力制御装置 4 3 に出力してエンジン回転速度 N_E が所定エンジン回転速度 N_E' 以上とならないように回転制御する。

【0075】

上記所定エンジン回転速度 N_E' は、シフトレバー 4 8 が非駆動ポジションから駆動ポジションへ手動操作に伴う第 1 クラッチ C 1 および / または第 2 クラッチ C 2 の耐久性低下を抑制するように、シフトレバー 4 8 の「N」ポジション或いは「P」ポジションにおけるアクセルペダル 4 5 の踏込操作によるエンジン回転速度 N_E の吹き上がり（所謂エンジン 8 のレーシング）を制限する為のエンジン回転速度として予め実験的に求められて記憶されている値であって例えは 2000 rpm 程度に設定されている。

【0076】

電動機制御手段 8 6 は、シフトレバー 4 8 が非駆動ポジションへ切り換えられているときすなわち前記シフトポジション判定手段 8 0 によりシフトレバー 4 8 のシフトポジションが「N」ポジション或いは「P」ポジションであると判定されるときであって、前記アクセル踏込判定手段 8 2 によりアクセルペダル 4 5 が踏込操作されていないと判定されるときには、或いは前記エンジン回転制御手段 8 4 によりエンジン回転速度 N_E が所定エンジン回転速度 N_E' 以上とならないように回転制御されるときには、ハイブリッド制御手段 5 2 にエンジン回転速度 N_E の回転制御を実施させない。ハイブリッド制御手段により第 1 電動機 M 1 および / または第 2 電動機 M 2 を用いてエンジン回転速度 N_E が所定エンジン回転速度 N_E' 以上とならないように回転制御する必要がないからである。例えは、電動機制御手段 8 6 は、第 1 電動機 M 1 および第 2 電動機 M 2 を無負荷状態としてエンジン回転速度 N_E の回転制御を実施しないように前記ハイブリッド制御手段 5 2 に指令を出力する。前記ハイブリッド制御手段 5 2 は、この電動機制御手段の上記指令に従って第 1 電動機 M 1 および第 2 電動機 M 2 への駆動電流を遮断して第 1 電動機 M 1 および第 2 電動機 M 2 を無負荷状態とする。

【0077】

このように、第 1 電動機 M 1 および第 2 電動機 M 2 が無負荷状態とされるとそれら電動機を制御する為の電気的エネルギー損失が抑制されたり或いはエンジン 8 に対する負荷が低減されて燃費が向上する。また、第 1 電動機 M 1 および第 2 電動機 M 2 が無負荷状態とされて差動部 1 1 が電気的に中立状態（ニュートラル）とされると、シフトレバー 4 8 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ときにはエンジントルク T_E が伝達されない状態すなわち差動部 1 1 から出力されるトルクが略零とされる状態で第 1 クラッチ C 1 および / または第 2 クラッチ C 2 が係合されるので、第 1 クラッチ C 1 および / または第 2 クラッチ C 2 の耐久性が一層向上する。

【0078】

伝達部材回転制御手段 8 8 は、シフトレバー 4 8 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ときすなわち前記シフトポジション判定手段 8 0 によりシフトレバー

10

20

30

40

50

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と判定されたときには、第1クラッチC1および/または第2クラッチC2の係合に際して第1クラッチC1および第2クラッチC2の相対回転速度が抑制された状態で係合されるように、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の回転速度を回転制御する。

【0079】

具体的には、上記伝達部材回転制御手段88は、第1クラッチC1および第2クラッチC2の相対回転速度が抑制された状態で係合されるように、車速Vとギヤ比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の係合状態での自動变速部20の入力回転速度 N_{IN} (=出力軸回転速度 $N_{OUT} \times$ ギヤ比) すなわち伝達部材18の目標回転速度 N_{18} ’を算出する。例えば、車両停止状態となる車速Vが零の場合には伝達部材18の目標回転速度 N_{18} ’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の目標回転速度は車速Vと前進走行用变速段のギヤ比例えば第1速ギヤ比とから算出される。

【0080】

そして、上記伝達部材回転制御手段88は、差動部11の電気的な無段变速により第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の目標回転速度 N_{18} ’に向かって同期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。これにより、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ときには第1クラッチC1および第2クラッチC2の相対回転速度が抑制された状態で第1クラッチC1および/または第2クラッチC2が係合されるので、第1クラッチC1および/または第2クラッチC2の耐久性が一層向上する。或いはまた、それに加えてその切換えに伴うシフトショックが一層抑制される。また、第1クラッチC1および第2クラッチC2の相対回転速度が抑制された状態での係合作動期間では、有段变速制御手段54は油圧制御回路42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、耐久性の低下が抑制される。或いはまた、それに加えてシフトショックが抑制される。

【0081】

ここで、差動部11は無段变速状態と有段变速状態(定变速状態)とに選択的に切換え可能であって、差動部11の有段变速状態においては、第1電動機回転速度 N_{M1} 、第2電動機回転速度 N_{M2} 、およびエンジン回転速度 N_E が互いに拘束されて自由度が確保されない。例えば、差動部11の有段变速状態においては、電動機制御手段86により第1電動機M1および第2電動機M2が無負荷状態とされてもエンジントルク T_E が伝達部材18に伝達される状態とされて差動部11が電気的に中立状態とされない。

【0082】

そこで、前記切換制御手段50は、前述の機能に加えて、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ときすなわち前記シフトポジション判定手段80によりシフトレバー48のシフトポジションが「N」ポジション或いは「P」ポジションであると判定されるときには、例えば電動機制御手段86により差動部11が電気的に中立状態とされたり、或いは伝達部材回転制御手段88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} が回転制御されるように、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へ出力して差動部11を無段变速状態すなわち動力分配機構16を差動状態とする。

【0083】

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にあるときにエンジン8が作動している場合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および/または第2クラッチC2の耐久性の低下を抑制するための差動部11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。また、図11は、図10のフローチャートに示す制御作動を説明するタイ

10

20

30

40

50

ムチャートであり、シフトレバー48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。

【0084】

先ず、前記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 P_{SH} を表す信号に基づいてシフトレバー48のシフトポジションが非駆動ポジションである「N」ポジション或いは「P」ポジションであるか否かが判定される。このS1の判断が否定される場合はS8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。図11の t_2 時点以前は、シフトレバー48のシフトポジションが「N」ポジションとされてこのS1の判断が肯定される場合を示している。

【0085】

上記S1の判断が肯定される場合は前記アクセル踏込判定手段82に対応するS2において、アクセルペダル45が踏込操作されているか否かが、例えば実際のアクセルペダル操作量 A_{cc} が所定アクセルペダル操作量 A_{cc}' を超えているか否かにより判定される。尚、上記S1の判断が肯定されてこのS2が実行される前には図示はしていないが前記切換制御手段50に対応するステップにおいて、切換クラッチC0および切換ブレーキB0を解放させる指令が油圧制御回路42へ出力されて動力分配機構16が差動状態とされる。

【0086】

上記S2の判断が肯定される場合は前記エンジン回転制御手段84に対応するS3において、アクセルペダル45の踏込操作によるエンジン8のレーシングを制限する為に、アクセルペダル45の踏込操作に拘わらずエンジン出力を制御することによりエンジン回転速度 N_E が所定エンジン回転速度 N_E' 以上例えれば2000 rpm程度以上とならないよう回転制御される。図11の t_1 時点乃至 t_2 時点のエンジン回転速度 N_E は、このS3が実行されて所定エンジン回転速度 N_E' 以上とならないように制限されていることを示している。

【0087】

前記S2の判断が否定される場合、或いは上記S3に続いて前記電動機制御手段86に対応するS4において、前記ハイブリッド制御手段52に第1電動機M1および/または第2電動機M2を用いたエンジン回転速度 N_E の回転制御すなわちエンジン回転速度 N_E を所定エンジン回転速度 N_E' 以上とならないようにする回転制御を実施させない。図11の t_1 時点乃至 t_2 時点の第1電動機回転速度 N_{M1} および第2電動機回転速度 N_{M2} は、このS4にて差動部11が中立状態とされて回転制御されていない状態すなわち空転状態(図11では成行き状態)を示している。続いて、前記シフトポジション判定手段80に対応するS5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 P_{SH} を表す信号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が判定される。このS5の判断が否定される場合は前記S2に戻り、このS5の判断が肯定されるまでS2乃至S4が切り返し実行される。図11の t_2 時点は、シフトレバー48が「N」ポジションから「D」ポジションへ操作されてこのS5の判断が肯定される場合を示している。

【0088】

上記S5の判断が肯定される場合は前記伝達部材回転制御手段88に対応するS6において、車速Vとギヤ比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の係合状態での伝達部材18の目標回転速度 N_{18}' (=出力軸回転速度 $N_{UT} \times$ ギヤ比)が算出される。そして、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} が上記伝達部材18の目標回転速度 N_{18}' に向かって同期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。続いて、前記有段变速制御手段54に対応するS7において、油圧制御回路42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指令が出力される。図11

10

20

30

40

50

の t_3 時点乃至 t_4 時点は、第2電動機回転速度 N_{M2} の同期制御後に第1クラッチ $C1$ の油圧がファーストアプライ制御されることを示している。

【0089】

上述のように、本実施例によれば、差動作用が作動可能な動力分配機構16を有する差動部11と自動变速部20とを備える变速機構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るシフトレバー48が非駆動ポジションへ切り換えられているときには、エンジン回転制御手段84によりエンジン回転速度 N_E が所定エンジン回転速度 N_E' 以上とならないように回転制御されるので、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ときに、その切換えに伴って駆動輪38へ伝達されるエンジントルク T_E すなわちその切換えに伴って係合される第1クラッチ $C1$ および / または第2クラッチ $C2$ が伝達すべきエンジントルク T_E が抑制される。よって、エンジントルク T_E が抑制された状態で第1クラッチ $C1$ および / または第2クラッチ $C2$ が係合されてその第1クラッチ $C1$ および / または第2クラッチ $C2$ の耐久性が向上する。或いはまた、それに加えてその切換えに伴うシフトショックが抑制される。

【0090】

また、本実施例によれば、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ときには、エンジン回転制御手段84によるエンジン回転速度 N_E が所定エンジン回転速度 N_E' 以上とならないようにする回転制御がエンジン8の出力を制御することにより実行されて、第1電動機 $M1$ および / または第2電動機 $M2$ を作動させることによりエンジン回転速度 N_E を回転制御する必要性が低くなることから、電動機制御手段86により第1電動機 $M1$ および第2電動機 $M2$ が無負荷状態とされてそれら電動機を制御する為の電気的エネルギー損失が抑制され得る。よって、燃費が向上する。また、電動機制御手段86により第1電動機 $M1$ および第2電動機 $M2$ が無負荷状態とされると、差動部11がエンジントルク T_E の伝達が不能な状態すなわち差動部11が動力伝達経路が遮断された電気的に中立状態（ニュートラル）とされるので、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ときにはエンジントルク T_E が伝達されない状態で第1クラッチ $C1$ および / または第2クラッチ $C2$ が係合されてその第1クラッチ $C1$ および / または第2クラッチ $C2$ の耐久性が一層向上する。或いはまた、それに加えてその切換えに伴うシフトショックが一層抑制される。

【0091】

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 $C2$ は自動变速部20の变速段を成立させるために用いられるものであり、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ときには、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变速部20が動力伝達遮断状態とされるので、シフトレバー48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ます。

【0092】

また、本実施例によれば、切換クラッチ $C0$ および切換ブレーキ $B0$ を備えることで差動部11を電気的な無段变速機として作動可能とする差動状態とそれを作動させない非差動状態とに選択的に切り換えられるように構成された動力分配機構16を備える变速機構10において、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ときには、切換制御手段50により動力分配機構16が差動状態とされるので、動力分配機構16のロック状態と異なり動力分配機構16の各回転要素の自由度が確保されて、例えば電動機制御手段86により第1電動機 $M1$ および第2電動機 $M2$ が無負荷状態とされて差動部11が電気的に中立状態（ニュートラル）とされ得る。

【0093】

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に

10

20

30

40

50

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】

【0094】

前記電動機制御手段 8 6 は、前述の実施例に替えて、シフトレバー 4 8 が非駆動ポジションへ切り換えられているときすなわち前記シフトポジション判定手段 8 0 によりシフトレバー 4 8 のシフトポジションが「N」ポジション或いは「P」ポジションであると判定されるときであって、アクセル踏込判定手段 8 2 によりアクセルペダル 4 5 が踏込操作されていると判定されるときには、シフトレバー 4 8 が非駆動ポジションから駆動ポジションへ手動操作された際の第 1 クラッチ C 1 および / または第 2 クラッチ C 2 の耐久性低下を抑制するために、第 1 電動機 M 1 および第 2 電動機 M 2 を無負荷状態として第 1 電動機 M 1 および第 2 電動機 M 2 によるエンジン回転速度 N_E の回転制御を実施しないように前記ハイブリッド制御手段 5 2 に指令を出力する。前記ハイブリッド制御手段 5 2 は、この電動機制御手段の上記指令に従って第 1 電動機 M 1 および第 2 電動機 M 2 への駆動電流を遮断して第 1 電動機 M 1 および第 2 電動機 M 2 を無負荷状態とする。

10

【0095】

このように、第 1 電動機 M 1 および第 2 電動機 M 2 が無負荷状態とされるとそれら電動機を制御する為の電気的エネルギー損失が抑制されたり或いはエンジン 8 に対する負荷が低減されて燃費が向上する。また、第 1 電動機 M 1 および第 2 電動機 M 2 が無負荷状態とされて差動部 1 1 が電気的に中立状態とされると、シフトレバー 4 8 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ときにはエンジントルク T_E が伝達されない状態すなわち差動部 1 1 から出力されるトルクが略零とされる状態で第 1 クラッチ C 1 および / または第 2 クラッチ C 2 が係合されるので、例えばエンジン回転速度 N_E がアクセルペダル 4 5 の踏込みにより前記所定エンジン回転速度 N_E' を超えたとしても、第 1 クラッチ C 1 および / または第 2 クラッチ C 2 の耐久性の低下が抑制される。或いはまた、それに加えてシフトショックが抑制される。

20

【0096】

また、前記図 10 に示すフローチャートのステップ S 3 において、前述の実施例に替えて、前記電動機制御手段 8 6 が対応し、第 1 電動機 M 1 および第 2 電動機 M 2 を無負荷状態として第 1 電動機 M 1 および第 2 電動機 M 2 によるエンジン回転速度 N_E の回転制御を実施しないように前記ハイブリッド制御手段 5 2 に指令が出力される。

30

【0097】

上述のように、本実施例によれば、差動作用が作動可能な動力分配機構 1 6 を有する差動部 1 1 と自動变速部 2 0 とを備える变速機構 1 0 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 C 1 および第 2 クラッチ C 2 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るシフトレバー 4 8 が非駆動ポジションへ切り換えられているときには、電動機制御手段 8 6 により第 1 電動機 M 1 および第 2 電動機 M 2 が無負荷状態とされるので、差動部 1 1 が電気的に中立状態（ニュートラル）とされてシフトレバー 4 8 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ときに、その切換えに伴って駆動輪 3 8 へエンジントルク T_E が伝達されないすなわちその切換えに伴って係合される第 1 クラッチ C 1 および / または第 2 クラッチ C 2 にエンジントルク T_E が伝達されない。よって、エンジントルク T_E が伝達されてない状態で第 1 クラッチ C 1 および / または第 2 クラッチ C 2 が係合されてその第 1 クラッチ C 1 および / または第 2 クラッチ C 2 の耐久性が向上する。或いはまた、それに加えてその切換えに伴うシフトショックが抑制される。また、電動機制御手段 8 6 により第 1 電動機 M 1 および第 2 電動機 M 2 が無負荷状態とされてそれら電動機を制御する為の電気的エネルギー損失が抑制されるので、燃費が向上する。

40

【実施例 3】

【0098】

50

図12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13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14はその変速機構70の変速作動を説明する共線図である。

【0099】

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キャリヤ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キャリヤ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。

【0100】

以上のように構成された変速機構70では、例えば、図13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(=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とで電気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。

【0101】

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13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

10

20

30

40

50

が係合される。

【0102】

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13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Tが無段階に得られるようになる。

10

【0103】

図14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。

【0104】

図14における自動変速部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、自動変速部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は自動変速部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。

20

【0105】

自動変速部72では、図14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6回転要素RE6(CA2, R3)の回転速度を示す縦線Y6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L2と出力軸22と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6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L3と出力軸22と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6との交点で第3速の出力軸22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C0が係合させられている結果、エンジン回転速度NEと同じ回転速度で第7回転要素RE7に差動部11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NE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L4と出力軸22と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6との交点で第4速の出力軸22の回転速度が示される。

30

【0106】

本実施例の変速機構70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とから構成される

40

50

ので、前述の実施例と同様の効果が得られる。

【実施例4】

【0107】

図15は、手動操作により動力分配機構16の差動状態と非差動状態(ロック状態)すなわち変速機構10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44(以下、スイッチ44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44は、ユーザが所望する変速状態での車両走行を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44の無段と表示された無段変速走行指令釦或いは有段変速走行に対応する有段と表示された有段変速走行指令釦が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10を電気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10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。

【0108】

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10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44が手動操作されたことにより変速機構10の変速状態が手動切換制御される。つまり、切換制御手段50は、スイッチ44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10を無段変速状態と有段変速状態と切り換える。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10が無段変速状態とされるように手動操作により選択する。またユーザは有段変速機の変速に伴うリズミカルなエンジン回転速度 N_E の変化を所望すれば変速機構10が有段変速状態とされるように手動操作により選択する。

【0109】

また、スイッチ44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44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10の変速状態の自動切換制御作動が実行されればよい。

【0110】

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。

【0111】

例えば、前述の実施例の図10に示すフローチャートのステップS3(エンジン回転制御手段84或いは電動機制御手段86)にて実行されるエンジン回転速度 N_E の回転制御、或いは差動部11を中立状態とする制御により、シフトレバー48の非駆動ポジションから駆動ポジションへ切換えに伴う第1クラッチC1および/または第2クラッチC2の耐久性低下が抑制されたり、或いはそれに加えて切換ショックが抑制される効果は得られるので、図10のフローチャートのステップS6(伝達部材回転制御手段88)における第1電動機M1および/または第2電動機M2を用いた第2電動機回転速度 N_{M2} の同期制御は実行されなくとも本実施例は適用され得る。

【0112】

また、上記ステップS6が実行されない場合や第2電動機回転速度 N_{M2} の同期制御が完了していない場合等には、図10のフローチャートのステップS7(有段変速制御手段54)において、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するのではなく漸増(すなわち良く知られた過渡の係合圧制御)しても良い。このようにすれば、その第1クラッチC1および/または第2クラッチC2の油圧がファーストアプライされることに比較して円滑にトルクが伝達され、或いはそれに加えて切換ショックが抑制される。但し、差動部11が中立状態とされている場合には、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しても上記切換えに伴う切換ショックが抑制される効果は得られる。

10

20

30

40

50

【0113】

また、前記ステップS3（エンジン回転制御手段84）におけるエンジン回転速度N_Eの回転制御は、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」ポジションである場合に実行されたが、ユーザが車両の停止状態においてエンジン8のレーシング（吹き上げ）を実行したい場合も想定されるため例えばシフトポジションが「P」ポジションである場合には、エンジン回転速度N_Eを所定エンジン回転速度N_E'以上とならないように制限しなくとも良い。言い換えれば、「P」ポジションの場合はエンジン8のレーシングを許可してエンジン8のレーシングを禁止しなくとも良い。

【0114】

また、前述の実施例の図10に示すフローチャートでは、ステップS1の判断が肯定された場合にはステップS2が実行される前に図示しないステップ（切換制御手段50）にて動力分配機構16が差動状態とされたが、少なくともステップS3或いはS4（電動機制御手段86）にて差動部11を中立状態とする制御が実行されるときに動力分配機構16が差動状態とされればよい。

【0115】

また、前述の実施例の変速機構10、70は、差動部11が無段变速状態と定变速状態とに切り換えることで電気的な無段变速機として機能する無段变速状態と有段变速機として機能する有段变速状態とに切り換える構成されていたが、有段变速状態に切換可能に構成されない变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を備えず電気的な無段变速機（電気的な差動装置）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。

【0116】

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）が電気的な無段变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（ロック状態）とに切り換えることで無段变速状態と有段变速状態とに切り換える構成され、この無段变速状態と有段变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の变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变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の無段变速状態／有段变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は必ずしも無段变速状態と有段变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換可能に構成されれば本発明は適用され得る。

【0117】

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变速部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は自動变速部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る係合装置が少なくとも1つ備えられてあればよい。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变速部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变速部20、72の一部を構成する必要もなく自動变速部20、72とは別に備えられてもよい。

【0118】

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。

【0119】

10

20

30

40

50

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。

【 0 1 2 0 】

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。

【 0 1 2 1 】

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 S1 とリングギヤ R1 との間や、キャリヤ CA1 とリングギヤ R1 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。

【 0 1 2 2 】

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 C0 が係合されていたが、必ずしも係合される必要はない。

【 0 1 2 3 】

また、前述の実施例では、切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 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。

【 0 1 2 4 】

また、前述の実施例では、第 2 電動機 M2 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、自動变速部 20、72 内の回転部材に連結されていてもよい。

【 0 1 2 5 】

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、自動变速部 20、72 が介装されていたが、例えば自動变速機の一種である無段变速機（C VT）、手動变速機としてよく知られた常時噛合式平行 2 軸型ではあるがセレクトシリンダおよびシフトシリンダによりギヤ段が自動的に切換られることが可能な自动变速機、手動操作により变速段が切り換えられる同期噛み合い式の手動变速機等の他の形式の動力伝達装置（变速機）が設けられていてもよい。その無段变速機（C VT）の場合には、動力分配機構 16 が定变速状態とされることで全体として有段变速状態とされる。有段变速状態とは、電気バスを用いないで専ら機械的伝達経路で動力伝達することである。或いは、上記無段变速機は有段变速機における变速段に対応するように予め複数の固定された变速比が記憶され、その複数の固定された变速比を用いて自动变速部 20、72 の变速が実行されてもよい。或いは、自动变速部 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动变速部 20、72 が無段变速機（C VT）や常時噛合式变速機等である場合、或いは自动变速部 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。

【 0 1 2 6 】

また、前述の実施例では、自动变速部 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动变速部 20、72 が配設されてもよい。この場合には、差動部 11 と自动变速部 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エーンで構成される 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。

10

20

30

40

50

【0127】

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M1および第2電動機M2に作動的に連結された差動歯車装置であってもよい。

【0128】

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(定变速状態)では3段以上の变速機として機能するものであってもよい。

【0129】

また、前述の実施例の切換装置46は、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を備えていたが、そのシフトレバー48に替えて、例えば押しボタン式のスイッチやスライド式スイッチ等の複数種類のシフトポジションを選択可能なスイッチ、或いは手動操作に因らず運転者の音声に反応して複数種類のシフトポジションを切り換えられる装置や足の操作により複数種類のシフトポジションを切り換えられる装置等であってもよい。また、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、变速レンジが設定されるものであったが变速段が設定されることすなわち各变速レンジの最高速变速段が变速段として設定されてもよい。この場合、自動变速部20、72では变速段が切り換えられて变速が実行される。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、自動变速部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。

10

20

30

【0130】

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、押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变速走行(差動状態)と有段变速走行(非差動状態)とが押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。また、スイッチ44に替えて或いは加えて、手動操作に因らず運転者の音声に反応して少なくとも無段变速走行(差動状態)と有段变速走行(非差動状態)とが押一的に切り換えられる装置や足の操作により切り換えられる装置等であってもよい。

30

【0131】

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】

【0132】

【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。

40

【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变速作動させられる場合における变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变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、自動变速部の变速判断の基となる予め記憶された变速線図と变速機構の变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

50

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】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切換装置の一例である。

【図 10】図 5 の電子制御装置の制御作動するわちシフトレバーが非駆動ポジションにあるときにエンジンが作動している場合においてシフトレバー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 クラッチおよび / または第 2 クラッチの耐久性の低下を抑制するための差動部の制御作動を説明するフローチャートである。

10

【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る。

【図 12】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 13】図 12 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 14】図 12 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 15】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。

20

【符号の説明】

【0 1 3 3】

8 : エンジン

1 0 、 7 0 : 変速機構 (駆動装置)

1 1 : 差動部

1 6 : 動力分配機構 (差動機構)

1 8 : 伝達部材

2 0 、 7 2 : 自動変速部 (変速部)

3 8 : 駆動輪

30

4 6 : 切換装置

8 4 : エンジン回転制御手段

8 6 : 電動機制御手段

M 1 : 第 1 電動機

M 2 : 第 2 電動機

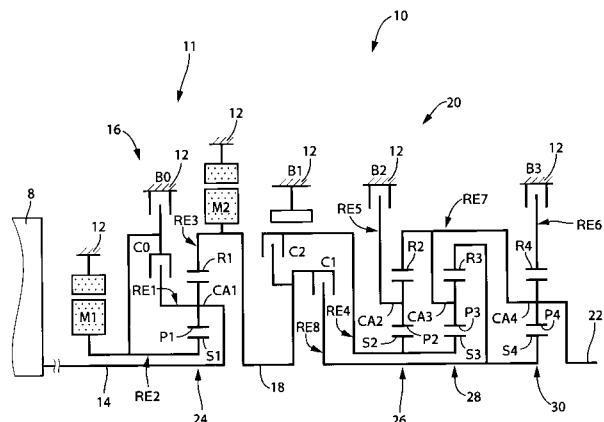
C 0 : 切換クラッチ (差動状態切換装置)

B 0 : 切換ブレーキ (差動状態切換装置)

C 1 : 第 1 クラッチ (係合装置)

C 2 : 第 2 クラッチ (係合装置)

【図1】

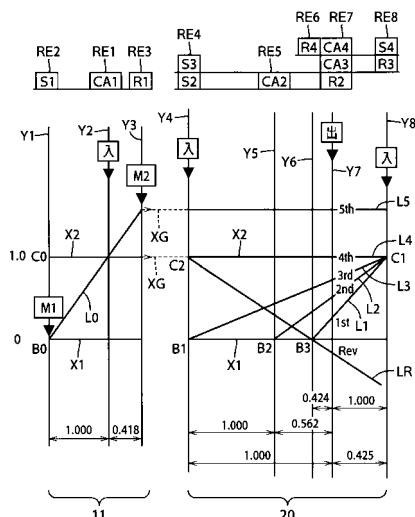


【図2】

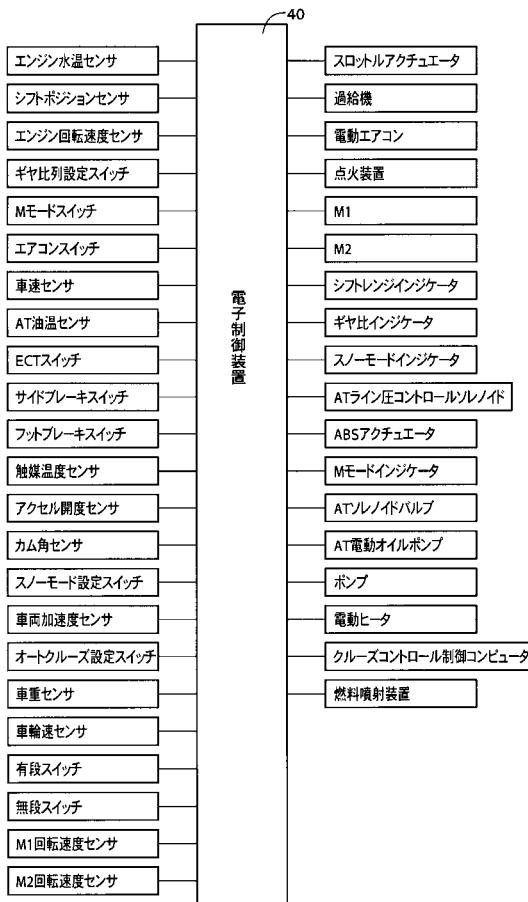
	C0	C1	C2	B0	B1	B2	B3	変速比	ステップ
1st	◎	○					○	3.357	1.54
2nd	◎	○				○		2.180	1.53
3rd	◎	○			○			1.424	1.42
4th	◎	○	○					1.000	1.42
5th		○	○	◎				0.705	トータル 4.76
R			○				○	3.209	
N	○								

○ 係合 ◎ 有段時係合,無段時解放

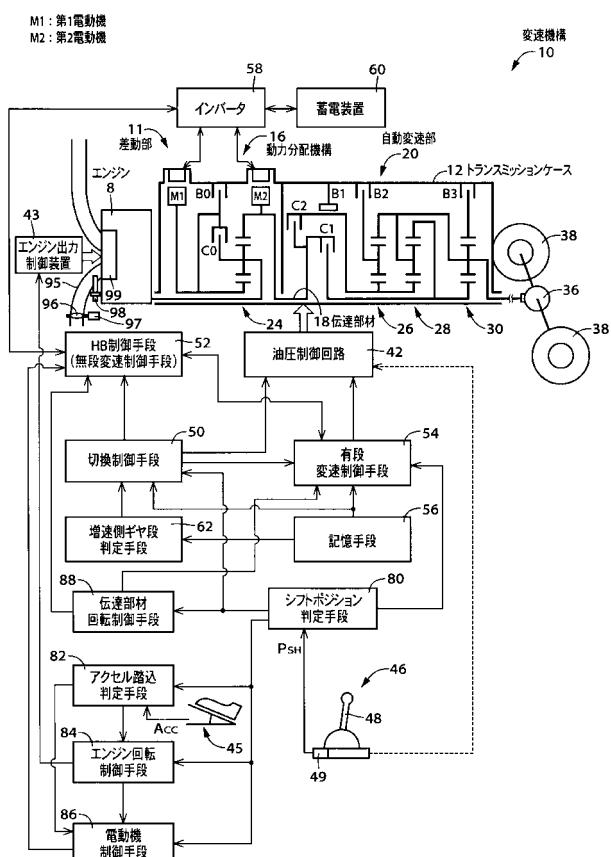
【図3】



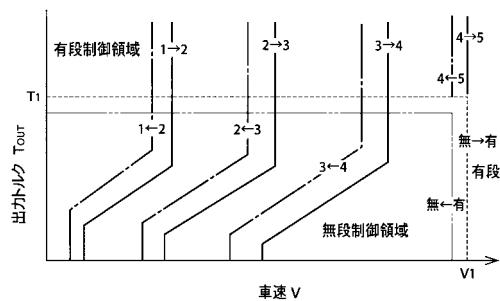
【図4】



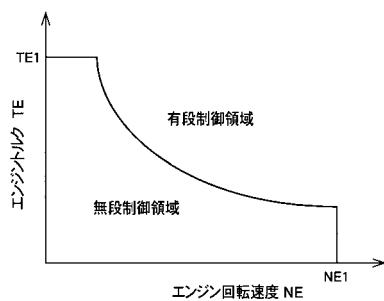
【図5】



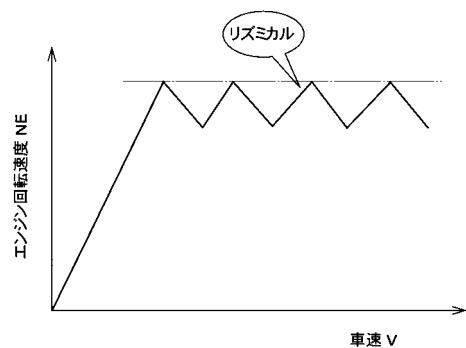
【図6】



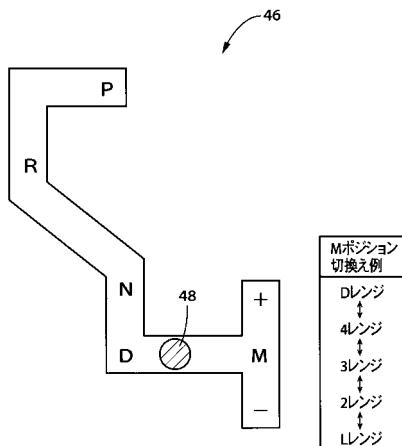
【図7】



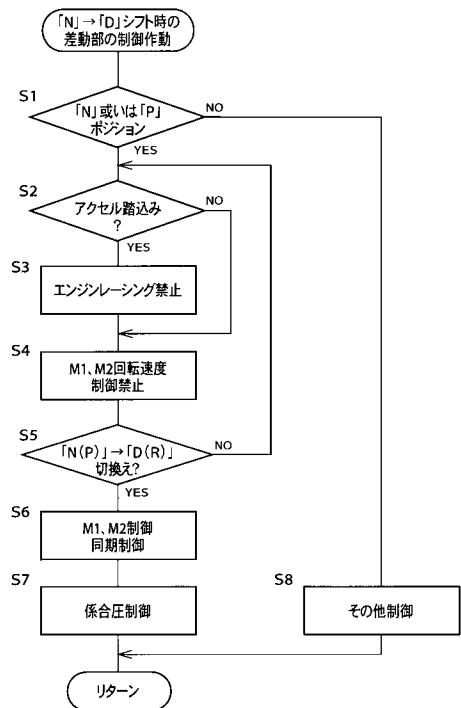
【図8】



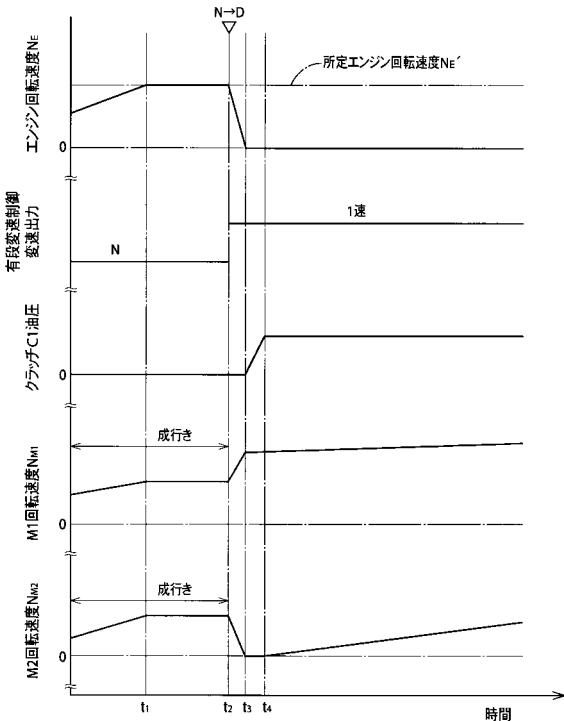
【図9】



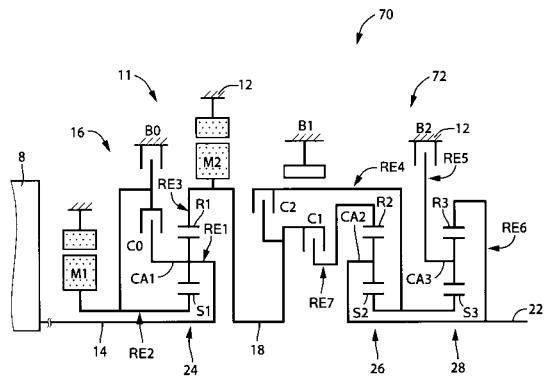
【図10】



【図11】



【 図 1 2 】

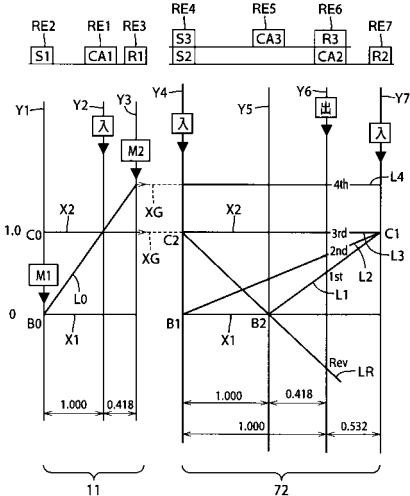


【 図 1 3 】

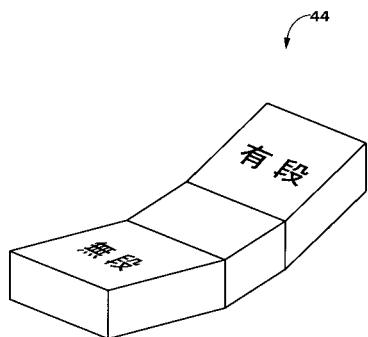
	C0	C1	C2	B0	B1	B2	変速比	ステップ
1st	◎	○				○	2.804	1.54
2nd	◎	○			○		1.531	1.53
3rd	◎	○	○				1.000	1.42
4th		○	○	◎			0.705	トータル
R			○			○	2.393	3.977
N	○							

○係合 ○有段時係合,無段時解放

【 図 1 4 】



【 図 1 5 】



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 6/04 (2006.01)	B 6 0 K 6/04	7 3 3
B 6 0 L 11/14 (2006.01)	B 6 0 K 41/00	3 0 1 A
B 6 0 L 15/20 (2006.01)	B 6 0 K 41/00	3 0 1 B
F 0 2 D 29/00 (2006.01)	B 6 0 K 41/00	3 0 1 D
F 0 2 D 29/02 (2006.01)	B 6 0 L 11/14	
F 0 2 D 29/06 (2006.01)	B 6 0 L 15/20	K
	F 0 2 D 29/00	C
	F 0 2 D 29/02	D
	F 0 2 D 29/06	D

F ターム(参考) 3G093 AA05 AA07 AA16 BA17 CB04 DA01 DA05 DA06 DB05 DB11
 DB15 DB25 EA05 EA09 EB03
 5H115 PA12 PA15 PC06 PG04 PI16 PI22 PI29 PI30 PU08 PU22
 PU24 PU25 PV09 QA01 QE02 QE10 QN03 RB08 RE02 RE05
 RE13 SE04 SE05 SE08 SE09 SF01 TE02 TE05 TI02 T021
 T023 T030 UI32