

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2008-137619

(P2008-137619A)

(43) 公開日 平成20年6月19日(2008.6.19)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
<b>B60W 20/00 (2006.01)</b>	B60K 6/04 400	3D041
<b>B60W 10/06 (2006.01)</b>	B60K 6/04 310	3G093
<b>B60W 10/08 (2006.01)</b>	B60K 6/04 320	3G301
<b>B60W 10/10 (2006.01)</b>	B60K 6/04 350	3G384
<b>B60K 6/445 (2007.10)</b>	B60K 6/04 553	

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 26 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2006-328714 (P2006-328714)  
 (22) 出願日 平成18年12月5日 (2006.12.5)

(71) 出願人 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 松原 亨  
 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 岩瀬 雄二  
 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 柴田 寛之  
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

最終頁に続く

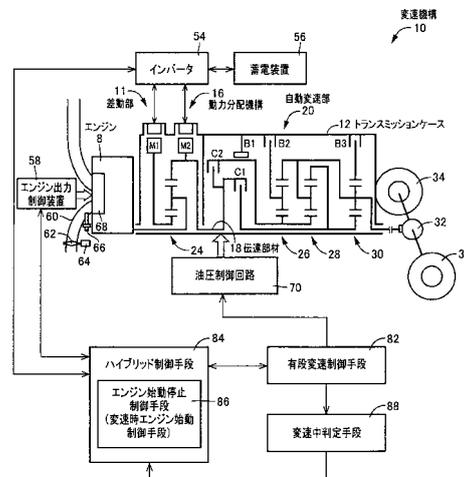
(54) 【発明の名称】 車両用駆動装置の制御装置

(57) 【要約】

【課題】 変速部の変速とエンジンの始動とが重なるときに、エンジン始動に伴うショックの抑制とエンジントルク発生までの応答性向上とを両立することができる車両用駆動装置の制御装置を提供する。

【解決手段】 自動変速部 20 の変速とエンジン 8 の始動とが重なる場合には、変速時エンジン始動制御手段として機能するエンジン始動停止制御手段 86 により、自動変速部 20 の変速中にエンジン回転駆動制御を行うと共に自動変速部 20 の変速終了後にエンジントルク発生制御を行うことによってエンジンが始動させられるので、自動変速部 20 の変速中にエンジン回転速度  $N_E$  が所定回転速度  $N_E'$  以上に引き上げられるもののエンジントルク  $T_E$  の発生は変速後となることから、エンジン始動に伴うショックの抑制とエンジントルク発生までの応答性向上とを両立することができる。

【選択図】 図7



**【特許請求の範囲】****【請求項 1】**

エンジンと電動機とを有する駆動力源と、該駆動力源から駆動輪への動力伝達経路に設けられた変速部とを備え、エンジン回転速度を所定回転速度以上に引き上げるエンジン回転駆動制御を行うと共に、該所定回転速度以上にて燃料を供給し点火してエンジントルクを発生させるエンジントルク発生制御を行うことによって前記エンジンを始動する車両用駆動装置の制御装置であって、

前記変速部の変速と前記エンジンの始動とが重なる場合には、前記変速部の変速中に前記エンジン回転駆動制御を行うと共に、前記変速部の変速終了後に前記エンジントルク発生制御を行うことによって前記エンジンを始動する変速時エンジン始動制御手段を含むことを特徴とする車両用駆動装置の制御装置。

10

**【請求項 2】**

エンジンに連結された第 1 要素と第 1 電動機に連結された第 2 要素と伝達部材および第 2 電動機に連結された第 3 要素とを有して該エンジンの出力を該第 1 電動機および該伝達部材へ分配する差動機構を有する差動部と、該伝達部材から駆動輪への動力伝達経路に設けられた変速部とを備え、前記第 1 電動機および前記第 2 電動機の少なくとも 1 つを制御してエンジン回転速度を所定回転速度以上に引き上げるエンジン回転駆動制御を行うと共に、該所定回転速度以上にて燃料を供給し点火してエンジントルクを発生させるエンジントルク発生制御を行うことによって前記エンジンを始動する車両用駆動装置の制御装置であって、

20

前記変速部の変速と前記エンジンの始動とが重なる場合には、前記変速部の変速中に前記エンジン回転駆動制御を行うと共に、前記変速部の変速終了後に前記エンジントルク発生制御を行うことによって前記エンジンを始動する変速時エンジン始動制御手段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 3】**

前記差動部は、前記第 1 電動機の運転状態が制御されることにより無段変速機として作動するものである請求項 2 の車両用駆動装置の制御装置。

**【請求項 4】**

前記変速部の変速は、パワーオンダウンシフトである請求項 1 乃至 3 のいずれかの車両用駆動装置の制御装置。

30

**【請求項 5】**

前記変速部の変速は、電動機のみを駆動力源とするモーター走行中における変速である請求項 1 乃至 4 のいずれかの車両用駆動装置の制御装置。

**【請求項 6】**

前記変速部の変速中は、前記動力伝達経路の動力伝達が遮断或いは弱められるものである請求項 1 乃至 5 のいずれかの車両用駆動装置の制御装置。

**【請求項 7】**

前記所定回転速度は、エンジンが完爆可能な回転速度である請求項 1 乃至 6 のいずれかの車両用駆動装置の制御装置。

**【請求項 8】**

前記変速部は、クラッチツウクラッチ変速が実行される有段式の自動変速機である請求項 1 乃至 7 のいずれかの車両用駆動装置の制御装置。

40

**【発明の詳細な説明】****【技術分野】****【0001】**

本発明は、エンジンと電動機とを有する駆動力源と、その駆動力源の動力を駆動輪へ伝達する変速部とを備える車両用駆動装置の制御装置に係り、特に、エンジン始動を制御する技術に関するものである。

**【背景技術】****【0002】**

50

エンジンと電動機とを有する駆動力源と、その駆動力源の動力を駆動輪へ伝達する変速部とを備え、エンジン回転速度を所定回転速度（例えばエンジンが完爆可能な回転速度）以上に引き上げるエンジン回転駆動制御を行うと共に、その所定回転速度以上に燃料を供給し点火してエンジントルクを発生させるエンジントルク発生制御を行うことによってエンジンを始動する車両用駆動装置の制御装置が良く知られている。

【0003】

上記車両用駆動装置の制御装置において、例えば電動機のみを駆動力源とするモータ走行時にアクセルペダルの踏み増し操作が行われると、変速部のパワーオンダウンシフトとエンジンの始動とが重なる場合がある。このような場合、エンジン始動に伴うトルク変動等を考慮して変速制御やエンジン始動制御を実行する必要がある制御が複雑となることから、変速ショックやエンジン始動ショックが増大する可能性があった。

10

【0004】

そこで、特許文献1には、変速部の変速とエンジンの始動とが重なる場合には、エンジン始動が完了するまで変速判断をキャンセルして変速を実行しないことで、上記変速ショックやエンジン始動ショックの増大を抑制する技術が開示されている。

【0005】

また、特許文献2には、エンジンに連結された第1要素と第1電動機に連結された第2要素と伝達部材および第2電動機に連結された第3要素とを有して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部と、伝達部材から駆動輪への動力伝達経路に設けられた有段式の変速部とを備え、第1電動機をスタータとして機能させることによりエンジン回転速度を所定回転速度以上に引き上げると共に、その所定回転速度以上に燃料を供給し点火してエンジントルクを発生させることによってエンジンを始動する車両用駆動装置の制御装置が開示されている。

20

【0006】

上記特許文献2のような車両用駆動装置の制御装置においては、変速部の変速中には駆動輪側からの伝達部材のトルク拘束力が低下する言い換えればエンジン回転速度を上げるための反力が低下する。そうすると、変速部の変速とエンジン始動とが重なる場合には、エンジン始動の為にエンジン回転速度を制御しながら差動部の各要素のトルクバランスをとる必要がある制御が一層複雑となることから、変速ショックやエンジン始動ショックが一層増大する可能性があった。

30

【0007】

そこで、上記特許文献2には、変速部の変速とエンジン始動とが重なる場合には、変速部の変速とエンジン始動とを排他的に実行することで、ショックを抑制する技術が開示されている。

【0008】

【特許文献1】特開2004-208417号公報

【特許文献2】特開2006-213149号公報

【特許文献3】特開2004-225573号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

40

【0009】

しかしながら、変速部の変速後にエンジン始動制御を開始していたのでは、或いはエンジン始動後に変速部の変速制御を開始していたのでは、運転者の加速要求から要求する駆動力が出力されるまでのトルク増大に要する時間（変速時間＋エンジン始動時間）が長くなり、加速フィーリングが悪化する可能性があった。このように、エンジン始動に伴うショックの抑制とエンジントルク発生までの応答遅れの抑制とを両立させることについて、未だ提案されていなかった。

【0010】

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、変速部の変速とエンジンの始動とが重なるときに、エンジン始動に伴うショックの抑制とエ

50

ンジントルク発生までの応答性向上とを両立することができる車両用駆動装置の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】

【0011】

かかる目的を達成するための請求項1にかかる発明の要旨とするところは、(a) エンジンと電動機とを有する駆動力源と、その駆動力源から駆動輪への動力伝達経路に設けられた変速部とを備え、エンジン回転速度を所定回転速度以上に引き上げるエンジン回転駆動制御を行うと共に、その所定回転速度以上にて燃料を供給し点火してエンジントルクを発生させるエンジントルク発生制御を行うことによって前記エンジンを始動する車両用駆動装置の制御装置であって、(b) 前記変速部の変速と前記エンジンの始動とが重なる場合には、前記変速部の変速中に前記エンジン回転駆動制御を行うと共に、前記変速部の変速終了後に前記エンジントルク発生制御を行うことによって前記エンジンを始動する変速時エンジン始動制御手段を含むことにある。

10

【発明の効果】

【0012】

このようにすれば、変速部の変速とエンジンの始動とが重なる場合には、変速時エンジン始動制御手段により、変速部の変速中にエンジン回転駆動制御を行うと共に変速部の変速終了後にエンジントルク発生制御を行うことによってエンジンが始動させられるので、変速部の変速中にエンジン回転速度が所定回転速度以上に引き上げられるもののエンジントルク発生は変速後となることから、エンジン始動に伴うショックの抑制とエンジントルク発生までの応答性向上とを両立することができる。

20

【0013】

また、前記目的を達成するための請求項2にかかる発明の要旨とするところは、(a) エンジンに連結された第1要素と第1電動機に連結された第2要素と伝達部材および第2電動機に連結された第3要素とを有してそのエンジンの出力をその第1電動機およびその伝達部材へ分配する差動機構を有する差動部と、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変速部とを備え、前記第1電動機および前記第2電動機の少なくとも1つを制御してエンジン回転速度を所定回転速度以上に引き上げるエンジン回転駆動制御を行うと共に、その所定回転速度以上にて燃料を供給し点火してエンジントルクを発生させるエンジントルク発生制御を行うことによって前記エンジンを始動する車両用駆動装置の制御装置であって、(b) 前記変速部の変速と前記エンジンの始動とが重なる場合には、前記変速部の変速中に前記エンジン回転駆動制御を行うと共に、前記変速部の変速終了後に前記エンジントルク発生制御を行うことによって前記エンジンを始動する変速時エンジン始動制御手段を含むことにある。

30

【0014】

このようにすれば、変速部の変速とエンジンの始動とが重なる場合には、変速時エンジン始動制御手段により、変速部の変速中にエンジン回転駆動制御を行うと共に変速部の変速終了後にエンジントルク発生制御を行うことによってエンジンが始動させられるので、変速部の変速中にエンジン回転速度が所定回転速度以上に引き上げられるもののエンジントルク発生は変速後となることから、エンジン始動に伴うショックの抑制とエンジントルク発生までの応答性向上とを両立することができる。

40

【0015】

また、請求項3にかかる発明は、請求項2に記載の車両用駆動装置の制御装置において、前記差動部は、前記第1電動機の運転状態が制御されることにより無段変速機として作動するものである。このようにすれば、差動部と変速部とで無段変速機が構成され、滑らかに駆動トルクを変化させることが可能である。尚、差動部は、変速比を連続的に変化させて電氣的な無段変速機として作動させる他に変速比を段階的に変化させて有段変速機として作動させることも可能である。

【0016】

また、請求項4にかかる発明は、請求項1乃至3のいずれかに記載の車両用駆動装置の

50

制御装置において、前記変速部の変速は、パワーオンダウンシフトである。このようにすれば、変速部のパワーオンダウンシフト中にエンジン回転速度が所定回転速度以上に引き上げられるもののエンジントルクの発生はパワーオンダウンシフト後となることから、エンジン始動に伴うショックの抑制と加速フィーリングの向上とを両立することができる。

【0017】

また、請求項5にかかる発明は、請求項1乃至4のいずれかに記載の車両用駆動装置の制御装置において、前記変速部の変速は、電動機のみを駆動力源とするモーター走行中における変速である。このようにすれば、変速部の変速中にモーター走行からエンジン走行への切り換えが判断されるときに、変速部の変速とエンジンの始動とが重なることが想定される。

10

【0018】

また、請求項6にかかる発明は、請求項1乃至5のいずれかに記載の車両用駆動装置の制御装置において、前記変速部の変速中は、前記動力伝達経路の動力伝達が遮断或いは弱められるものである。このようにすれば、エンジン回転駆動制御において変速部の変速による影響を考慮する必要がないので、そのエンジン回転駆動制御が容易に実行される。特に、請求項2または3に記載の車両用駆動装置の制御装置においては、変速が終了して動力伝達経路が動力伝達可能状態となり伝達部材においてエンジントルク発生に伴う反力が機械的に保証されるまでエンジントルク発生制御が実行されず実際にエンジントルクが発生しないので、見方を換えれば変速部の変速中はエンジン回転駆動制御のための伝達部材における反力トルク相当分のみを考慮すればよいので、変速部の変速中にエンジントルク発生制御を実行する場合に比較して、エンジン始動時のエンジン回転駆動制御とトルク制御とが容易になる。

20

【0019】

また、請求項7にかかる発明は、請求項1乃至6のいずれかに記載の車両用駆動装置の制御装置において、前記所定回転速度は、エンジンが完爆可能な回転速度である。このようにすれば、点火直後からエンジンの回転駆動が一層安定して速やかに所定のエンジントルクを発生させられる。

【0020】

また、請求項8にかかる発明は、請求項1乃至7のいずれかに記載の車両用駆動装置の制御装置において、前記変速部は、クラッチツウクラッチ変速が実行される有段式の自動変速機である。このようにすれば、クラッチツウクラッチ変速中にエンジントルクが発生させられないことから変速制御が容易になる。特に、請求項2または3に記載の車両用駆動装置の制御装置においては、伝達部材のトルク拘束力が低下してエンジン始動ショックを抑制することが一層容易でない変速部の変速中には比較的制御が容易なエンジン回転駆動制御のみを実行させ、エンジントルク発生制御は変速後に実行させることにより、エンジン始動に伴うショックの抑制とエンジントルク発生までの応答性向上とを両立することができる。また、例えば電氣的な無段変速機として機能させられる差動部と有段式自動変速機とで無段変速機が構成され、滑らかに駆動トルクを変化させることが可能であると共に、差動部の変速比を一定となるように制御した状態においては差動部と有段式自動変速機とで有段変速機と同等の状態が構成され、車両用駆動装置の総合変速が段階的に変化させられて速やかに駆動トルクを得ることも可能となる。

30

40

【0021】

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アであり、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。

【0022】

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

50

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。

【0023】

また、好適には、前記変速部の変速比（ギヤ比）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変速比が形成されるものである。このようにすれば、変速部の変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。

【発明を実施するための最良の形態】

【0024】

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】

【0025】

図1は、本発明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）などを介して間接に連結された無段変速部としての差動部11と、その差動部11と駆動輪34（図7参照）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動力伝達部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、例えば車両において縦置きされるFR（フロントエンジン・リアドライブ）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34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）32（図7参照）および一対の車軸等を順次介して一対の駆動輪34へ伝達する。

【0026】

このように、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、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、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。

【0027】

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作動的に連結されている第2電動機M2とを備えている。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。

【0028】

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を主体として構成されている。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キャリア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。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 2 9 】

この動力分配機構 1 6 においては、第 1 キャリヤ C A 1 は入力軸 1 4 すなわちエンジン 8 に連結され、第 1 サンギヤ S 1 は第 1 電動機 M 1 に連結され、第 1 リングギヤ R 1 は伝達部材 1 8 に連結されている。このように構成された動力分配機構 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 ) は電氣的な差動装置として機能させられて例えば差動部 1 1 は所謂無段変速状態 ( 電氣的 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、差動部 1 1 はその変速比  $0$  ( 入力軸 1 4 の回転速度  $N_{I N} /$  伝達部材 1 8 の回転速度  $N_{1 8}$  ) が最小値  $0 \text{ min}$  から最大値  $0 \text{ max}$  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。

10

## 【 0 0 3 0 】

自動変速部 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、有段式の自動変速機として機能する遊星歯車式の多段変速機である。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、例えば「 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、例えば「 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 . 4 2 1 」程度の所定のギヤ比  $4$  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  $2$  は  $Z S 2 / Z R 2$ 、上記ギヤ比  $3$  は  $Z S 3 / Z R 3$ 、上記ギヤ比  $4$  は  $Z S 4 / Z R 4$  である。

20

30

## 【 0 0 3 1 】

自動変速部 2 0 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 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 2 キャリヤ C A 2 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 4 リングギヤ R 4 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 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 2 2 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 1 8 に選択的に連結されている。

40

## 【 0 0 3 2 】

このように、自動変速部 2 0 内と差動部 1 1 ( 伝達部材 1 8 ) とは自動変速部 2 0 の各ギヤ段 ( 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 1 8 と自動変速部 2 0 との間の動力伝達経路すなわち差動部 1 1 ( 伝達部材 1 8 ) から駆動輪 3 4 への動力伝達経路を、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

50

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。

【0033】

また、この自動変速部20は、解放側係合装置の解放と係合側係合装置の係合とによりクラッチツウクラッチ変速が実行されて各ギヤ段が選択的に成立させられることにより、略等比的に変化する変速比（＝伝達部材18の回転速度 $N_{18}$  / 出力軸22の回転速度 $N_{OUT}$ ）が各ギヤ段毎に得られる。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、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、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、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（後進変速段）が成立させられる。また、第1クラッチC1、第2クラッチC2、第1ブレーキB1、第2ブレーキB2、および第3ブレーキB3の解放によりニュートラル「N」状態とされる。

10

【0034】

前記第1クラッチC1、第2クラッチC2、第1ブレーキB1、第2ブレーキB2、および第3ブレーキB3（以下、特に区別しない場合はクラッチC、ブレーキBと表す）は、従来の車両用自動変速機においてよく用いられている係合要素としての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、それが介挿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。

20

【0035】

以上のように構成された変速機構10において、無段変速機として機能する差動部11と自動変速部20とで全体として無段変速機が構成される。また、差動部11の変速比を一定となるように制御することにより、差動部11と自動変速部20とで有段変速機と同等の状態を構成することが可能とされる。

30

【0036】

具体的には、差動部11が無段変速機として機能し、且つ差動部11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の少なくとも1つの変速段Mに対して自動変速部20に入力される回転速度（以下、自動変速部20の入力回転速度）すなわち伝達部材18の回転速度（以下、伝達部材回転速度 $N_{18}$ ）が無段的に変化させられてその変速段Mにおいて無段的な変速比幅が得られる。したがって、変速機構10の総合変速比 $T$ （＝入力軸14の回転速度 $N_{IN}$  / 出力軸22の回転速度 $N_{OUT}$ ）が無段階に得られ、変速機構10において無段変速機が構成される。この変速機構10の総合変速比 $T$ は、差動部11の変速比 $0$ と自動変速部20の変速比 $1$ とに基づいて形成される変速機構10全体としてのトータル変速比 $T$ である。

40

【0037】

例えば、図2の係合作動表に示される自動変速部20の第1速ギヤ段乃至第4速ギヤ段や後進ギヤ段の各ギヤ段に対し伝達部材回転速度 $N_{18}$ 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つて、変速機構10全体としてのトータル変速比 $T$ が無段階に得られる。

【0038】

また、差動部11の変速比が一定となるように制御され、且つクラッチCおよびブレー

50

キBが選択的に係合作動させられて第1速ギヤ段乃至第4速ギヤ段のいずれか或いは後進ギヤ段(後進変速段)が選択的に成立させられることにより、略等比的に変化する変速機構10のトータル変速比Tが各ギヤ段毎に得られる。したがって、変速機構10において有段変速機と同等の状態が構成される。

【0039】

例えば、差動部11の変速比 $\alpha$ が「1」に固定されるように制御されると、図2の係合作動表に示されるように自動変速部20の第1速ギヤ段乃至第4速ギヤ段や後進ギヤ段の各ギヤ段に対応する変速機構10のトータル変速比Tが各ギヤ段毎に得られる。また、自動変速部20の第4速ギヤ段において差動部11の変速比 $\alpha$ が「1」より小さい値例えば0.7程度に固定されるように制御されると、第4速ギヤ段よりも小さい値例えば「0.7」程度であるトータル変速比Tが得られる。

10

【0040】

図3は、差動部11と自動変速部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、横線X1が回転速度零を示し、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。

【0041】

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 $\beta_1$ 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 $\beta_2$ 、 $\beta_3$ 、 $\beta_4$ 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 $\beta$ 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 $\beta_1$ 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 $\beta$ に対応する間隔に設定される。

20

30

【0042】

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、第2回転要素RE2が第1電動機M1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。

40

【0043】

例えば、差動部11においては、第1回転要素RE1乃至第3回転要素RE3が相互に

50

相対回転可能とされる差動状態とされており、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 の回転速度が車速 V に拘束されて略一定である場合には、エンジン回転速度  $N_E$  を制御することによって直線 L 0 と縦線 Y 2 との交点で示される第 1 キャリヤ C A 1 の回転速度が上昇或いは下降させられると、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 の回転速度すなわち第 1 電動機 M 1 の回転速度が上昇或いは下降させられる

【 0 0 4 4 】

また、差動部 1 1 の変速比  $\alpha$  が「 1 」に固定されるように第 1 電動機 M 1 の回転速度を制御することによって第 1 サンギヤ S 1 の回転がエンジン回転速度  $N_E$  と同じ回転とされると、直線 L 0 は横線 X 2 と一致させられ、エンジン回転速度  $N_E$  と同じ回転で第 1 リングギヤ R 1 の回転速度すなわち伝達部材 1 8 が回転させられる。或いは、差動部 1 1 の変速比  $\alpha$  が「 1 」より小さい値例えば 0.7 程度に固定されるように第 1 電動機 M 1 の回転速度を制御することによって第 1 サンギヤ S 1 の回転が零とされると、エンジン回転速度  $N_E$  よりも増速された回転で伝達部材回転速度  $N_{18}$  が回転させられる。

10

【 0 0 4 5 】

また、自動変速部 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。

20

【 0 0 4 6 】

自動変速部 2 0 では、差動部 1 1 において直線 L 0 が横線 X 2 と一致させられてエンジン回転速度  $N_E$  と同じ回転速度が差動部 1 1 から第 8 回転要素 R E 8 に入力されると、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 (1st) 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 (2nd) 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 (3rd) 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 (4th) の出力軸 2 2 の回転速度が示される。

30

【 0 0 4 7 】

図 4 は、本実施例の変速機構 1 0 を制御するための電子制御装置 8 0 に入力される信号及びその電子制御装置 8 0 から出力される信号を例示している。この電子制御装置 8 0 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 M 1、M 2 に関するハイブリッド駆動制御、自動変速部 2 0 の変速制御等の駆動制御を実行するものである。

40

【 0 0 4 8 】

電子制御装置 8 0 には、図 4 に示すような各センサやスイッチなどから、エンジン水温  $TEMP_W$  を表す信号、シフトレバー 5 2 (図 6 参照) のシフトポジション  $P_{SH}$  や「 M 」ポジションにおける操作回数等を表す信号、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、ギヤ比列設定値を表す信号、M モード (手動変速走行モード) を指

50

令する信号、エアコンの作動を表す信号、出力軸 2 2 の回転速度（以下、出力軸回転速度） $N_{OUT}$  に対応する車速  $V$  を表す信号、自動変速部 2 0 の作動油温  $T_{OIL}$  を表す信号、サイドブレーキ操作を表す信号、フットブレーキ操作を表す信号、触媒温度を表す信号、運転者の出力要求量に対応するアクセルペダルの操作量であるアクセル開度  $A_{cc}$  を表す信号、カム角を表す信号、スノーモード設定を表す信号、車両の前後加速度  $G$  を表す信号、オートクルーズ走行を表す信号、車両の重量（車重）を表す信号、各車輪の車輪速を表す信号、第 1 電動機  $M_1$  の回転速度  $N_{M_1}$ （以下、第 1 電動機回転速度  $N_{M_1}$  という）を表す信号、第 2 電動機  $M_2$  の回転速度  $N_{M_2}$ （以下、第 2 電動機回転速度  $N_{M_2}$  という）を表す信号、蓄電装置 5 6（図 7 参照）の充電容量（充電状態） $SOC$  を表す信号などが、それぞれ供給される。

10

#### 【0049】

また、上記電子制御装置 8 0 からは、エンジン出力を制御するエンジン出力制御装置 5 8（図 7 参照）への制御信号例えばエンジン 8 の吸気管 6 0 に備えられた電子スロットル弁 6 2 のスロットル弁開度  $T_H$  を操作するスロットルアクチュエータ 6 4 への駆動信号や燃料噴射装置 6 6 による吸気管 6 0 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 6 8 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  $M_1$  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 1 1 や自動変速部 2 0 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 7 0（図 5、図 7 参照）に含まれる電磁弁（リニアソレノイドバルブ）を作動させるバルブ指令信号、この油圧制御回路 7 0 に設けられたレギュレータバルブ（調圧弁）によりライン油圧  $P_L$  を調圧するための信号、そのライン油圧  $P_L$  が調圧されるための元圧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。

20

#### 【0050】

図 5 は、油圧制御回路 7 0 のうちクラッチ  $C_1$ 、 $C_2$ 、およびブレーキ  $B_1 \sim B_3$  の各油圧アクチュエータ（油圧シリンダ） $AC_1$ 、 $AC_2$ 、 $AB_1$ 、 $AB_2$ 、 $AB_3$  の作動を制御するリニアソレノイドバルブ  $SL_1 \sim SL_5$  に関する回路図である。

30

#### 【0051】

図 5 において、各油圧アクチュエータ  $AC_1$ 、 $AC_2$ 、 $AB_1$ 、 $AB_2$ 、 $AB_3$  には、ライン油圧  $P_L$  がそれぞれリニアソレノイドバルブ  $SL_1 \sim SL_5$  により電子制御装置 8 0 からの指令信号に応じた係合圧  $PC_1$ 、 $PC_2$ 、 $PB_1$ 、 $PB_2$ 、 $PB_3$  に調圧されてそれぞれ直接的に供給されるようになっている。このライン油圧  $P_L$  は、図示しない電動オイルポンプやエンジン 3 0 により回転駆動される機械式オイルポンプから発生する油圧を元圧として例えばリリーフ型調圧弁（レギュレータバルブ）によって、アクセル開度  $A_{cc}$  或いはスロットル弁開度  $T_H$  で表されるエンジン負荷等に応じた値に調圧されるようになっている。

40

#### 【0052】

リニアソレノイドバルブ  $SL_1 \sim SL_5$  は、基本的には何れも同じ構成で、電子制御装置 8 0 により独立に励磁、非励磁され、各油圧アクチュエータ  $AC_1$ 、 $AC_2$ 、 $AB_1$ 、 $AB_2$ 、 $AB_3$  の油圧が独立に調圧制御されてクラッチ  $C_1 \sim C_4$ 、ブレーキ  $B_1$ 、 $B_2$  の係合圧  $PC_1$ 、 $PC_2$ 、 $PB_1$ 、 $PB_2$ 、 $PB_3$  が制御される。そして、自動変速部 2 0 は、例えば図 2 の係合作動表に示すように予め定められた係合装置が係合されることによって各変速段が成立させられる。また、自動変速部 2 0 の変速制御においては、例えば変速に関与するクラッチ  $C$  やブレーキ  $B$  の解放と係合とが同時に制御される所謂クラッチツウクラッチ変速が実行される。

50

## 【 0 0 5 3 】

図 6 は複数種類のシフトポジション  $P_{S H}$  を人為的操作により切り換える切換装置としてのシフト操作装置 5 0 の一例を示す図である。このシフト操作装置 5 0 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  $P_{S H}$  を選択するために操作されるシフトレバー 5 2 を備えている。

## 【 0 0 5 4 】

そのシフトレバー 5 2 は、変速機構 1 0 内つまり自動変速部 2 0 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 2 0 の出力軸 2 2 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 1 0 内の動力伝達経路が遮断された中立状態とするための中立ポジション「N (ニュートラル)」、自動変速モードを成立させて差動部 1 1 の無段的な変速比幅と自動変速部 2 0 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 1 0 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を実行させる前進自動変速走行ポジション「D (ドライブ)」、または手動変速走行モード (手動モード) を成立させて自動変速部 2 0 の自動変速制御における高速側の変速段を制限する所謂変速レンジを設定するための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。

## 【 0 0 5 5 】

上記シフトレバー 5 2 の各シフトポジション  $P_{S H}$  への手動操作に連動して図 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」における各変速段等が成立するように、例えば油圧制御回路 7 0 が電氣的に切り換えられる。

## 【 0 0 5 6 】

上記「P」乃至「M」ポジションに示す各シフトポジション  $P_{S H}$  において、「P」ポジションおよび「N」ポジションは、車両を走行させないときに選択される非走行ポジションであって、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 のいずれもが解放されるような自動変速部 2 0 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 C 1 および第 2 クラッチ C 2 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」ポジションは、車両を走行させるときに選択される走行ポジションであって、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 の少なくとも一方が係合されるような自動変速部 2 0 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 C 1 および / または第 2 クラッチ C 2 による動力伝達経路の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でもある。

## 【 0 0 5 7 】

具体的には、シフトレバー 5 2 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 C 2 が係合されて自動変速部 2 0 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 5 2 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 C 1 が係合されて自動変速部 2 0 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、シフトレバー 5 2 が「R」ポジションから「P」ポジション或いは「N」ポジションへ手動操作されることで、第 2 クラッチ C 2 が解放されて自動変速部 2 0 内の動力伝達経路が動力伝達可能状態から動力伝達遮断状態とされ、シフトレバー 5 2 が「D」ポジションから「N」ポジションへ手動操作されることで、第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 が解放されて自動変速部 2 0 内の動力伝達経路が動力伝達可能状態から動力伝達遮断状態とされる。

## 【 0 0 5 8 】

図 7 は、電子制御装置 8 0 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 7 において、有段変速制御手段 8 2 は、図 8 に示すような車速  $V$  と自動変速部 2 0 の出力トルク  $T_{O U T}$  とを変数として予め記憶されたアップシフト線 (実線) およびダウンシ

10

20

30

40

50

フト線（一点鎖線）を有する関係（変速線図、変速マップ）から実際の車速 $V$ および自動変速部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、自動変速部20の変速を実行すべきか否かを判断しすなわち自動変速部20の変速すべき変速段を判断し、その判断した変速段が得られるように自動変速部20の自動変速制御を実行する。

【0059】

このとき、有段変速制御手段82は、例えば図2に示す係合表に従って変速段が達成されるように、自動変速部20の変速に関与する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（変速出力指令、油圧指令）を、すなわち自動変速部20の変速に関与する解放側係合装置を解放すると共に係合側係合装置を係合することによりクラッチツウクラッチ変速を実行させる指令を油圧制御回路70へ出力する。油圧制御回路70は、その指令に従って、例えば解放側係合装置を解放すると共に係合側係合装置を係合して自動変速部20の変速が実行されるように、油圧制御回路70内のリニアソレノイドバルブSLを作動させてその変速に関与する油圧式摩擦係合装置の油圧アクチュエータを作動させる。

10

【0060】

ハイブリッド制御手段84は、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の電気的な無段変速機としての変速比 $\gamma$ を制御する。例えば、そのときの走行車速 $V$ において、運転者の出力要求量としてのアクセル開度 $Acc$ や車速 $V$ から車両の目標（要求）出力を算出し、その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 $T_{M2}$ 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。

20

【0061】

例えば、ハイブリッド制御手段84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 $N_E$ 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が電気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84は、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） $T_E$ とで構成され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求められて記憶された図9の破線に示すようなエンジン8の最適燃費率曲線（燃費マップ、関係）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、変速機構10のトータル変速比 $T$ の目標値を定め、その目標値が得られるように自動変速部20の変速段を考慮して差動部11の変速比 $\gamma$ を制御し、トータル変速比 $T$ をその変速可能な変化範囲内で無段階に制御する。

30

【0062】

このとき、ハイブリッド制御手段84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54を通して蓄電装置56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54を通してその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。

40

【0063】

また、ハイブリッド制御手段84は、車両の停止中又は走行中に拘わらず、差動部11

50

の電氣的C V T機能によって例えば第1電動機回転速度 $N_{M1}$ を制御してエンジン回転速度 $N_E$ を略一定に維持したり任意の回転速度に回転制御させられる。言い換えれば、ハイブリッド制御手段84は、エンジン回転速度 $N_E$ を略一定に維持したり任意の回転速度に制御しつつ第1電動機回転速度 $N_{M1}$ を任意の回転速度に回転制御することができる。

【0064】

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84は車両走行中にエンジン回転速度 $N_E$ を引き上げる場合には、車速 $V$ (駆動輪34)に拘束される第2電動機回転速度 $N_{M2}$ を略一定に維持しつつ第1電動機回転速度 $N_{M1}$ の引き上げを実行する。また、ハイブリッド制御手段84は自動変速部20の変速中にエンジン回転速度 $N_E$ を略一定に維持する場合には、エンジン回転速度 $N_E$ を略一定に維持しつつ自動変速部20の変速に伴う第2電動機回転速度 $N_{M2}$ の変化とは反対方向に第1電動機回転速度 $N_{M1}$ を変化させる。

10

【0065】

また、ハイブリッド制御手段84は、スロットル制御のためにスロットルアクチュエータ64により電子スロットル弁62を開閉制御させる他、燃料噴射制御のために燃料噴射装置66による燃料供給量(燃料噴射量)や噴射時期を制御させ、点火時期制御のためにイグナイタ等の点火装置68による点火時期を制御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58に出力して、必要なエンジン出力を発生するようにエンジン8の出力制御を実行するエンジン出力制御手段を機能的に備えている。

【0066】

20

例えば、ハイブリッド制御手段84は、基本的には図示しない予め記憶された関係からアクセル開度 $A_{cc}$ に基づいてスロットルアクチュエータ60を駆動し、アクセル開度 $A_{cc}$ が増加するほどスロットル弁開度 $T_H$ を増加させるようにスロットル制御を実行する。また、このエンジン出力制御装置58は、ハイブリッド制御手段84による指令に従って、スロットル制御のためにスロットルアクチュエータ64により電子スロットル弁62を開閉制御する他、燃料噴射制御のために燃料噴射装置66による燃料噴射を制御し、点火時期制御のためにイグナイタ等の点火装置68による点火時期を制御するなどしてエンジントルク制御を実行する。

【0067】

また、ハイブリッド制御手段84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(差動作用)によってモータ走行させることができる。

30

【0068】

例えば、ハイブリッド制御手段84は、図8に示すような車速 $V$ と自動変速部20の出力トルク $T_{OUT}$ とを変数として予め記憶された走行用駆動力源をエンジン8と第2電動機 $M2$ とで切り換えるためのエンジン走行領域とモータ走行領域との境界線を有する関係(駆動力源切換線図、駆動力源マップ)から実際の車速 $V$ および自動変速部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、モータ走行領域とエンジン走行領域との何れであるかを判断してモータ走行或いはエンジン走行を実行する。図8の実線Aに示す駆動力源マップは、例えば同じ図8中の実線および一点鎖線に示す変速マップと共に予め記憶されている。このように、ハイブリッド制御手段84によるモータ走行は、図8から明らかかなように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出力トルク $T_{OUT}$ 域すなわち低エンジントルク $T_E$ 域、或いは車速 $V$ の比較的低下域すなわち低負荷域で実行される。

40

【0069】

ハイブリッド制御手段84は、このモータ走行時には、停止しているエンジン8の引き摺りを抑制して燃費を向上させるために、第1電動機回転速度 $N_{M1}$ を負の回転速度で制御して例えば第1電動機 $M1$ を無負荷状態とすることにより空転させて、差動部11の電氣的C V T機能(差動作用)により必要に応じてエンジン回転速度 $N_E$ を零乃至略零に維持する。

【0070】

50

ハイブリッド制御手段 8 4 は、エンジン走行とモータ走行とを切り換えるために、エンジン 8 の作動状態を運転状態と停止状態との間で切り換える、すなわちエンジン 8 の始動および停止を行うエンジン始動停止制御手段 8 6 を備えている。このエンジン始動停止制御手段 8 6 は、ハイブリッド制御手段 8 4 により例えば図 8 の駆動力源切換線図から車両状態に基づいてモータ走行とエンジン走行との切り換えが判断された場合に、エンジン 8 の始動または停止を実行する。

【 0 0 7 1 】

例えば、エンジン始動停止制御手段 8 6 は、図 8 の実線 B の点 a 点 b に示すようにアクセルペダルが踏込操作されて要求出力トルク  $T_{O.U.T}$  が大きくなり、ハイブリッド制御手段 8 4 により車両状態がモータ走行領域からエンジン走行領域へ変化したと判断されてモータ走行からエンジン走行への切り換えが判断された場合にはすなわちハイブリッド制御手段 8 4 によりエンジン始動が判断された場合には、第 1 電動機 M 1 に通電して第 1 電動機回転速度  $N_{M1}$  を引き上げることですなわち第 1 電動機 M 1 をスタータとして機能させることで、エンジン回転速度  $N_E$  を完爆可能な所定回転速度  $N_E'$  以上に引き上げるエンジン回転駆動制御を行うと共に、所定回転速度  $N_E'$  以上にて例えばアイドル回転速度以上の自律回転可能なエンジン回転速度  $N_E$  にて燃料噴射装置 6 6 により燃料を供給（噴射）し点火装置 6 8 により点火してエンジントルク  $T_E$  を発生させるエンジントルク発生制御を行うことによりエンジン 8 を始動し、モータ走行からエンジン走行へ切り換える。

【 0 0 7 2 】

また、エンジン始動停止制御手段 8 6 は、図 8 の実線 B の点 b 点 a に示すようにアクセルペダルが戻されて要求出力トルク  $T_{O.U.T}$  が小さくなり、ハイブリッド制御手段 8 4 により車両状態がエンジン走行領域からモータ走行領域へ変化したと判断されてエンジン走行からモータ走行への切り換えが判断された場合にはすなわちハイブリッド制御手段 8 4 によりエンジン停止が判断された場合には、燃料噴射装置 6 6 により燃料供給を停止しすなわちフューエルカットによりエンジン 8 を停止し、エンジン走行からモータ走行へ切り換える。

【 0 0 7 3 】

また、ハイブリッド制御手段 8 4 は、エンジン走行領域であっても、上述した電気バスによる第 1 電動機 M 1 からの電気エネルギーおよび / または蓄電装置 5 6 からの電気エネルギーを第 2 電動機 M 2 へ供給し、その第 2 電動機 M 2 を駆動して駆動輪 3 4 にトルクを付与することにより、エンジン 8 の動力を補助するための所謂トルクアシストが可能である。

【 0 0 7 4 】

また、ハイブリッド制御手段 8 4 は、第 1 電動機 M 1 を無負荷状態として自由回転すなわち空転させることにより、差動部 1 1 がトルクの伝達を不能な状態すなわち差動部 1 1 内の動力伝達経路が遮断された状態と同等の状態であって、且つ差動部 1 1 からの出力が発生されない状態とすることが可能である。すなわち、ハイブリッド制御手段 8 4 は、第 1 電動機 M 1 を無負荷状態とすることにより差動部 1 1 をその動力伝達経路が電氣的に遮断される中立状態（ニュートラル状態）とすることが可能である。

【 0 0 7 5 】

ところで、前述したようにモータ走行中にアクセルペダルの踏込操作により要求出力トルク  $T_{O.U.T}$  が増大させられて車両状態がモータ走行領域からエンジン走行領域へ変化させられたときには、エンジン始動停止制御手段 8 6 によりエンジン 8 が始動させられてモータ走行からエンジン走行へ切り換えられる。このとき、要求出力トルク  $T_{O.U.T}$  の増大に伴い有段変速制御手段 8 2 により自動変速部 2 0 のダウンシフトが判断されるとパワーオンダウンシフトも同時に実行させられることになる。例えば、モータ走行中にアクセルペダルの踏込操作により図 8 の点 a 点 b に示すように要求出力トルク  $T_{O.U.T}$  が増大させられたときには、ハイブリッド制御手段 8 4 によるエンジン始動の判断と有段変速制御手段 8 2 による自動変速部 2 0 の 2 → 1 パワーオンダウンシフトの判断とが重なる場合がある。

10

20

30

40

50

## 【0076】

そして、エンジン始動停止制御手段86によるエンジン8の始動と有段変速制御手段82による自動変速部20のパワーオンダウンシフトとを同時に実行する場合には、変速中のエンジントルクの発生等を考慮してエンジン始動停止制御手段86によるエンジン8の始動制御や有段変速制御手段82による自動変速部20の変速制御を実行する必要がある。それら制御が複雑になることから、変速ショックやエンジン始動ショックが増大する可能性がある。

## 【0077】

特に本実施例のように差動部11と自動変速部20とを備える場合には、自動変速部20のクラッチツウクラッチ変速に伴って伝達部材18から駆動輪34までの動力伝達経路が一時的に動力伝達遮断状態或いは動力伝達遮断状態に近い状態になることがあり、そのクラッチツウクラッチ変速中には駆動輪34側からの伝達部材18のトルク拘束力が低下する言い換えれば第1電動機M1によりエンジン回転速度 $N_E$ を引き上げるために伝達部材18(第1リングギヤR1)が受け持つ反力が低下する。そうすると、エンジン始動停止制御手段86によるエンジン8の始動の為にエンジン回転速度 $N_E$ を制御しながら差動部11の各要素のトルクバランス例えば第1リングギヤR1における反力トルクを適切にとる必要がある。制御が一層複雑となることから、変速ショックやエンジン始動ショックが一層増大する可能性がある。

## 【0078】

一方で、エンジン始動停止制御手段86によるエンジン8の始動および有段変速制御手段82による自動変速部20のパワーオンダウンシフトのいずれか一方を先に実行し、一方の実行完了後に他方を順次実行開始する場合には、アクセルペダルの踏込操作からエンジントルクの発生を含めた自動変速部20の要求出力トルク $T_{OUT}$ が出力されるまでに要する時間(変速時間+エンジン始動時間)が長くなり、加速フィーリングが悪化する可能性がある。

## 【0079】

そこで、前記エンジン始動停止制御手段86は、自動変速部20の変速とエンジン8の始動とが重なる場合には、自動変速部20の変速中に前記エンジン回転駆動制御を行うと共に、自動変速部20の変速終了後に前記エンジントルク発生制御を行うことによってエンジン8を始動する変速時エンジン始動制御手段を機能的に備えている。

## 【0080】

より具体的には、変速中判定手段88は、自動変速部20が変速中であるか否かを判定する。例えば、変速中判定手段88は、前記有段変速制御手段82により自動変速部20の変速が判断されてから自動変速部20の変速におけるイナーシャ相が終了するまでは変速中と判定し、そのイナーシャ相の終了で変速終了を判定する。上記イナーシャ相の終了は、例えばイナーシャ相中における実際の第2電動機回転速度 $N_{M2}$ (すなわち伝達部材回転速度 $N_{18}$ に同じ)と変速後の第2電動機回転速度 $N_{M2}$ の推定値(=出力軸回転速度 $N_{OUT}$ ×自動変速部20の変速後のギヤ段に対応する変速比)との差が所定値以下となって実際の第2電動機回転速度 $N_{M2}$ が変速後の第2電動機回転速度 $N_{M2}$ の推定値に略一致したか否かに基づいて判断される。また、例えばイナーシャ相中における実際の第2電動機回転速度 $N_{M2}$ の変化量がイナーシャ相中であると判断するための予め実験的に求められて設定された所定回転変化量より小さくなったか否かに基づいてイナーシャ相の終了が判断される。

## 【0081】

前記エンジン始動停止制御手段86は、前記有段変速制御手段82により自動変速部20のパワーオンダウンシフトが判断され且つ前記ハイブリッド制御手段84によりエンジン始動が判断された場合には、すなわちモータ走行中にパワーオンダウンシフトとエンジン始動とが重なる場合には、有段変速制御手段82による自動変速部20のパワーオンダウンシフト中に前記エンジン回転駆動制御を行ってエンジン回転速度 $N_E$ を所定回転速度 $N_E'$ 以上に引き上げると共に、前記変速中判定手段88により自動変速部20の変速終

10

20

30

40

50

了が判定されたときには前記エンジントルク発生制御を行ってエンジントルク  $T_E$  を発生させることによりエンジン 8 を始動する。

【 0 0 8 2 】

図 1 0 は、電子制御装置 8 0 の制御作動の要部すなわち自動変速部 2 0 の変速とエンジン 8 の始動とが重なるときに、エンジン始動に伴うショックの抑制とエンジントルク発生までの応答性向上とを両立する為の制御作動を説明するフローチャートであり、例えば数  $m s e c$  乃至数十  $m s e c$  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。また、図 1 1 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の一例である。

【 0 0 8 3 】

図 1 0 において、先ず、前記有段変速制御手段 8 2 に対応するステップ（以下、ステップを省略する）S 1 において、例えば図 8 に示すような変速マップから実際の車速  $V$  および自動変速部 2 0 の要求出力トルク  $T_{OUT}$  で示される車両状態に基づいて自動変速部 2 0 のパワーオンダウンシフトを実行すべきであるか否かが判断される。つまり、アクセルペダルの踏込操作による自動変速部 2 0 のパワーオンダウンシフトであるか否かが判断される。

【 0 0 8 4 】

前記 S 1 の判断が否定される場合は、S 8 において自動変速部 2 0 のパワーオンダウンシフトに関する制御以外のその他の制御が実行されるか、或いはそのまま本ルーチンが終了させられる。

【 0 0 8 5 】

前記 S 1 の判断が肯定される場合は前記ハイブリッド制御手段 8 4 に対応する S 2 において、例えば図 8 に示すような駆動力源切換線図から実際の車速  $V$  および自動変速部 2 0 の要求出力トルク  $T_{OUT}$  で示される車両状態に基づいてモータ走行領域からエンジン走行領域への変化が判断されてモータ走行からエンジン走行へ切り換えるべきであるか否かが判断される。つまり、エンジン 8 の始動（指令）が必要か否かが判断される。

【 0 0 8 6 】

前記 S 2 の判断が否定される場合は前記有段変速制御手段 8 2 および前記ハイブリッド制御手段 8 4 に対応する S 7 において、前記 S 1 にて判断された自動変速部 2 0 のパワーオンダウンシフトが実行され、例えば図 9 の破線に示すようなエンジン 8 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自動変速部 2 0 の変速段を考慮して差動部 1 1 の変速比  $\tau$  が制御されて、トータル変速比  $T$  がその変速可能な変化範囲内で無段階に制御される。

【 0 0 8 7 】

前記 S 2 の判断が肯定される場合は前記有段変速制御手段 8 2 に対応する S 3 において、前記 S 1 にて判断された自動変速部 2 0 のパワーオンダウンシフトが実行されるための変速出力指令、すなわち自動変速部 2 0 のパワーオンダウンシフトに関与する解放側係合装置を解放すると共に係合側係合装置を係合することによりクラッチツウクラッチ変速を実行させる油圧指令が油圧制御回路 7 0 へ出力される。

【 0 0 8 8 】

前記 S 3 に続いて、前記エンジン始動停止制御手段 8 6 に対応する S 4 において、自動変速部 2 0 のパワーオンダウンシフト中に前記エンジン回転駆動制御が実行されて第 1 電動機 M 1 によりエンジン回転速度  $N_E$  が所定回転速度  $N_E'$ （例えばアイドル回転速度以上で且つ必要なエンジントルクが得られる駆動時のエンジン回転速度  $N_E$ ）に引き上げられる。

【 0 0 8 9 】

次いで、前記変速中判定手段 8 8 に対応する S 5 において、自動変速部 2 0 がパワーオンダウンシフト中であるか否かが判定される。

【 0 0 9 0 】

前記 S 5 の判断が肯定される場合は前記 S 4 に戻るが、自動変速部 2 0 のパワーオンダ

10

20

30

40

50

ウンシフトの終了が判定されて前記 S 5 の判断が否定される場合は前記エンジン始動停止制御手段 8 6 に対応する S 6 において、前記エンジントルク発生制御が実行されて、例えば上記所定回転速度  $N_E'$  にて燃料噴射装置 6 6 により燃料を噴射し点火装置 6 8 により点火するエンジン点火指令がエンジン出力制御装置 5 8 に出力されてエンジントルク  $T_E$  が発生させられる。

【0091】

図 1 1 において、 $t_1$  時点は、第 2 電動機 M 2 を駆動力源とするモータ走行中にアクセルペダルの踏込操作によりパワーオンダウンシフトが判断され且つモータ走行領域からエンジン走行領域へ変化したと判断されてモータ走行からエンジン走行への切り換えが判断されたことを示している。そして、この  $t_1$  時点では、自動変速部 2 0 のパワーオンダウンシフトを実行する為の油圧指令（図中の解放圧および係合圧）が出力されてクラッチツウクラッチ変速が開始されると共に、モータ走行中に略零に維持されていたエンジン回転速度  $N_E$  を第 1 電動機 M 1 により引き上げるエンジン回転駆動制御が開始される。

10

【0092】

また、 $t_1$  時点乃至  $t_2$  時点は、クラッチツウクラッチ変速が実行されると共に、この変速中にエンジン回転速度  $N_E$  が所定回転速度  $N_E'$  に向かって引き上げられたことを示している。尚、この  $t_1$  時点乃至  $t_2$  時点においては、アクセルペダルの踏込操作に応じて第 2 電動機 M 2 のアシストトルク  $T_{M2}$  が増大させられることに加え、クラッチツウクラッチ変速に伴って駆動輪 3 4 側からの伝達部材 1 8（第 1 リングギヤ R 1）のトルク拘束力が低下することから第 1 電動機 M 1 によりエンジン回転速度  $N_E$  を引き上げるための第 1 リングギヤ R 1 における反カトルク相当分が第 2 電動機 M 2 のアシストトルク  $T_{M2}$  に上乘せされる。

20

【0093】

また、 $t_2$  時点は、クラッチツウクラッチ変速が終了したことを示している。このクラッチツウクラッチ変速の終了に伴い駆動輪 3 4 側と第 1 リングギヤ R 1 とが機械的な連結状態とされる。そして、エンジン回転速度  $N_E$  が所定回転速度  $N_E'$  とされているこの  $t_2$  時点では、クラッチツウクラッチ変速の終了後直ちに燃料噴射装置 6 6 により燃料を噴射し点火装置 6 8 により点火するエンジントルク発生制御が実行されてエンジントルク  $T_E$  が発生させられる。

【0094】

このように、クラッチツウクラッチ変速の開始と共にエンジン 8 の始動が開始されて、クラッチツウクラッチ変速中はエンジン回転速度  $N_E$  を所定回転速度  $N_E'$  に引き上げるエンジン回転駆動制御が実行され、変速終了時点では既にエンジン回転速度  $N_E$  が所定回転速度  $N_E'$  とされていることから変速終了後に速やかにエンジントルク発生制御が実行される。

30

【0095】

これによって、例えば自動変速部 2 0 の変速終了後にエンジン 8 の始動を開始する場合に比較して、或いはエンジン始動後に自動変速部 2 0 の変速を開始する場合に比較して、自動変速部 2 0 の変速とエンジン始動との実行に要する一連の時間が短縮される。つまり、自動変速部 2 0 の変速とエンジン始動とが重なった場合の要求出力トルク  $T_{OUT}$  の発生に関する時間遅れが解消できる。また、自動変速部 2 0 の変速が終了して第 1 リングギヤ R 1 においてエンジン点火（エンジントルク発生）に伴う反力が機械的に保証されるまでエンジントルク発生制御が実行されず実際にエンジントルク  $T_E$  が発生しないので、見方を換えれば自動変速部 2 0 の変速中はエンジン回転駆動制御のための第 1 リングギヤ R 1 における反カトルク相当分を第 2 電動機 M 2 のアシストトルク  $T_{M2}$  に例えば一律に上乘せするだけでよいので、自動変速部 2 0 の変速中にエンジントルク発生制御を実行する場合に比較して、エンジン始動時のエンジン回転駆動制御と、例えばアシストトルク  $T_{M2}$  や自動変速部 2 0 の係合トルク等のトルク制御とが容易になる。

40

【0096】

上述のように、本実施例によれば、自動変速部 2 0 の変速とエンジン 8 の始動とが重な

50

る場合には、変速時エンジン始動制御手段として機能するエンジン始動停止制御手段 8 6 により、自動変速部 2 0 の変速中にエンジン回転駆動制御を行うと共に自動変速部 2 0 の変速終了後にエンジントルク発生制御を行うことによってエンジンが始動させられるので、自動変速部 2 0 の変速中にエンジン回転速度  $N_E$  が所定回転速度  $N_E'$  以上に引き上げられるもののエンジントルク  $T_E$  の発生は変速後となることから、エンジン始動に伴うショックの抑制とエンジントルク発生までの応答性向上とを両立することができる。

【0097】

例えば、上記自動変速部 2 0 の変速はパワーオンダウンシフトであるので、自動変速部 2 0 のパワーオンダウンシフト中にエンジン回転速度  $N_E$  が所定回転速度  $N_E'$  以上に引き上げられるもののエンジントルク  $T_E$  の発生はパワーオンダウンシフト後となることから、エンジン始動に伴うショックの抑制と加速フィーリングの向上とを両立することができる。

10

【0098】

また、本実施例によれば、自動変速部 2 0 の変速中は、伝達部材 1 8 から駆動輪 3 4 までの動力伝達経路の動力伝達が遮断或いは弱められるので、すなわち動力伝達経路が一時的に動力伝達遮断状態或いは動力伝達遮断状態に近い状態になるので、エンジン回転駆動制御において自動変速部 2 0 の変速による影響を考慮する必要がなくて、そのエンジン回転駆動制御が容易に実行される。また、自動変速部 2 0 の変速が終了して伝達部材 1 8 から駆動輪 3 4 までの動力伝達経路が動力伝達可能状態となり第 1 リングギヤ R 1 においてエンジン点火（エンジントルク発生）に伴う反力が機械的に保証されるまでエンジントルク発生制御が実行されず実際にエンジントルク  $T_E$  が発生しないので、見方を換えれば自動変速部 2 0 の変速中はエンジン回転駆動制御のための第 1 リングギヤ R 1 における反力トルク相当分のみを考慮すればよいので、自動変速部 2 0 の変速中にエンジントルク発生制御を実行する場合に比較して、エンジン始動時のエンジン回転駆動制御とトルク制御とが容易になる。

20

【0099】

また、本実施例によれば、前記所定回転速度  $N_E'$  は、エンジン 8 が完爆可能な回転速度であるので、エンジン点火直後からエンジン 8 の回転駆動が一層安定して速やかに所定のエンジントルク  $T_E$  を発生させられる。

【0100】

また、本実施例によれば、上記自動変速部 2 0 の変速はクラッチツウクラッチ変速にて実行されるが、このクラッチツウクラッチ変速中にはエンジントルク  $T_E$  が発生させられないことから変速制御が容易になる。また、伝達部材 1 8（第 1 リングギヤ R 1）のトルク拘束力が低下してエンジン始動ショックを抑制することが一層容易でないクラッチツウクラッチ変速中には比較的制御が容易なエンジン回転駆動制御のみを実行させ、エンジントルク発生制御はクラッチツウクラッチ変速後に実行させることにより、エンジン始動に伴うショックの抑制とエンジントルク発生までの応答性向上とを両立することができる。

30

【0101】

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。

40

【0102】

例えば、前述の実施例では、車両用駆動装置は差動部 1 1 と変速部としての自動変速部 2 0 とを備えた変速機構 1 0 であったが、このような構成でなくとも、少なくとも電動機によるモータ走行中に変速が可能な変速部を備える車両用駆動装置であれば本発明は適用され得る。

【0103】

また、前述の実施例では、変速中判定手段 8 8 は、自動変速部 2 0 の変速におけるイナーシャ相が終了するまでは変速中と判定し、そのイナーシャ相の終了で変速終了を判定したが、これに限らず他の種々の方法で自動変速部 2 0 が変速中であるか否かを判定しても良い。例えば、変速中判定手段 8 8 は、有段変速制御手段 8 2 による自動変速部 2 0 の変

50

速に關与する油圧式摩擦係合装置を係合および／または解放させる油圧指令が変速終了と判断できる所定の値となったか否かに基づいて変速終了を判定しても良い。

【0104】

また、前述の実施例では、図11に示すように、エンジン回転速度 $N_E$ が所定回転速度 $N_E'$ とされているこの $t_2$ 時点において、クラッチツウクラッチ変速の終了後直ちにエンジントルク発生制御が実行されてエンジントルク $T_E$ が発生させられたが、クラッチツウクラッチ変速の終了後所定時間が経過したときにエンジントルク発生制御が実行されるようにしても良い。このようにしても、クラッチツウクラッチ変速の終了後にエンジン始動制御が開始されることに比較して、自動変速部20の変速とエンジン始動との実行に要する一連の時間が短縮されるという一定の効果が得られる。

10

【0105】

また、前述の実施例では、前記所定回転速度 $N_E'$ はエンジン8が完爆可能な回転速度であったが、必ずしも完爆可能な回転速度でなくとも良く、点火直後からのエンジン8の回転駆動が多少安定しないとしても少なくとも点火後に自律回転可能となるようにある程度エンジン回転速度 $N_E$ を上昇させられるような回転速度であれば良い。

【0106】

また、前述の実施例では、ハイブリッド制御手段84は、クラッチツウクラッチ変速中のエンジン始動の際には、第1電動機M1を制御してエンジン回転速度 $N_E$ を所定回転速度 $N_E'$ 以上に引き上げると共に、第2電動機M2を制御して第1リングギヤR1における反力トルク相当分を発生させてエンジン回転駆動制御を行ったが、伝達部材18から駆動輪34までの動力伝達経路の動力伝達が遮断或いは弱められるクラッチツウクラッチ変速中には、第2電動機M2を制御して第2電動機回転速度 $N_{M2}$ を引き上げることでエンジン回転速度 $N_E$ を所定回転速度 $N_E'$ 以上に引き上げたり、第1電動機M1および第2電動機M2を制御して第1電動機回転速度 $N_{M1}$ および第2電動機回転速度 $N_{M2}$ を引き上げることでエンジン回転速度 $N_E$ を所定回転速度 $N_E'$ 以上に引き上げることも可能である。

20

【0107】

また、前述の実施例では、差動部11(動力分配機構16)はそのギヤ比 $i_0$ が最小値 $i_{0min}$ から最大値 $i_{0max}$ 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ものであったが、例えば差動部11の変速比 $i_0$ を連続的ではなく差動作用を利用して敢えて段階的に変化させるものであっても本発明は適用され得る。

30

【0108】

また、前述の実施例において、差動部11は、動力分配機構16に設けられて差動作用を制限することにより少なくとも前進2段の有段変速機としても作動させられる差動制限装置を備えたものであっても良い。本発明は、専らこの差動制限装置により差動部11(動力分配機構16)の差動作用が制限されないときの車両走行時に適用される。

【0109】

また、前述の実施例の動力分配機構16では、第1キャリア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。

40

【0110】

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。

【0111】

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

50

、減速機等を介して作動的に第 1 電動機 M 1 は第 1 サンギヤ S 1 に連結され、第 2 電動機 M 2 は伝達部材 1 8 に連結されてもよい。

【 0 1 1 2 】

また、前述の実施例では、第 1 クラッチ C 1 や第 2 クラッチ C 2 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。例えば電磁クラッチであるような場合には、油圧制御回路 7 0 は油路を切り換える弁装置ではなく電磁クラッチへの電氣的な指令信号回路を切り換えるスイッチング装置や電磁切換装置等により構成される。

【 0 1 1 3 】

また、前述の実施例では、差動部 1 1 すなわち動力分配機構 1 6 の出力部材である伝達部材 1 8 と駆動輪 3 4 との間の動力伝達経路に、自動変速部 2 0 が介挿されていたが、例えば自動変速機の種類である無段変速機（CVT）、手動変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り換えられることが可能な自動変速機等の他の形式の変速部（変速機）が設けられていてもよい。このようにしても、本発明は適用され得る。

【 0 1 1 4 】

また、前述の実施例では、自動変速部 2 0 は伝達部材 1 8 を介して差動部 1 1 と直列に連結されていたが、入力軸 1 4 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 2 0 が配設されてもよい。この場合には、差動部 1 1 と自動変速部 2 0 とは、例えば伝達部材 1 8 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。

【 0 1 1 5 】

また、前述の実施例の差動機構としての動力分配機構 1 6 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 および伝達部材 1 8（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。

【 0 1 1 6 】

また、前述の実施例の動力分配機構 1 6 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。また、その遊星歯車装置はシングルピニオン型に限られたものではなくダブルピニオン型の遊星歯車装置であってもよい。

【 0 1 1 7 】

また、前述の実施例のシフト操作装置 5 0 は、複数種類のシフトポジション  $P_{S_H}$  を選択するために操作されるシフトレバー 5 2 を備えていたが、そのシフトレバー 5 2 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  $P_{S_H}$  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  $P_{S_H}$  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  $P_{S_H}$  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 5 2 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ギヤ段が設定されることすなわち各変速レンジの最高速ギヤ段がギヤ段として設定されてもよい。この場合、自動変速部 2 0 ではギヤ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 5 2 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 2 0 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 5 2 の操作に応じて設定される。

【 0 1 1 8 】

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 】

【 0 1 1 9 】

【 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 の駆動装置の変速作動に用いられる油圧式摩擦係合装置の作動の組み合わせを説明する作動図表である。

【図 3】図 1 の駆動装置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】油圧制御回路のうちクラッチ C およびブレーキ B の各油圧アクチュエータの作動を制御するリニアソレノイドバルブに関する回路図である。

【図 6】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 7】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。

10

【図 8】駆動装置の変速制御において用いられる変速マップの一例と、エンジン走行とモータ走行とを切り換える駆動力源切換制御において用いられる駆動力源マップの一例とを示す図であって、それぞれの関係を示す図でもある。

【図 9】破線はエンジンの最適燃費率曲線であって燃費マップの一例である。

【図 10】図 4 の電子制御装置の制御作動すなわち自動変速部の変速とエンジンの始動とが重なるときに、エンジン始動に伴うショックの抑制とエンジントルク発生までの応答性向上とを両立する為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の一例である。

【符号の説明】

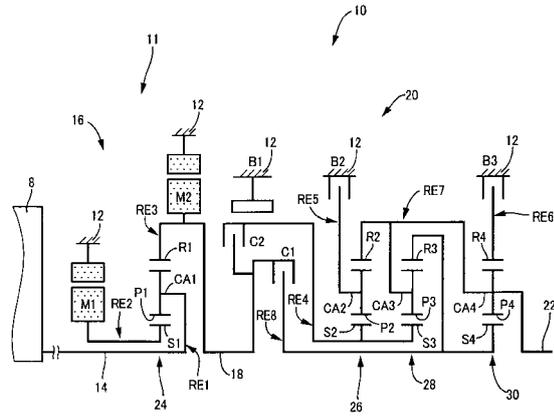
20

【 0 1 2 0 】

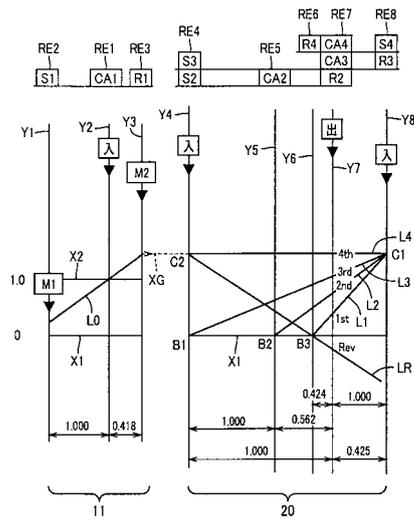
- 8 : エンジン ( 駆動力源 )
- 1 0 : 変速機構 ( 車両用駆動装置 )
- 1 1 : 差動部
- 1 6 : 動力分配機構 ( 差動機構 )
- 1 8 : 伝達部材
- 2 0 : 自動変速部 ( 変速部 )
- 3 4 : 駆動輪
- 8 0 : 電子制御装置 ( 制御装置 )
- 8 6 : エンジン始動停止制御手段 ( 変速時エンジン始動制御手段 )
- M 1 : 第 1 電動機
- M 2 : 第 2 電動機 ( 駆動力源 )

30

【 図 1 】



【 図 3 】

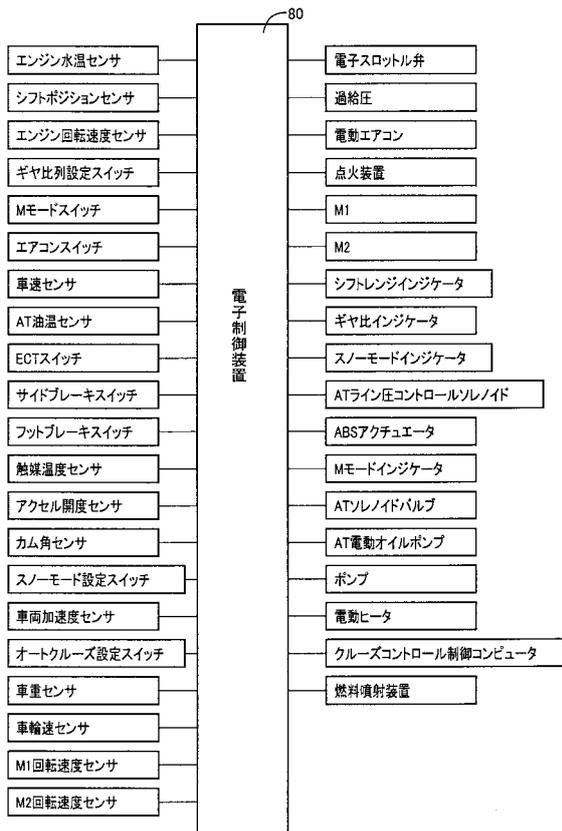


【 図 2 】

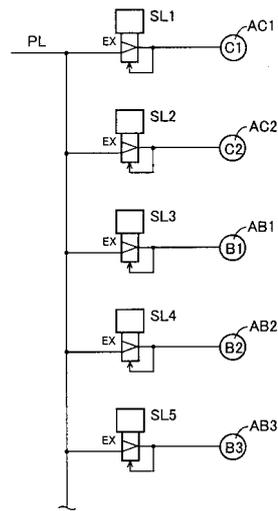
	C1	C2	B1	B2	B3	変速比	ステップ
1st	○				○	3.357	1.54
2nd	○			○		2.180	
3rd	○		○			1.424	
4th	○	○				1.000	
R		○			○	3.209	トータル 3.36
N							

○ 係合

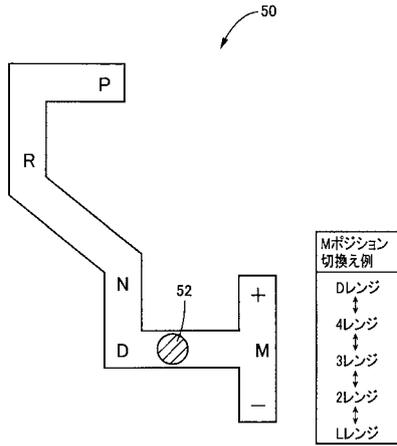
【 図 4 】



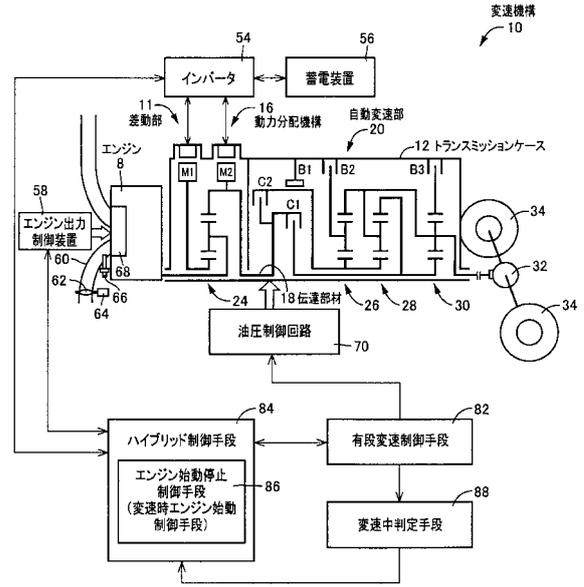
【 図 5 】



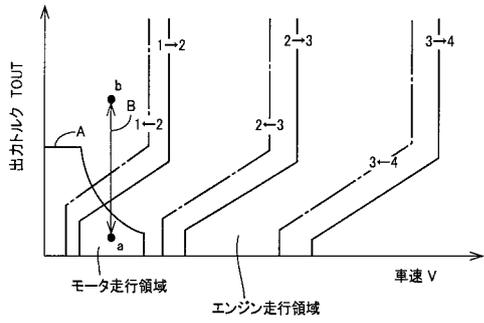
【図6】



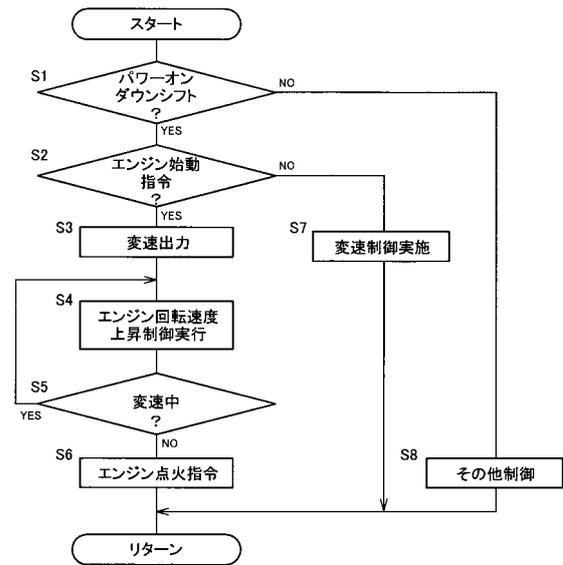
【図7】



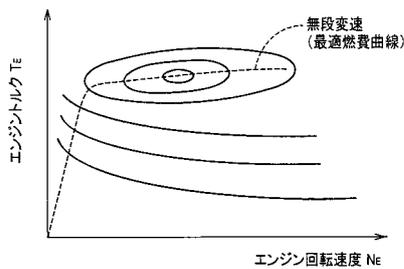
【図8】



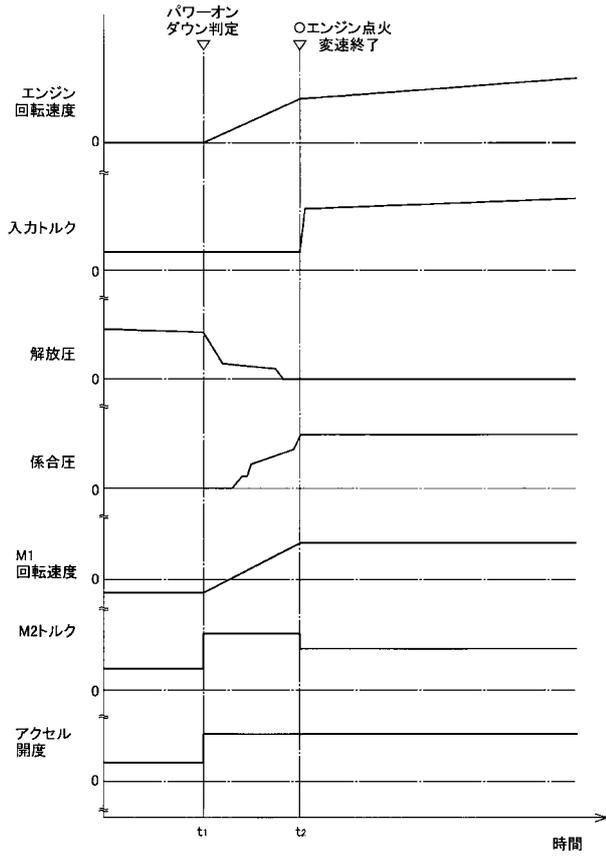
【図10】



【図9】



【 図 1 1 】



## フロントページの続き

(51)Int.Cl.	F I	テーマコード(参考)
<b>B 6 0 K 6/543 (2007.10)</b>	B 6 0 K 6/04	7 3 1
<b>B 6 0 K 6/547 (2007.10)</b>	B 6 0 K 6/04	7 3 3
<b>F 0 2 D 29/02 (2006.01)</b>	F 0 2 D 29/02	Z H V D
<b>F 0 2 D 29/00 (2006.01)</b>	F 0 2 D 29/00	C
<b>F 0 2 D 41/06 (2006.01)</b>	F 0 2 D 29/02	3 2 1 B
<b>F 0 2 D 43/00 (2006.01)</b>	F 0 2 D 41/06	3 3 0 J
<b>F 0 2 N 11/04 (2006.01)</b>	F 0 2 D 43/00	3 0 1 A
<b>B 6 0 W 10/04 (2006.01)</b>	F 0 2 D 43/00	3 0 1 H
	F 0 2 D 43/00	3 0 1 V
	F 0 2 N 11/04	D
	B 6 0 K 41/00	3 0 1 A
	B 6 0 K 41/00	3 0 1 B
	B 6 0 K 41/00	3 0 1 D
	B 6 0 K 41/06	
	B 6 0 K 41/18	
	B 6 0 K 41/08	

## (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

Fターム(参考) 3D041 AA28 AA53 AB00 AC01 AC15 AC16 AC19 AC23 AD00 AD02  
AD10 AD14 AD31 AD35 AD41 AD42 AD51 AE02 AE03 AE32  
AE35 AF01  
3G093 AA05 AA07 BA02 BA03 CA02 CB08 DA01 DA06 DB02 DB05  
DB11 DB15 DB19 DB21 DB25 EA05 EA13 EC02 FB04  
3G301 HA01 JA04 KA04 KB10 LB01 MA11 NE21 PE01Z PF01Z PF02Z  
PF03Z PF05Z PF08Z PF13Z PG01Z  
3G384 AA01 AA28 BA13 BA24 CA02 CB06 DA15 EB12 FA06Z FA46Z  
FA66Z FA71Z FA73Z FA79Z FA80Z FA81Z