

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4333636号
(P4333636)

(45) 発行日 平成21年9月16日(2009.9.16)

(24) 登録日 平成21年7月3日(2009.7.3)

(51) Int.Cl.

F 1

B60W	10/10	(2006.01)	B60K	6/20	350
B60W	20/00	(2006.01)	B60K	6/20	310
B60W	10/06	(2006.01)	B60K	6/20	320
B60W	10/08	(2006.01)	B60K	6/20	400
B60K	6/445	(2007.10)	B60K	6/445	ZHV

請求項の数 15 (全 44 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2005-158079 (P2005-158079)
 (22) 出願日 平成17年5月30日(2005.5.30)
 (65) 公開番号 特開2006-327552 (P2006-327552A)
 (43) 公開日 平成18年12月7日(2006.12.7)
 審査請求日 平成20年5月27日(2008.5.27)

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

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用駆動装置の制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジンの出力を第1電動機および伝達部材へ分配する差動機構と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電動機とを有して電氣的な無段変速機として作動可能な無段変速部を備えた車両用駆動装置の制御装置であって、

前記差動機構に備えられて、該差動機構の差動作用を制限することにより前記無段変速部の電氣的な無段変速機としての作動を制限する差動制限装置と、

前記エンジンを駆動力源として走行するエンジン走行中に、前記無段変速部の電氣的な無段変速機としての作動を制限するときは、前記差動制限装置の半伝達容量状態を変化させる差動制限手段と

を、含み、

前記差動制限装置は係合装置であり、

前記差動制限手段は、前記第1電動機が担う反力を軽減するために前記係合装置の半係合状態を制限することによって、前記無段変速部における前記第1電動機から前記第2電動機へ電氣的に伝達される出力と、前記無段変速部における伝達部材へ機械的に伝達される出力との比率を変更するとともに、前記第1電動機が発生するトルクと前記係合装置の半係合トルクとを併用して前記エンジンの出力トルクに対応した反力を発生させるものであり、さらに、

前記エンジンから前記無段変速部へトルクが入力されているか否かを判定する駆動力源判定手段と、

前記無段変速部への入力トルクが前記第 1 電動機において発生可能な反力トルクの範囲内か否かを判定する反力範囲判定手段と、

前記無段変速部への入力トルクが前記第 1 電動機での反力トルクの範囲外と判定されたとき前記無段変速部への入力トルクを制限する入力トルク制限手段と、

前記無段変速部への入力トルクの制限により不足する駆動力を補うために前記第 2 電動機を作動させる変速制御手段と

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】

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 電動機とを有して電氣的な差動装置として作動可能な差動部を備えた車両用駆動装置の制御装置であって、

前記差動機構に備えられて、該差動機構の差動作用を制限することにより前記差動部の電氣的な差動装置としての作動を制限する差動制限装置と、

前記エンジンを駆動力源として走行するエンジン走行中に、前記差動部の電氣的な差動装置としての作動を制限するときは、前記差動制限装置の半伝達容量状態を変化させる差動制限手段と

を、含み、

前記差動制限装置は係合装置であり、

前記差動制限手段は、前記第 1 電動機の反力を軽減するために前記係合装置の半係合状態を制限することによって、前記差動部における前記第 1 電動機から前記第 2 電動機へ電氣的に伝達される出力と、前記差動部における伝達部材へ機械的に伝達される出力との比率を変更するとともに、前記第 1 電動機が発生するトルクと前記係合装置の半係合トルクとを併用して前記エンジンの出力トルクに対応した反力を発生させるものであり、さらに、

前記エンジンから前記差動部へトルクが入力されているか否かを判定する駆動力源判定手段と、

前記差動部への入力トルクが前記第 1 電動機において発生可能な反力トルクの範囲内か否かを判定する反力範囲判定手段と、

前記差動部への入力トルクが前記第 1 電動機での反力トルクの範囲外と判定されたとき前記差動部への入力トルクを制限する入力トルク制限手段と、

前記差動部への入力トルクの制限により不足する駆動力を補うために前記第 2 電動機を作動させる変速制御手段と

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 3】

電動機と差動機構とを有し、該差動機構に入力されるエンジンの出力トルクに対応した反力トルクを該電動機が発生することにより電氣的な差動装置として作動可能な差動部を備えた車両用駆動装置の制御装置であって、

前記差動機構に備えられて、該差動機構の差動作用を制限することにより前記差動部の電氣的な差動装置としての作動を制限する係合装置と、

前記エンジンを駆動力源として走行するエンジン走行中に、前記差動部の電氣的な差動装置としての作動を制限するときは、前記電動機の反力を軽減するために前記係合装置の半係合状態を制御し、前記電動機が発生するトルクと該係合装置の半係合トルクとを併用して前記エンジンの出力トルクに対応した反力トルクを発生させる差動制限手段と、

前記エンジンから前記差動部へトルクが入力されているか否かを判定する駆動力源判定手段と、

前記差動部への入力トルクが前記第 1 電動機において発生可能な反力トルクの範囲内か否かを判定する反力範囲判定手段と、

前記差動部への入力トルクが前記第 1 電動機での反力トルクの範囲外と判定されたとき前記差動部への入力トルクを制限する入力トルク制限手段と、

前記差動部への入力トルクの制限により不足する駆動力を補うために前記第 2 電動機を

10

20

30

40

50

作動させる変速制御手段と

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】

前記差動制限手段は、前記電動機が単独で発生可能な反力トルク以上の前記エンジンの出力トルクが前記差動機構に入力されるときに、前記差動部の電氣的な差動装置としての作動を制限するものである請求項 3 の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 5】

前記差動制限手段は、前記エンジンを駆動力源として発進するエンジン発進時に、前記差動部の電氣的な差動装置としての作動を制限するものである請求項 3 または 4 の車両用駆動装置の制御装置。

10

【請求項 6】

前記係合装置の半係合状態における前記電動機と該係合装置とによる反力トルクに基づいて、前記エンジンの出力トルクを制限するエンジントルク制限手段を更に含むものである請求項 3 乃至 5 のいずれか 1 の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 7】

さらに、前記動力伝達経路上において前記無段変速部よりも後段に配置された有段変速部を含む請求項 1 の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 8】

さらに、前記動力伝達経路上において前記差動部よりも後段に配置された有段変速部を含む請求項 2 の車両用駆動装置の制御装置。

20

【請求項 9】

さらに、前記伝達部材から前記駆動輪への動力伝達経路上において前記差動部よりも後段に配置された有段変速部を含む請求項 3 の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 10】

前記差動制限手段は、前記無段変速部を有段変速状態または無段変速状態に切り換える切換制御手段を兼用している請求項 7 の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 11】

前記差動制限手段は、前記差動部を差動状態または非差動状態に切り換える切換制御手段を兼用している請求項 8 の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 12】

30

前記差動制限手段は、前記差動部を差動状態または非差動状態に切り換える切換制御手段を兼用している請求項 9 の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 13】

前記差動制限手段は、前記無段変速部を無段変速状態または非無段変速状態に切り換えできないとき、前記係合装置を半係合状態にする請求項 10 の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 14】

前記差動制限手段は、前記差動部を差動状態または非差動状態に切り換えできないとき、前記係合装置を半係合状態にする請求項 11 の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 15】

40

前記差動制限手段は、前記差動部を差動状態または非差動状態に切り換えできないとき、前記係合装置を半係合状態にする請求項 12 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、差動作用が作動可能な差動機構と電動機とを備える車両用駆動装置に係り、特に、電動機などを小型化する技術に関するものである。

【背景技術】**【0002】**

エンジンの出力を第 1 電動機および出力軸へ分配する差動機構と、その差動機構の出力

50

軸と駆動輪との間に設けられた第2電動機とを、備えた車両用駆動装置が知られている。例えば、特許文献1に記載されたハイブリッド車両用駆動装置がそれである。このようなハイブリッド車両用駆動装置では、差動機構が例えば遊星歯車装置で構成され、その差動作用によりエンジンからの動力の主部を駆動輪へ機械的に伝達し、そのエンジンからの動力の残部を第1電動機から第2電動機への電気バスを用いて電氣的に伝達することにより変速比が連続的に変更される変速機として機能させられ、例えば電氣的な無段変速機として機能させられ、エンジンを最適な作動状態に維持しつつ車両を走行させるように制御装置により制御されて燃費が向上させられる。

【0003】

【特許文献1】特開2003-301731号公報

10

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

ところで、上記特許文献1に示すようなハイブリッド車両用駆動装置では、電氣的な無段変速機として機能させる為に、第1電動機においてエンジントルクに応じた反力トルクを発生させる必要がある。また、この第1電動機が発生可能なエンジントルクに対する反力トルクは、例えばその第1電動機の定格出力で制限されたり、第1電動機の発熱量(温度)で制限される。そうすると、第1電動機の大型化を防止する観点から、第1電動機が発生可能な反力トルクを超えないように、エンジントルクを制限する必要が生じる可能性があった。或いは、元々車両に搭載されるエンジンの出力が制限される可能性があった。

20

【0005】

また、別の考え方として、一般に、無段変速機は車両の燃費を良くする装置として知られている一方、有段式自動変速機のような歯車式伝動装置は伝達効率が良い装置として知られている。しかし、それ等の長所を兼ね備えた動力伝達機構は未だ存在しなかった。例えば、上記特許文献1に示すようなハイブリッド車両用駆動装置では、第1電動機から第2電動機への電気エネルギーの電気バスすなわち車両の駆動力の一部を電気エネルギーで伝送する伝送路を含むため、エンジンの高出力化に伴ってその第1電動機を大型化させねばならないとともに、その第1電動機から出力される電気エネルギーにより駆動される第2電動機も大型化させねばならないので、駆動装置が大きくなるという問題があった。或いは、エンジンの出力の一部が一旦電気エネルギーに変換されて駆動輪に伝達されるので、高速走行などのような車両の走行条件によってはかえって燃費が悪化する可能性があった。上記動力分配機構が電氣的に変速比が変更される変速機例えば電氣的CVTと称されるような無段変速機として使用される場合も、同様の課題があった。

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を備える車両用駆動装置において、その駆動装置を小型化できたり、或いはまた燃費が向上させられると共に、出力トルクが増加され得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】

40

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電動機とを有して電氣的な無段変速機として作動可能な無段変速部を備えた車両用駆動装置の制御装置であって、(b) 前記差動機構に備えられて、その差動機構の差動作用を制限することにより前記無段変速部の電氣的な無段変速機としての作動を制限する差動制限装置と、(c) 前記エンジンを駆動力源として走行するエンジン走行中に、前記無段変速部の電氣的な無段変速機としての作動を制限するときは、前記差動制限装置の半伝達容量状態を変化させる差動制限手段とを、含み、(d) 前記差動制限装置は係合装置であり、(e) 前記差動制限手段は、前記第1電動機が担う反力を軽減するために前記係合装置の半係合状態を制限することによって、前記無段変速部における前記第1電動機から前

50

記第 2 電動機へ電氣的に伝達される出力と、前記無段変速部における伝達部材へ機械的に伝達される出力との比率を変更するとともに、前記第 1 電動機が発生するトルクと前記係合装置の半係合トルクとを併用して前記エンジンの出力トルクに対応した反力を発生させるものであり、さらに、(f) 前記エンジンから前記無段変速部へトルクが入力されているか否かを判定する駆動力源判定手段と、(g) 前記無段変速部への入力トルクが前記第 1 電動機において発生可能な反力トルクの範囲内か否かを判定する反力範囲判定手段と、(h) 前記無段変速部への入力トルクが前記第 1 電動機での反力トルクの範囲外と判定されたとき前記無段変速部への入力トルクを制限する入力トルク制限手段と、(i) 前記無段変速部への入力トルクの制限により不足する駆動力を補うために前記第 2 電動機を作動させる変速制御手段とを、含むことにある。

10

【発明の効果】

【0008】

このようにすれば、車両の駆動装置内の無段変速部が、差動制限装置により差動機構の差動作用が制限されずその差動機構が差動作用が働く差動状態とされることで電氣的な無段変速作動可能な無段変速状態とされ、或いはまた、差動制限装置により差動機構の差動作用が制限されることで電氣的な無段変速機としての作動が制限されることから、例えば差動機構がその差動作用をしない非差動状態例えばロック状態とされることで電氣的な無段変速作動しない非無段変速状態例えば有段変速状態とされ得ることから、電氣的に変速比が変更させられる変速機の燃費改善効果と機械的に動力を伝達する歯車式伝動装置の高い伝達効率との両長所を兼ね備えた駆動装置が得られる。また、(d) 前記差動制限装置は係合装置であり、(e) 前記差動制限手段は、前記第 1 電動機が担う反力を軽減するために前記係合装置の半係合状態を制限することによって、前記無段変速部における前記第 1 電動機から前記第 2 電動機へ電氣的に伝達される出力と、前記無段変速部における伝達部材へ機械的に伝達される出力との比率を変更するとともに、前記第 1 電動機が発生するトルクと前記係合装置の半係合トルクとを併用して前記エンジンの出力トルクに対応した反力を発生させるものであることから、係合装置により簡単に無段変速部の電氣的な無段変速機としての作動を制限することができるとともに、無段変速部の電氣的な無段変速機としての作動が許容されつつ、エンジントルクに対する反力トルクが発生させられる。或いはまた、係合装置が解放される場合と異なり第 1 電動機は無段変速部へ入力される全てのエンジントルクに対する反力トルクを受け持つ必要がなくなるので、無段変速部に入力される同じ大きさのエンジントルクにおいて、第 1 電動機が受け持つべきエンジントルクの比率が小さくされ得る。よって、第 1 電動機の耐久性が向上したり、或いはまた、第 1 電動機が小型化され得たり、或いはまた第 1 電動機から第 2 電動機への電気エネルギーが小さくされて第 2 電動機の耐久性も向上する。

20

30

【0009】

例えば、車両の低中速走行および低中出力走行となるようなエンジンの常用出力域において上記無段変速部が無段変速状態とされると、車両の燃費性能が確保される。また、高速走行において無段変速部が非無段変速状態とされると、専ら機械的な動力伝達経路でエンジンの出力が駆動輪へ伝達されて、電氣的に変速比が変更させられる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るので、燃費が向上させられる。また、高出力走行において無段変速部が非無段変速状態とされると、電氣的に変速比が変更させられる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、電動機が発生すべき電氣的エネルギー換言すれば電動機が伝える電氣的エネルギーの最大値を小さくできるので、その電動機或いはそれを含む車両の駆動装置が一層小型化される。

40

【0010】

また、電氣的な無段変速機としての作動が制限され得る無段変速部を備えた上記車両用駆動装置において、前記エンジンを駆動力源として走行するエンジン走行中に、前記無段変速部の電氣的な無段変速機としての作動を制限するときは、差動制限手段により前記差動制限装置の半伝達容量状態が変化させられるので、無段変速部の電氣的な無段変速機と

50

しての作動が許容されつつ、差動制限装置によりエンジンの出力トルク（以下、エンジントルク）に対する反力トルクが発生させられる。つまり、無段変速部を電氣的な無段変速機として作動させる為に、第１電動機によりエンジントルクに対する反力トルクを受け持つ以外に、差動制限装置によりエンジントルクに対する反力トルクを受け持つことが可能になる。これによって、例えば、第１電動機のトルク容量により受け持つことが可能なエンジントルク以上のエンジントルクを無段変速部に入力可能となつて、第１電動機のトルク容量を大きくすることなく、すなわち第１電動機を大型化することなく、無段変速部からの出力が増大させられ得る。

【００１２】

また、請求項２にかかる発明の要旨とするところは、(a) エンジンの出力を第１電動機および伝達部材へ分配する差動機構とその伝達部材から駆動輪への動力伝達経路に設けられた第２電動機とを有して電氣的な差動装置として作動可能な差動部を備えた車両用駆動装置の制御装置であつて、(b) 前記差動機構に備えられて、その差動機構の差動作用を制限することにより前記差動部の電氣的な差動装置としての作動を制限する差動制限装置と、(c) 前記エンジンを駆動力源として走行するエンジン走行中に、前記差動部の電氣的な差動装置としての作動を制限するときは、前記差動制限装置の半伝達容量状態を変化させる差動制限手段とを、含み、(d) 前記差動制限装置は係合装置であり、(e) 前記差動制限手段は、前記第１電動機の反力を軽減するために前記係合装置の半係合状態を制限することによって、前記差動部における前記第１電動機から前記第２電動機へ電氣的に伝達される出力と、前記差動部における伝達部材へ機械的に伝達される出力との比率を変更するとともに、前記第１電動機が発生するトルクと前記係合装置の半係合トルクとを併用して前記エンジンの出力トルクに対応した反力を発生させるものであり、さらに、(f) 前記エンジンから前記差動部へトルクが入力されているか否かを判定する駆動力源判定手段と、(g) 前記差動部への入力トルクが前記第１電動機において発生可能な反力トルクの範囲内か否かを判定する反力範囲判定手段と、(h) 前記差動部への入力トルクが前記第１電動機での反力トルクの範囲外と判定されたとき前記差動部への入力トルクを制限する入力トルク制限手段と、(i) 前記差動部への入力トルクの制限により不足する駆動力を補うために前記第２電動機を作動させる変速制御手段とを、含むことにある。

【００１３】

このようにすれば、車両の駆動装置内の差動部が、差動制限装置により差動機構の差動作用が制限されずその差動機構が差動作用が働く差動状態とされることで差動作用が作動可能な差動状態とされ、或いはまた、差動制限装置により差動機構の差動作用が制限されることで電氣的な差動装置としての作動が制限されることから、例えば差動機構がその差動作用をしない非差動状態例えばロック状態とされることで差動作用が作動しない非差動状態例えばロック状態とされ得ることから、電氣的に変速比が変更させられる変速機の燃費改善効果と機械的に動力を伝達する歯車式伝動装置の高い伝達効率との両長所を兼ね備えた駆動装置が得られる。また、(d) 前記差動制限装置は係合装置であり、(e) 前記差動制限手段は、前記第１電動機の反力を軽減するために前記係合装置の半係合状態を制限することによって、前記差動部における前記第１電動機から前記第２電動機へ電氣的に伝達される出力と、前記差動部における伝達部材へ機械的に伝達される出力との比率を変更するとともに、前記第１電動機が発生するトルクと前記係合装置の半係合トルクとを併用して前記エンジンの出力トルクに対応した反力を発生させるものであることから、係合装置により簡単に差動部の電氣的な差動装置としての作動を制限することができるとともに、差動部の電氣的な差動装置としての作動が許容されつつ、エンジントルクに対する反力トルクが発生させられる。或いはまた、係合装置が解放される場合と異なり第１電動機は差動部へ入力される全てのエンジントルクに対する反力トルクを受け持つ必要がなくなるので、差動部に入力される同じ大きさのエンジントルクにおいて、第１電動機が受け持つべきエンジントルクの比率が小さくされ得る。よつて、第１電動機が小型化され得たり、或いはまた第１電動機の耐久性が向上したり、或いはまた、第１電動機から第２電動機への電気エネルギーが小さくされて第２電動機の耐久性も向上する。

10

20

30

40

50

【 0 0 1 4 】

例えば、車両の低中速走行および低中出力走行となるようなエンジンの常用出力域において上記差動部が差動状態とされると、車両の燃費性能が確保される。また、高速走行において差動部が非差動状態とされると、専ら機械的な動力伝達経路でエンジンの出力が駆動輪へ伝達されて、電氣的に変速比が変更させられる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るので、燃費が向上させられる。また、高出力走行において差動部が非差動状態とされると、電氣的に変速比が変更させられる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、電動機が発生すべき電氣的エネルギー換言すれば電動機が伝える電氣的エネルギーの最大値を小さくできるので、その電動機或いはそれを含む車両の駆動装置が一層小型化される。

10

【 0 0 1 5 】

また、電氣的な差動装置としての作動が制限され得る差動部を備えた上記車両用駆動装置において、前記エンジンを駆動力源として走行するエンジン走行中に、前記差動部の電氣的な差動装置としての作動を制限するときは、差動制限手段により前記差動制限装置の半伝達容量状態が変化させられるので、差動部の電氣的な差動装置としての作動が許容されつつ、差動制限装置によりエンジントルクに対する反力トルクが発生させられる。つまり、差動部を電氣的な差動装置として作動させる為に、第1電動機によりエンジントルクに対する反力トルクを受け持つ以外に、差動制限装置によりエンジントルクに対する反力トルクを受け持つことが可能になる。これによって、例えば、第1電動機のトルク容量により受け持つことが可能なエンジントルク以上のエンジントルクを差動部に入力可能とな

20

【 0 0 1 7 】

また、請求項3にかかる発明の要旨とするところは、(a) 電動機と差動機構とを有し、その差動機構に入力されるエンジンの出力トルクに対応した反力トルクをその電動機が発生することにより電氣的な差動装置として作動可能な差動部を備えた車両用駆動装置の制御装置であって、(b) 前記差動機構に備えられて、その差動機構の差動作用を制限することにより前記差動部の電氣的な差動装置としての作動を制限する係合装置と、(c) 前記エンジンを駆動力源として走行するエンジン走行中に、前記差動部の電氣的な差動装置としての作動を制限するときは、前記電動機の反力を軽減するために前記係合装置の半係合状態を制御し、前記電動機が発生するトルクとその係合装置の半係合トルクとを併用して前記エンジンの出力トルクに対応した反力トルクを発生させる差動制限手段と、(d) 前記エンジンから前記差動部へトルクが入力されているか否かを判定する駆動力源判定手段と、(e) 前記差動部への入力トルクが前記第1電動機において発生可能な反力トルクの範囲内か否かを判定する反力範囲判定手段と、(f) 前記差動部への入力トルクが前記第1電動機での反力トルクの範囲外と判定されたとき前記差動部への入力トルクを制限する入力トルク制限手段と、(g) 前記差動部への入力トルクの制限により不足する駆動力を補うために前記第2電動機を作動させる変速制御手段とを、含むことにある。

30

【 0 0 1 8 】

このようにすれば、車両の駆動装置内の差動部が、係合装置により差動機構の差動作用が制限されずその差動機構が差動作用が働く差動状態とされることで差動作用が作動可能な差動状態とされ、或いはまた、係合装置により差動機構の差動作用が制限されることで電氣的な差動装置としての作動が制限されることから、例えば差動機構がその差動作用をしない非差動状態例えばロック状態とされることで差動作用が作動しない非差動状態例えばロック状態とされ得ることから、電氣的に変速比が変更させられる変速機の燃費改善効果と機械的に動力を伝達する歯車式伝動装置の高い伝達効率との両長所を兼ね備えた駆動装置が得られる。

40

【 0 0 1 9 】

例えば、車両の低中速走行および低中出力走行となるようなエンジンの常用出力域において上記差動部が差動状態とされると、車両の燃費性能が確保される。また、高速走行に

50

において差動部が非差動状態とされると、専ら機械的な動力伝達経路でエンジンの出力が駆動輪へ伝達されて、電氣的に変速比が変更させられる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るので、燃費が向上させられる。また、高出力走行において差動部が非差動状態とされると、電氣的に変速比が変更させられる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、電動機が発生すべき電氣的エネルギー換言すれば電動機が伝える電氣的エネルギーの最大値を小さくできるので、その電動機或いはそれを含む車両の駆動装置が一層小型化される。

【 0 0 2 0 】

また、電氣的な差動装置としての作動が制限され得る差動部を備えた上記車両用駆動装置において、前記エンジンを駆動力源として走行するエンジン走行中に、前記差動部の電氣的な差動装置としての作動を制限するときは、差動制限手段により前記電動機の反力を軽減するために前記係合装置の半係合状態を制御し、前記電動機が発生するトルクとその係合装置の半係合トルクとを併用して前記エンジンの出力トルクに対応した反力トルクが発生させられるので、差動部の電氣的な差動装置としての作動が許容されつつ、差動制限装置によりエンジントルクに対する反力トルクが発生させられる。つまり、差動部を電氣的な差動装置として作動させる為に、電動機によりエンジントルクに対する反力トルクを受け持つ以外に、係合装置によりエンジントルクに対する反力トルクを受け持つことが可能になる。これによって、例えば、電動機のトルク容量により受け持つことが可能なエンジントルク以上のエンジントルクを差動部に入力可能となって、電動機のトルク容量を大きくすることなく、すなわち電動機を大型化することなく、差動部からの出力が増大させられ得る。或いはまた、係合装置が解放される場合と異なり電動機は差動部へ入力される全てのエンジントルクに対する反力トルクを受け持つ必要がなくなるので、差動部に入力される同じ大きさのエンジントルクにおいて、電動機が受け持つべきエンジントルクが小さくされ得る。よって、電動機が小型化され得たり、或いはまた電動機の耐久性が向上する。

【 0 0 2 1 】

また、請求項4にかかる発明では、前記差動制限手段は、前記電動機が単独で発生可能な反力トルク以上の前記エンジンの出力トルクが前記差動機構に入力されるときに、前記差動部の電氣的な差動装置としての作動を制限するものである。このようにすれば、差動部の電氣的な差動装置としての作動が可能とされると共に、可能な限りエンジントルクに対する反力が電動機により優先的に発生させられ、電動機により反力が発生させられるときの回生エネルギーが可及的に多くされる。見方を替えれば、必要最小限のエネルギー損失とすることが可能となる。

【 0 0 2 2 】

また、請求項5にかかる発明では、前記差動制限手段は、前記エンジンを駆動力源として発進するエンジン発進時に、前記差動部の電氣的な差動装置としての作動を制限するものである。このようにすれば、大きなエンジントルクが要求される可能性がある発進時であっても差動部の電氣的な差動装置としての作動が可能とされると共に、可能な限りエンジントルクに対する反力が電動機により優先的に発生させられ、電動機により反力が発生させられるときの回生エネルギーが可及的に多くされる。見方を替えれば、必要最小限のエネルギー損失とすることが可能となる。

【 0 0 2 3 】

また、請求項6にかかる発明では、前記係合装置の半係合状態における前記電動機とその係合装置とによる反力トルクに基づいて、前記エンジンの出力トルクを制限するエンジントルク制限手段を更に含むものである。このようにすれば、電動機の最大トルク容量と係合装置の半係合トルクとの合計トルクを超えるエンジントルクが差動部へ入力されることが抑制されるので、電動機の耐久性が向上する。

【発明を実施するための最良の形態】

【 0 0 2 4 】

ここで、好適には、前記差動制限手段は、前記無段変速部の電氣的な無段変速機として

10

20

30

40

50

の作動を制限する場合に、前記差動機構が差動作用をしない非差動状態とされ得ないときには、前記差動制限装置の半伝達容量状態を変化させるものである。このようにすれば、差動制限装置の故障、或いは機能低下による作動応答遅れなどが発生した場合であっても、第1電動機によりエンジントルクに対する反力トルクを受け持つ以外に、差動制限装置によりエンジントルクに対する反力トルクを受け持つことが可能になる。

【0025】

また、好適には、前記差動制限手段は、前記差動部の電気的な差動装置としての作動を制限する場合に、前記差動機構が差動作用をしない非差動状態とされ得ないときには、前記差動制限装置の半伝達容量状態を変化させるものである。このようにすれば、差動制限装置の故障、或いは機能低下による作動応答遅れなどが発生した場合であっても、第1電動機によりエンジントルクに対する反力トルクを受け持つ以外に、差動制限装置によりエンジントルクに対する反力トルクを受け持つことが可能になる。

10

【0026】

また、好適には、前記差動制限手段は、前記差動部の電気的な差動装置としての作動を制限する場合に、前記差動機構が差動作用をしない非差動状態とされないときには、前記係合装置を半係合状態とすると共に、前記電動機が発生するトルクと該係合装置の半係合トルクとで前記反力トルクを発生させるものである。このようにすれば、係合装置の摩擦材の故障、アクチュエータの機能低下や故障、或いは機能低下による作動応答遅れなどが発生した場合であっても、第1電動機によりエンジントルクに対する反力トルクを受け持つ以外に、係合装置によりエンジントルクに対する反力トルクを受け持つことが可能になる。

20

【0027】

また、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、前記差動制限装置或いは前記係合装置は、差動機構を差動状態とするために少なくとも第2要素および第3要素を互いに異なる速度にて回転可能とし、差動機構を非差動状態例えばロック状態とするために第1要素乃至第3要素を共に一体回転させるか或いは第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非差動状態とに切り換えられるように構成される。

【0028】

30

また、好適には、前記差動制限装置或いは前記係合装置は、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要素のうちの少なくとも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非差動状態とに簡単に切り換えられるように構成される。

【0029】

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少なくとも第2要素および第3要素が互いに異なる速度にて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より小さい増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非差動状態とに切り換えられるように構成されると共に、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。

40

【0030】

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。

【0031】

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

50

ピニオン型遊星歯車装置によって簡単に構成される。

【0032】

また、好適には、前記伝達部材と前記駆動輪との間の動力伝達経路に設けられた変速部をさらに含むものである。このようにすれば、前記無段変速部或いは差動部の変速比と変速部の変速比とに基づいて駆動装置の総合変速比が形成され、その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。また、これによって、例えば無段変速部における無段変速制御の効率が一層高められる。或いはまた、第2電動機が前記伝達部材に連結され、且つ変速部が形成される変速比が1より大きい減速変速機とされると、第2電動機の出力トルクは変速部の出力軸に対して低トルクの出力でよいので、第2電動機が小型化され得る。

10

【0033】

また、好適には、前記変速部は、有段の自動変速機である。このようにすれば、無段変速部の無段変速状態において、無段変速部と変速部とで無段変速機が構成され、無段変速部の非無段変速状態において、無段変速部と変速部とで有段変速機が構成され得る。

【0034】

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】

【0035】

図1は、本発明の一実施例である制御装置が適用されるハイブリッド車両の駆動装置の一部を構成する変速機構10を説明する骨子図である。図1において、変速機構10は車体に取り付けられる非回転部材としてのミッションケース12（以下、ケース12という）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変速機として機能する変速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一対の駆動輪38へ伝達する。

20

30

【0036】

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。

40

【0037】

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。

50

【 0 0 3 8 】

動力分配機構 16 は、例えば「 0 . 4 1 8 」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 C 0 および切換ブレーキ B 0 とを主体的に備えている。この第 1 遊星歯車装置 24 は、第 1 サンギヤ S 1、第 1 遊星歯車 P 1、その第 1 遊星歯車 P 1 を自転および公転可能に支持する第 1 キャリヤ C A 1、第 1 遊星歯車 P 1 を介して第 1 サンギヤ S 1 と噛み合う第 1 リングギヤ R 1 を回転要素（要素）として備えている。第 1 サンギヤ S 1 の歯数を Z S 1、第 1 リングギヤ R 1 の歯数を Z R 1 とすると、上記ギヤ比 1 は $Z S 1 / Z R 1$ である。

【 0 0 3 9 】

この動力分配機構 16 においては、第 1 キャリヤ C A 1 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 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 18 に連結されている。また、切換ブレーキ B 0 は第 1 サンギヤ S 1 とケース 12 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 が解放されるとすなわち解放状態へ切り換えられると、動力分配機構 16 は第 1 遊星歯車装置 24 の 3 要素である第 1 サンギヤ 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 18 とに分配されるとともに、分配されたエンジン 8 の出力の一部で第 1 電動機 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 11（動力分配機構 16）は電気的な差動装置として機能させられて例えば差動部 11 は所謂無段変速状態（電氣的 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 18 の回転が連続的に変化させられる。すなわち、動力分配機構 16 が差動状態とされると差動部 11 も差動状態とされ、差動部 11 はその変速比 0（入力軸 14 の回転速度 / 伝達部材 18 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変速機として機能する無段変速状態とされる。

【 0 0 4 0 】

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 が係合されるとすなわち係合状態へ切り換えられると、動力分配機構 16 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 とが一体的に連結されると、動力分配機構 16 は第 1 遊星歯車装置 24 の 3 要素である第 1 サンギヤ 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連結状態すなわちロック状態とされて前記差動作用をしない非差動状態とされることから、差動部 11 も非差動状態とされる。また、エンジン 8 の回転と伝達部材 18 の回転速度とが一致する状態となるので、差動部 11（動力分配機構 16）は変速比 0 が「 1 」に固定された変速機として機能する非無段変速状態例えば定変速状態すなわち有段変速状態とされる。

【 0 0 4 1 】

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 が係合されて第 1 サンギヤ S 1 がケース 12 に連結されると、動力分配機構 16 は第 1 サンギヤ S 1 が非回転状態とさせられる連結状態すなわちロック状態とされて前記差動作用をしない非差動状態とされることから、差動部 11 も非差動状態とされる。また、第 1 リングギヤ R 1 は第 1 キャリヤ C A 1 よりも増速回転されるので、動力分配機構 16 は増速機構として機能するものであり、差動部 11（動力分配機構 16）は変速比 0 が「 1 」より小さい値例えば 0 . 7 程度に固定された増速変速機として機能する非無段変速状態例えば定変速状態すなわち有段変速状態とされる。

【 0 0 4 2 】

このように、本実施例では、上記切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 は、差動部 11（動力分配機構 16）の変速状態を差動状態すなわち非ロック状態（非連結状態）と非差動状態すなわちロック状態（連結状態）とに、すなわち差動部 11（動力分配機構 1

10

20

30

40

50

6) を電氣的な差動装置として作動可能な差動状態例えば変速比が連続的变化可能な電氣的な無段変速機として作動する無段変速作動可能な無段変速状態と、電氣的な無段変速作動しない非無段変速状態例えば電氣的な無段変速機として作動させず無段変速作動を非作動として変速比変化を一定にロックするロック状態すなわち 1 または 2 種類以上の変速比の単段または複数段の変速機として作動する電氣的な無段変速作動しないすなわち電氣的な無段変速作動不能な定変速状態(非差動状態)、換言すれば変速比が一定の 1 段または複数段の変速機として作動する定変速状態とに選択的に切換える差動状態切換装置として機能している。

【0043】

別の見方をすれば、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 は、動力分配機構 16 を非差動状態として動力分配機構 16 の差動作用を制限することにより、差動部 11 を非無段変速状態として差動部 11 の電氣的な差動装置としての作動を制限する、すなわち電氣的な無段変速機としての作動を制限する差動制限装置として機能している。

【0044】

自動変速部 20 は、シングルピニオン型の第 2 遊星歯車装置 26、シングルピニオン型の第 3 遊星歯車装置 28、およびシングルピニオン型の第 4 遊星歯車装置 30 を備え、有段式の自動変速機として機能する。第 2 遊星歯車装置 26 は、第 2 サンギヤ S 2、第 2 遊星歯車 P 2、その第 2 遊星歯車 P 2 を自転および公転可能に支持する第 2 キャリヤ C A 2、第 2 遊星歯車 P 2 を介して第 2 サンギヤ S 2 と噛み合う第 2 リングギヤ R 2 を備えており、例えば「0.562」程度の所定のギヤ比 2 を有している。第 3 遊星歯車装置 28 は、第 3 サンギヤ S 3、第 3 遊星歯車 P 3、その第 3 遊星歯車 P 3 を自転および公転可能に支持する第 3 キャリヤ C A 3、第 3 遊星歯車 P 3 を介して第 3 サンギヤ S 3 と噛み合う第 3 リングギヤ R 3 を備えており、例えば「0.425」程度の所定のギヤ比 3 を有している。第 4 遊星歯車装置 30 は、第 4 サンギヤ S 4、第 4 遊星歯車 P 4、その第 4 遊星歯車 P 4 を自転および公転可能に支持する第 4 キャリヤ C A 4、第 4 遊星歯車 P 4 を介して第 4 サンギヤ S 4 と噛み合う第 4 リングギヤ R 4 を備えており、例えば「0.421」程度の所定のギヤ比 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。

【0045】

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

【0046】

前記切換クラッチ C 0、第 1 クラッチ C 1、第 2 クラッチ C 2、切換ブレーキ B 0、第

10

20

30

40

50

1 ブレーキ B 1、第 2 ブレーキ B 2、および第 3 ブレーキ B 3（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。

【 0 0 4 7 】

以上のように構成された変速機構 1 0 において、特に、本実施例では動力分配機構 1 6 に切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 が備えられており、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の何れかが係合作動させられることによって、差動部 1 1 は前述した無段変速機として作動可能な無段変速状態に加え、変速比が一定の変速機として作動可能な非無段変速状態（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 1 0 では、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 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 1 1 と自動変速部 2 0 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 C 0 および切換ブレーキ B 0 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 1 1 と自動変速部 2 0 とで電氣的な無段変速機として作動する無段変速状態が構成される。言い換えれば、変速機構 1 0 は、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 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 C 0 および切換ブレーキ B 0 の何れも係合作動させないことで無段変速状態に切り換えられる。また、差動部 1 1 も有段変速状態と無段変速状態とに切り換え可能な変速機であると言える。

【 0 0 4 8 】

具体的には、差動部 1 1 が非無段変速状態とされて変速機構 1 0 が有段変速機として機能する場合には、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の何れかが係合させられ、且つ第 1 クラッチ C 1、第 2 クラッチ C 2、第 1 ブレーキ B 1、第 2 ブレーキ B 2、および第 3 ブレーキ B 3 が選択的に係合作動させられることにより、例えば変速に関する解放側の油圧式摩擦係合装置の解放と変速に関する係合側の油圧式摩擦係合装置の係合とにより変速比が自動的に切り換えられるように、第 1 速ギヤ段（第 1 変速段）乃至第 5 速ギヤ段（第 5 変速段）のいずれか或いは後進ギヤ段（後進変速段）或いはニュートラルが選択的に成立させられ、略等比的に変化する変速機構 1 0 の総合変速比 T （＝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。この変速機構 1 0 の総合変速比 T は、差動部 1 1 の変速比 T_0 と自動変速部 2 0 の変速比 T_1 とに基づいて形成される変速機構 1 0 全体としてのトータル変速比 T である。

【 0 0 4 9 】

例えば、変速機構 1 0 が有段変速機として機能する場合には、図 2 の係合作動表に示されるように、切換クラッチ C 0、第 1 クラッチ C 1 および第 3 ブレーキ B 3 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 C 0、第 1 クラッチ C 1 および第 2 ブレーキ B 2 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 C 0、第 1 クラッチ C 1 および第 1 ブレーキ B 1 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 C 0、第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 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 C 1、第 2 クラッチ C 2、および切換ブレーキ B 0 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 C 2 および第 3 ブレーキ B 3 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、この後進ギヤ段は、通常、差動部 1 1 の無段変速状態において成立させられる。また、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 C 0 のみが係合される。

【 0 0 5 0 】

また、差動部 1 1 が無段変速状態とされて変速機構 1 0 が無段変速機として機能する場合には、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 が共に解放されて差動部 1 1 が無段変速機として機能し、且つ差動部 1 1 に直列の自動変速部 2 0 が有段変速機として機能することにより、自動変速部 2 0 の少なくとも 1 つの変速段 M に対して自動変速部 2 0 に入力される回転速度すなわち伝達部材 1 8 の回転速度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 1 0 のトータル変速比 T が無段階に得られるようになる。

【 0 0 5 1 】

10

例えば、変速機構 1 0 が無段変速機として機能する場合には、図 2 の係合作動表に示されるように、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 が共に解放された状態で、自動変速部 2 0 の第 1 速、第 2 速、第 3 速、第 4 速（第 5 速における自動変速部 2 0 の係合装置の係合作動は第 4 速に同じ）の各ギヤ段に対しその自動変速部 2 0 に入力される回転速度すなわち伝達部材 1 8 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 1 0 全体としてのトータル変速比 T が無段階に得られる。

【 0 0 5 2 】

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 1 1 と変速部（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 2 0 とから構成される変速機構 1 0 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 2 4、2 6、2 8、3 0 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 X 1 が回転速度零を示し、上側の横線 X 2 が回転速度「1.0」すなわち入力軸 1 4 に連結されたエンジン 8 の回転速度 N_E を示し、横線 X G が伝達部材 1 8 の回転速度を示している。

20

【 0 0 5 3 】

また、差動部 1 1 を構成する動力分配機構 1 6 の 3 つの要素に対応する 3 本の縦線 Y 1、Y 2、Y 3 は、左側から順に第 2 回転要素（第 2 要素）R E 2 に対応する第 1 サンギヤ S 1、第 1 回転要素（第 1 要素）R E 1 に対応する第 1 キャリヤ C A 1、第 3 回転要素（第 3 要素）R E 3 に対応する第 1 リングギヤ R 1 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 2 4 のギヤ比 1 に応じて定められている。さらに、自動変速部 2 0 の 5 本の縦線 Y 4、Y 5、Y 6、Y 7、Y 8 は、左から順に、第 4 回転要素（第 4 要素）R E 4 に対応し且つ相互に連結された第 2 サンギヤ S 2 および第 3 サンギヤ S 3 を、第 5 回転要素（第 5 要素）R E 5 に対応する第 2 キャリヤ C A 2 を、第 6 回転要素（第 6 要素）R E 6 に対応する第 4 リングギヤ R 4 を、第 7 回転要素（第 7 要素）R E 7 に対応し且つ相互に連結された第 2 リングギヤ R 2、第 3 キャリヤ C A 3、第 4 キャリヤ C A 4 を、第 8 回転要素（第 8 要素）R E 8 に対応し且つ相互に連結された第 3 リングギヤ R 3、第 4 サンギヤ S 4 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 2 6、2 8、3 0 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 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、自動変速部 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 に対応する間隔に設定される。

30

40

【 0 0 5 4 】

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 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

50

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 を介して自動変速部 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 5 5 】

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、第 1 回転要素 R E 1 乃至第 3 回転要素 R E 3 を相互に相対回転可能とする無段変速状態 (差動状態)、例えば少なくとも第 2 回転要素 R E 2 および第 3 回転要素 R E 3 を互いに異なる速度にて回転可能とする無段変速状態 (差動状態) に切換えられたときは、第 1 電動機 M 1 の回転速度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車速 V に拘束される第 1 リングギヤ R 1 の回転速度が略一定である場合には、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 の回転速度すなわちエンジン回転速度 N_E が上昇或いは下降させられる。

【 0 0 5 6 】

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 R E 1、R E 2、R E 3 が一体回転して少なくとも第 2 回転要素 R E 2 および第 3 回転要素 R E 3 を互いに異なる速度にて回転可能としない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 の係合により第 1 サンギヤ S 1 がケース 1 2 に連結されると、動力分配機構 1 6 は第 2 回転要素 R E 2 の回転が停止させられて少なくとも第 2 回転要素 R E 2 および第 3 回転要素 R E 3 を互いに異なる速度にて回転可能としない非差動状態とされるので、直線 L 0 は図 3 に示す状態となって差動部 1 1 が増速機構として機能させられ、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 の回転速度すなわち伝達部材 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変速部 2 0 へ入力される。

【 0 0 5 7 】

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。

【 0 0 5 8 】

自動変速部 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る。上記第 1 速乃至第 4 速では、切換クラッチ C 0 が係合させられている結果、エンジン

10

20

30

40

50

回転速度 N_E と同じ回転速度で第 8 回転要素 RE_8 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 C_0 に替えて切換ブレーキ B_0 が係合させられると、差動部 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 C_1 、第 2 クラッチ C_2 、および切換ブレーキ B_0 が係合させられることにより決まる水平な直線 L_5 と出力軸 22 と連結された第 7 回転要素 RE_7 の回転速度を示す縦線 Y_7 との交点で第 5 速の出力軸 22 の回転速度が示される。

【0059】

図 4 は、本実施例の変速機構 10 を制御するための電子制御装置 40 に入力される信号及びその電子制御装置 40 から出力される信号を例示している。この電子制御装置 40 は、CPU、ROM、RAM、及び入出力インターフェースなどから成る所謂マイクロコンピュータを含んで構成されており、RAM の一時記憶機能を利用しつつ ROM に予め記憶されたプログラムに従って信号処理を行うことによりエンジン 8、第 1、第 2 電動機 M_1 、 M_2 に関するハイブリッド駆動制御、自動変速部 20 の変速制御等の駆動制御を実行するものである。

【0060】

電子制御装置 40 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、ギヤ比列設定値を表す信号、M モード（手動変速走行モード）を指令する信号、エアコンの作動を表す信号、出力軸 22 の回転速度 N_{OUT} に対応する車速 V を表す信号、自動変速部 20 の作動油温を表す信号、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 Acc 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、変速機構 10 を有段変速機として機能させるために差動部 11（動力分配機構 16）を有段変速状態（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表す信号、変速機構 10 を無段変速機として機能させるために差動部 11（動力分配機構 16）を無段変速状態（差動状態）に切り換えるための無段スイッチ操作の有無を表す信号、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 60（図 5 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。

【0061】

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）への制御信号例えばエンジン 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 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 M_1 および M_2 の作動を指令する指令信号、シフトインジケータを作動させるためのシフトポジション（操作位置）表示信号、ギヤ比を表示させるためのギヤ比表示信号、スノーモードであることを表示させるためのスノーモード表示信号、制動時の車輪のスリップを防止する ABS アクチュエータを作動させるための ABS 作動信号、M モードが選択されていることを表示させる M モード表示信号、差動部 11 や自動変速部 20 の油圧式摩擦係合装置の油圧アクチュエータを制御するために油圧制御回路 42（図 5 参照）に含まれる電磁弁を作動させるバルブ指令信号、この油圧制御回路 42 の油圧源である電動油圧ポンプを作動させるための駆動指令信号、電動ヒータを駆動するための信号、クルーズコントロール制御用コンピュータへの信号等が、それぞれ出力される。

【0062】

図 5 は、電子制御装置 40 による制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。図 5 において、有段変速制御手段 54 は、例えば記憶手段 56 に予め記憶された図 6 の実

10

20

30

40

50

線および一点鎖線に示す変速線図（関係、変速マップ）から車速 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、変速機構10の変速を実行すべきか否かを判断し、例えば自動変速部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。このとき、有段変速制御手段54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、切換クラッチC0および切換ブレーキB0を除いた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）を油圧制御回路42へ出力する。油圧制御回路42は、その指令に従って、例えば変速に関与する解放側の油圧式摩擦係合装置を解放すると共に、変速に関与する係合側の油圧式摩擦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42内の電磁弁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

【0063】

ハイブリッド制御手段52は、無段変速制御手段として機能するものであり、変速機構10の無段変速状態すなわち差動部11の差動状態においてエンジン8を効率のよい作動域で作動させる一方で、エンジン8と第2電動機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 τ 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

【0064】

ハイブリッド制御手段52は、その制御を動力性能や燃費向上などのために自動変速部20の変速段を考慮して実行する。このようなハイブリッド制御では、エンジン8を効率のよい作動域で作動させるために定まるエンジン回転速度 N_E 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52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例えば記憶手段56に記憶された図示しないエンジン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 τ 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 τ を制御し、トータル変速比 τ をその変速可能な変化範囲内例えば1.3～0.5の範囲内で制御する。

30

【0065】

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

【0066】

また、ハイブリッド制御手段52は、スロットル制御のためにスロットルアクチュエータ97により電子スロットル弁96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98による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

50

点火装置 99 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 43 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。例えば、ハイブリッド制御手段 52 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 43 は、ハイブリッド制御手段 52 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 97 により電子スロットル弁 96 を開閉制御する他、燃料噴射制御のために燃料噴射装置 98 による燃料噴射を制御し、点火時期制御のためにイグニタ等の点火装置 99 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。

10

【0067】

また、ハイブリッド制御手段 52 は、エンジン 8 の停止又はアイドル状態に拘わらず、差動部 11 の電氣的 C V T 機能（差動作用）によってモータ走行させることができる。例えば、前記図 6 の実線 A は、車両の発進 / 走行用（以下、走行用という）の駆動力源をエンジン 8 と電動機例えば第 2 電動機 M2 とで切り換えるための、言い換えればエンジン 8 を走行用の駆動力源として車両を発進 / 走行（以下、走行という）させる所謂エンジン走行と第 2 電動機 M2 を走行用の駆動力源として車両を走行させる所謂モータ走行とを切り換えるための、エンジン走行領域とモータ走行領域との境界線である。この図 6 に示すエンジン走行とモータ走行とを切り換えるための境界線（実線 A）を有する予め記憶された関係は、車速 V と駆動力関連値である出力トルク T_{OUT} とをパラメータとする二次元座標で構成された駆動力源切換線図（駆動力源マップ）の一例である。この駆動力源切換線図は、例えば同じ図 6 中の実線および一点鎖線に示す変速線図（変速マップ）と共に記憶手段 56 に予め記憶されている。

20

【0068】

そして、ハイブリッド制御手段 52 は、例えば図 6 の駆動力源切換線図から車速 V と要求出力トルク T_{OUT} と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。このように、ハイブリッド制御手段 52 によるモータ走行は、図 6 から明ら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低出力トルク T_{OUT} 域すなわち低エンジントルク T_E 域、或いは車速 V の比較的低車速域すなわち低負荷域で実行される。よって、通常はモータ発進がエンジン発進に優先して実行されるが、例えば車両発進時に図 6 の駆動力源切換線図のモータ走行領域を超える要求出力トルク T_{OUT} すなわち要求エンジントルク T_E とされる程大きくアクセルペダルが踏込操作されるような車両状態によってはエンジン発進も通常実行されるものである。

30

【0069】

ハイブリッド制御手段 52 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、差動部 11 の電氣的 C V T 機能（差動作用）によって、第 1 電動機回転速度 N_{M1} を負の回転速度で制御例えば空転させて、差動部 11 の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。

40

【0070】

また、ハイブリッド制御手段 52 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 M1 からの電気エネルギーおよび / または蓄電装置 60 からの電気エネルギーを第 2 電動機 M2 へ供給し、その第 2 電動機 M2 を駆動して駆動輪 38 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。よって、本実施例のエンジン走行には、エンジン走行 + モータ走行も含むものとする。

【0071】

また、ハイブリッド制御手段 52 は、車両の停止状態又は低車速状態に拘わらず、差動部 11 の電氣的 C V T 機能によってエンジン 8 の運転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 SOC が低下して第 1 電動機 M1 による発電が必要となった場合には、エンジン 8 の動力により第 1 電動機 M1 が発電させられてその第 1 電動

50

機 M_1 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）となっても動力分配機構 16 の差動作用によってエンジン回転速度 N_E が自律回転可能な回転速度以上に維持される。

【0072】

また、ハイブリッド制御手段 52 は、車両の停止中又は走行中に拘わらず、差動部 11 の電氣的 CVT 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 52 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_{M_1} および / または第 2 電動機回転速度 N_{M_2} を任意の回転速度に回転制御することができる。例えば、図 3 の共線図からもわかるようにハイブリッド制御手段 52 は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 38）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。

10

【0073】

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 M_1 への駆動電流を遮断して第 1 電動機 M_1 を無負荷状態とする。第 1 電動機 M_1 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であって、且つ差動部 11 からの出力が発生されない状態とされる。すなわち、ハイブリッド制御手段 52 は、第 1 電動機 M_1 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氣的に遮断される中立状態（ニュートラル状態）とする。

20

【0074】

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、或いは前記有段変速制御手段 54 により判断された変速機構 10 の変速されるべき変速段が、増速側ギヤ段例えば第 5 速ギヤ段であるか否かを判定する。

【0075】

30

切換制御手段 50 は、車両状態に基づいて前記係合装置（切換クラッチ C0、切換ブレーキ B0）の係合 / 解放を切り換えることにより、前記無段変速状態と前記有段変速状態とを、すなわち前記差動状態と前記ロック状態とを選択的に切り換える。例えば、切換制御手段 50 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_{OUT} で示される車両状態に基づいて、変速機構 10（差動部 11）の切り換えるべき変速状態を判断して、すなわち変速機構 10 を無段変速状態とする無段制御領域内であるか或いは変速機構 10 を有段変速状態とする有段制御領域内であるかを判定して、変速機構 10 を前記無段変速状態と前記有段変速状態とのいずれかに選択的に切り換える。このように、切換制御手段 50 は、切換クラッチ C0 或いは切換ブレーキ B0 の係合 / 解放を切り換えることにより、差動部 11 を非無段変速状態として差動部 11 の電氣的な差動装置としての作動を制限する、すなわち電氣的な無段変速機としての作動を制限する差動制限手段として機能している。

40

【0076】

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ば図 6 に示す変速線図に従って自動変速部 20 の自動変速制御を実行する。例えば記憶手段 56 に予め記憶された図 2 は、このときの変速において選択される油圧式摩擦係合装置すなわち C0、C1、C2、B0、B1、B2、B3 の作動の組み合わせを示

50

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。

【0077】

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。

【0078】

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。

【0079】

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（関係、変速マップ）であり、車速 V と駆動力関連値である要求出力トルク T_{OUT} とをパラメータとする二次元座標で構成された変速線図の一例である。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。

【0080】

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ば自動変速部 20 の出力トルク T_{OUT} が高出力となる高出力走行を判定するための予め設定された高出力走行判定値である判定出力トルク 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_{OUT} とをパラメータとして切

10

20

30

40

50

換制御手段 50 により有段制御領域と無段制御領域とのいずれであるかを領域判定するための予め記憶された切換線図（切換マップ、関係）である。なお、この切換線図を含めて変速マップとして記憶手段 56 に予め記憶されてもよい。また、この切換線図は判定車速 V_1 および判定出力トルク T_{OUT} 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よい。

【0081】

上記変速線図、切換線図、或いは駆動力源切換線図等は、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。例えば、この場合には、切換制御手段 50 は、車両状態例えば実際の車速 V が判定車速 V_1 を越えたか否かを判定し、判定車速 V_1 を越えたときには例えば切換ブレーキ B_0 を係合して変速機構 10 を有段変速状態とする。また、切換制御手段 50 は、車両状態例えば自動変速部 20 の出力トルク T_{OUT} が判定出力トルク T_1 を越えたか否かを判定し、判定出力トルク T_1 を越えたときには例えば切換クラッチ C_0 を係合して変速機構 10 を有段変速状態とする。

【0082】

また、差動部 11 を電氣的な無段変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、例えば第 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パスに関連する機器の故障や機能低下、すなわち第 1 電動機 M_1 、第 2 電動機 M_2 、インバータ 58、蓄電装置 60、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ような車両状態となる場合には、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 50 は変速機構 10 を優先的に有段変速状態としてもよい。例えば、この場合には、切換制御手段 50 は、差動部 11 を電氣的な無段変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が発生したか否かを判定し、その故障や機能低下が発生したときには変速機構 10 を有段変速状態とする。

【0083】

前記駆動力関連値とは、車両の駆動力に 1 対 1 に対応するパラメータであって、駆動輪 38 での駆動トルク或いは駆動力のみならず、例えば自動変速部 20 の出力トルク T_{OUT} 、エンジントルク T_E 、車両加速度 G や、例えばアクセル開度 Acc 或いはスロットル弁開度 T_H （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、アクセル開度 Acc 或いはスロットル弁開度 T_H 等に基づいて算出される要求（目標）エンジントルク T_E 、自動変速部 20 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 38 の半径等を考慮して算出されてもよいし、例えばトルクセンサ等によって直接検出されてもよい。上記他の各トルク等も同様である。

【0084】

また、前記判定車速 V_1 は、例えば高速走行において変速機構 10 が無段変速状態とされるときかえって燃費が悪化するのを抑制するように、その高速走行において変速機構 10 が有段変速状態とされるように設定されている。また、前記判定トルク T_1 は、例えば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 8 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、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ている。

【0085】

図 7 は、エンジン回転速度 N_E とエンジントルク T_E とをパラメータとして切換制御手段 50 により有段制御領域と無段制御領域とのいずれであるかを領域判定するための境界線としてのエンジン出力線を有し、例えば記憶手段 56 に予め記憶された切換線図（切換マップ、関係）である。切換制御手段 50 は、図 6 の切換線図に替えてこの図 7 の切換線図からエンジン回転速度 N_E とエンジントルク T_E とに基づいて、それらのエンジン回転

10

20

30

40

50

速度 N_E とエンジントルク T_E とで表される車両状態が無段制御領域内であるか或いは有段制御領域内であるかを判定してもよい。また、この図 7 は図 6 の破線を作るための概念図でもある。言い換えれば、図 6 の破線は図 7 の関係図（マップ）に基づいて車速 V と出力トルク T_{OUT} とをパラメータとする二次元座標上に置き直された切換線でもある。

【0086】

図 6 の関係に示されるように、出力トルク T_{OUT} が予め設定された判定出力トルク T_1 以上の高トルク領域、或いは車速 V が予め設定された判定車速 V_1 以上の高車速領域が、有段制御領域として設定されているので有段変速走行がエンジン 8 の比較的高トルクとなる高駆動トルク時、或いは車速の比較的高車速時において実行され、無段変速走行がエンジン 8 の比較的低トルクとなる低駆動トルク時、或いは車速の比較的低車速時すなわちエンジン 8 の常用出力域において実行されるようになっている。

10

【0087】

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

20

【0088】

これによって、例えば、車両の低中速走行および低中出力走行では、変速機構 10 が無段変速状態とされて車両の燃費性能が確保されるが、実際の車速 V が前記判定車速 V_1 を越えるような高速走行では変速機構 10 が有段の変速機として作動する有段変速状態とされ専ら機械的な動力伝達経路でエンジン 8 の出力が駆動輪 38 へ伝達されて電氣的な無段変速機として作動させる場合に発生する動力と電気エネルギーとの間の変換損失が抑制されて燃費が向上させられる。

【0089】

30

また、出力トルク T_{OUT} などの前記駆動力関連値が判定トルク T_1 を越えるような高出力走行では変速機構 10 が有段の変速機として作動する有段変速状態とされ専ら機械的な動力伝達経路でエンジン 8 の出力が駆動輪 38 へ伝達されて電氣的な無段変速機として作動させる領域が車両の低中速走行および低中出力走行となって、第 1 電動機 M_1 が発生すべき電氣的エネルギー換言すれば第 1 電動機 M_1 が伝える電氣的エネルギーの最大値を小さくできて第 1 電動機 M_1 或いはそれを含む車両の駆動装置が一層小型化される。

【0090】

つまり、前記所定値 T_{E1} が第 1 電動機 M_1 が反力トルクを受け持つことができるエンジントルク T_E の切換判定値として予め設定されると、エンジントルク T_E がその所定値 T_{E1} を超えるような高出力走行では、差動部 11 が有段変速状態とされるため、第 1 電動機 M_1 は差動部 11 が無段変速状態とされているときのようにエンジントルク T_E に対する反力トルクを受け持つ必要が無いので、第 1 電動機 M_1 の大型化が防止されつつその耐久性の低下が抑制される。言い換えれば、本実施例の第 1 電動機 M_1 は、その最大出力がエンジントルク T_E の最大値に対して必要とされる反力トルク容量に比較して小さくされることで、すなわちその最大出力を上記所定値 T_{E1} を超えるようなエンジントルク T_E に対する反力トルク容量に対応させないことで、小型化が実現されている。

40

【0091】

尚、上記第 1 電動機 M_1 の最大出力は、この第 1 電動機 M_1 の使用環境に許容されるように実験的に求められて設定されている第 1 電動機 M_1 の定格値である。また、上記エンジントルク T_E の切換判定値は、第 1 電動機 M_1 が反力トルクを受け持つことができるエ

50

ンジントルク T_E の最大値またはそれよりも所定値低い値であって、第 1 電動機 M 1 の耐久性の低下が抑制されるように予め実験的に求められた値である。

【 0 0 9 2 】

また、他の考え方として、この高出力走行においては燃費に対する要求より運転者の駆動力に対する要求が重視されるので、無段変速状態より有段変速状態（定変速状態）に切り換えられるのである。これによって、ユーザは、例えば図 8 に示すような有段自動変速走行におけるアップシフトに伴うエンジン回転速度 N_E の変化すなわち変速に伴うリズミカルなエンジン回転速度 N_E の変化が楽しめる。

【 0 0 9 3 】

図 9 は複数種類のシフトポジションを人為的操作により切り換える切換装置 4 6 の一例を示す図である。この切換装置 4 6 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 4 8 を備えている。そのシフトレバー 4 8 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 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。

【 0 0 9 4 】

例えば、上記シフトレバー 4 8 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 4 8 に機械的に連結された油圧制御回路 4 2 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 4 2 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 4 2 内の電磁弁が電氣的に切り換えられることにより成立させられる。

【 0 0 9 5 】

上記「P」乃至「M」ポジションに示す各シフトポジションにおいて、「P」ポジションおよび「N」ポジションは、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切換えを選択するための駆動ポジションでもある。

【 0 0 9 6 】

具体的には、シフトレバー 4 8 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 4 8 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、「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もある。

【 0 0 9 7 】

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

10

20

30

40

50

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 の操作に応じて変更される。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 P_{SH} 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。

【0098】

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 により動力分配機構 16 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 が動力分配機構 16 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もある。

【0099】

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 が動力分配機構 16 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もある。

【0100】

このように、本実施例の変速機構 10（差動部 11、動力分配機構 16）は無段変速状態（差動状態）と非無段変速状態例えば有段変速状態（ロック状態）とに選択的に切換え可能であって、前記切換制御手段 50 により車両状態に基づいて差動部 11 の切り換えるべき変速状態が判断され、差動部 11 が無段変速状態と有段変速状態とのいずれかに選択的に切り換えられる。そして、差動部 11 をロック状態へ切り換えられることにより、例えば第 1 電動機 M1 が所定値 T_{E1} を超えるようなエンジントルク T_E に対する反力トルクを受け持つ必要がなくなり、その第 1 電動機 M1 の小型化が可能となる。

【0101】

しかしながら、第1電動機M1が小型化がされる場合に差動部11が非無段変速状態へ切り換えされ得ないときは、所定値 T_{E1} を超えるような大きなエンジントルク T_E に対する反力を、第1電動機M1は受け持つことができない可能性がある。また、差動部11が非無段変速状態へ切り換えされ得ないときに備えて、所定値 T_{E1} を超えるようなエンジントルク T_E に対する反力トルクに対応させるように第1電動機を大型化することは、第1電動機の小型化の目的（趣旨）から外れることになる。或いは、第1電動機M1はその反力トルクを受け持つ為に、定格を超えて作動させられて第1電動機M1の耐久性が低下する可能性がある。

【0102】

10

ここで、差動部11が非無段変速状態へ切り換えされ得ないときとは、例えば、差動部11を非無段変速状態へ切り換える為に係合される切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0の摩擦材の故障（フェール）、油圧制御回路42内の電磁弁の故障、或いはそれらの機能低下による作動応答遅れなどが想定される。

【0103】

或いはまた、切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0の係合が可能である場合であっても、差動部11が非無段変速状態へ切り換えされ得ないときがある。以下に、その場合を説明する。

【0104】

差動部11の無段変速状態においては、その電氣的な無段変速作動により車速Vに拘束されことなくエンジン回転速度 N_E が制御され得る。例えば、前記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であっても差動部11の電氣的C/V/T機能によってエンジン8の作動状態を維持させられる。よって、例えば動力伝達経路にクラッチやトルクコンバータ等の流体伝動装置のような入力側と出力側とが相対回転可能な機構（装置）が備えられなくとも、差動部11の無段変速状態ではハイブリッド制御手段52はエンジン作動を維持させられると共にエンジン発進を良好に行える。

20

【0105】

それに対し、差動部11の非無段変速状態においては、エンジン8と駆動輪38との間の動力伝達経路が機械的に連結されてエンジン回転速度 N_E は車速Vに拘束されるので、車両の停止状態又は極低車速状態では、ハイブリッド制御手段52はエンジン作動を維持させられず、エンジン発進を行えない可能性がある。

30

【0106】

そうすると、例えば、エンジン発進時に要求出力トルク T_{OUT} が前記判定出力トルク T_1 以上の高トルク領域すなわち要求エンジントルク T_E が前記所定値 T_{E1} 以上の高トルク領域とされる程大きくアクセルペダルが踏込操作されるような車両状態とされると、前記切換制御手段50は差動部11を有段変速状態へ切り換えるので、車両停止状態又は極低車速状態となる発進時には、ハイブリッド制御手段52はエンジン作動を維持させられず、エンジン発進を行えない可能性がある。見方を換えれば、大きくアクセルペダルが踏込操作されるようなエンジン発進に際して、第1電動機M1の耐久性の低下を考慮せず差動部11を無段変速状態に維持するか、或いは専ら発進の為に第1電動機M1を前記所定値 T_{E1} 以上のエンジントルク T_E に対する反力トルクを発生可能なように大型化する必要が生じる。

40

【0107】

そこで、本実施例では、第1電動機M1の大型化が防止されつつその耐久性の低下が抑制されるように、エンジン発進／走行時に差動部11が非無段変速状態へ切り換えされ得ないときには、差動部11の電氣的な無段変速機としての作動が維持（許容）されてエンジントルク T_E に対する反力トルクの一部を第1電動機M1が受け持つことができると共に、エンジントルク T_E に対する反力トルクの残部を切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0が受け持つことができるように、切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0を半伝達容量状態すなわち半係合（スリップ）状態とする。つまり、エンジン発進／走行時に差

50

動部 11 が非無段変速状態へ切り換えされ得ないときには、差動部 11 を無段変速部を電氣的な無段変速機として作動させる為に、切換クラッチ C0 或いは切換ブレーキ B0 を半係合状態として、エンジントルク T_E に対する反力トルクを第 1 電動機 M1 に受け持たせる以外に、切換クラッチ C0 或いは切換ブレーキ B0 に受け持たせる。

【0108】

これによって、第 1 電動機 M1 が所定値 T_{E1} を超えるようなエンジントルク T_E に対する反力トルクを受け持つ必要がなくなり、第 1 電動機 M1 の大型化が防止されつつその耐久性の低下が抑制される。また、その効果に加えて、例えば、第 1 電動機 M1 のトルク容量により受け持つことが可能なエンジントルク T_E 以上のエンジントルク T_E を差動部 11 に入力可能となり、第 1 電動機 M1 のトルク容量を大きくすることなく、すなわち第 1 電動機 M1 を大型化することなく、差動部 11 からの出力が増大させられる効果も得られる。以下、エンジン発進 / 走行時に差動部 11 が非無段変速状態へ切り換えされ得ないときの制御作動について詳述する。

【0109】

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 P_{SH} が駆動ポジションである「D」ポジション或いは「R」ポジションであるか否かを判定する。

【0110】

ここで、シフトレバー 48 のシフトポジション P_{SH} が非駆動ポジションである「P」、「N」ポジションである場合は、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差動部 11 と自動変速部 20 と間の動力伝達経路が連結されていないすなわち遮断された状態であり、第 1 電動機 M1 がエンジントルク T_E に対する反力トルクを発生させる必要はないので、切換クラッチ C0 或いは切換ブレーキ B0 を半係合（スリップ）状態とする所謂スリップ制御作動を想定しなくともよい。或いはまた、シフトレバー 48 のシフトポジション P_{SH} が「N」ポジションである場合に、ハイブリッド制御手段 52 により差動部 11 が中立状態（ニュートラル状態）とされるときには、第 1 電動機 M1 が無負荷状態とされるのですなわち第 1 電動機 M1 がエンジントルク T_E に対する反力トルクを発生させないので、切換クラッチ C0 或いは切換ブレーキ B0 を半係合（スリップ）状態とする制御作動を想定しなくともよい。従って、シフトレバー 48 のシフトポジション P_{SH} が駆動ポジションである「D」ポジション或いは「R」ポジションであるか否かを判定するのである。

【0111】

駆動力源判定手段 82 は、前記シフトポジション判定手段 80 によりシフトポジション P_{SH} が「D」ポジション或いは「R」ポジションであると判定された場合には、前記ハイブリッド制御手段 52 により走行用の駆動力源としてエンジン 8 と第 2 電動機 M2 との何れが専ら用いられるかを判定する。例えば、駆動力源判定手段 82 は、前記ハイブリッド制御手段 52 により走行用の駆動力源としてエンジン 8 が専ら用いられるか否かを、例えば図 6 に示す駆動力源切換線図から車速 V および出力トルク T_{OUT} で示される実際の車両状態に基づいて現在エンジン走行領域内であるか否かにより判定する。

【0112】

反力範囲内判定手段 84 は、上記駆動力源判定手段 82 により走行用の駆動力源としてエンジン 8 が用いられると判定された場合には、差動部 11 に入力される実際のトルク例えば実際のエンジントルク T_E が、第 1 電動機 M1 の電気容量（すなわちトルク容量）によりそのエンジントルク T_E に対する反力トルクを受け持つことが可能な範囲に入っているか否かを判定する。

【0113】

ロック可否判定手段 86 は、反力範囲内判定手段 84 によりエンジントルク T_E が第 1

10

20

30

40

50

電動機 M 1 により反力トルクを受け持つことが可能な範囲に入っていないと判定された場合には、前記切換制御手段 5 0 により差動部 1 1 が無段変速状態（差動状態）から非無段変速状態（ロック状態）へ切り換えられ得るか否かを、例えば切換制御手段 5 0 による指令に従って前記油圧制御回路 4 2 により切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の係合が可能か否かで判定する。具体的には、ロック可否判定手段 8 6 は、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の摩擦材や油圧アクチュエータのフェール、その油圧アクチュエータを制御するための油圧制御回路 4 2 に含まれる電磁弁のフェール、或いはそれら油圧アクチュエータや電磁弁等の機能低下や低油温による応答遅れなどに基づいて、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の係合が可能か否かを判定する。

【 0 1 1 4 】

或いはまた、ロック可否判定手段 8 6 は、同様に、切換制御手段 5 0 により差動部 1 1 が無段変速状態（差動状態）から非無段変速状態（ロック状態）へ切り換えられ得るか否かを、例えば車両が停止状態又は極低車速状態でないか否かで判定する。具体的には、ロック可否判定手段 8 6 は、実際の車速 V が所定車速 V 2 以下である場合には、上述した故障や機能低下等がなく切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の係合が可能であると判定しても、差動部 1 1 が無段変速状態（差動状態）から非無段変速状態（ロック状態）へ切り換えられないと判定する。この所定車速 V 2 は、エンジン 8 の自律回転を維持可能な回転速度例えばアイドル回転速度 N_{IDL} に対応する車速 V であって、差動部 1 1 が非無段変速状態とされたときに車速 V に拘束されるエンジン回転速度 N_E がアイドル回転速度 N_{IDL} を超えるか否かを判定するために予め求められて記憶されている判定車速である。

【 0 1 1 5 】

前記切換制御手段 5 0 は、前述した機能に加えて、上記ロック可否判定手段 8 6 により差動部 1 1 が無段変速状態（差動状態）から非無段変速状態（ロック状態）へ切り換えられ得ないと判定された場合には、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 を完全係合することにより差動部 1 1 を非無段変速状態とするのではなく、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 を半係合状態とすることにより差動部 1 1 の電氣的な差動装置としての作動を制限する。

【 0 1 1 6 】

具体的には、切換制御手段 5 0 は、エンジン発進 / 走行中に、差動部 1 1 が非無段変速状態（ロック状態）へ切り換えられ得ない場合には、差動部 1 1 の電氣的な無段変速機としての作動が維持（許容）されてエンジントルク T_E に対する反力トルクの一部を第 1 電動機 M 1 が受け持つことができると共に、エンジントルク T_E に対する反力トルクの残部を切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 が受け持つことができるように、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の半伝達容量状態（半係合状態）を変化させる指令を油圧制御回路 4 2 へ出力する。

【 0 1 1 7 】

言い換えれば、切換制御手段 5 0 は、エンジン発進 / 走行中に、差動部 1 1 が非無段変速状態（ロック状態）へ切り換えられ得ない場合には、差動部 1 1 の電氣的な無段変速機としての作動が維持（許容）されて、第 1 電動機 M 1 が発生する反力トルクと切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の半係合による反力トルクとで、エンジントルク T_E に対する反力トルクを発生することができるように、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 を半係合させると共に、その切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の半係合状態におけるトルク容量を変化させる指令を油圧制御回路 4 2 へ出力する。

【 0 1 1 8 】

このように、切換制御手段 5 0 は、第 1 電動機 M 1 が単独で発生可能な反力トルク以上のエンジントルク T_E 例えば所定値 T_{E1} 以上のエンジントルク T_E が差動部 1 1 へ入力されるときに、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の故障や機能低下等の発生時、或いはエンジン発進時のように非無段変速状態（ロック状態）へ切り換えられ得ない場合には、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 を半係合状態とすることにより差動部 1

10

20

30

40

50

1の電氣的な差動装置としての作動を制限する。

【0119】

また、切換クラッチC0 或いは切換ブレーキB0 が半係合状態とされると、差動部11 における電気パスによる第1電動機M1 から第2電動機M2 へ電氣的に伝達される出力A に、差動部11 における切換クラッチC0 或いは切換ブレーキB0 の半係合による伝達部材18 へ機械的に伝達される出力B が加えられて、差動部11 からの出力とされる。よって、切換制御手段50 は、切換クラッチC0 或いは切換ブレーキB0 を半係合状態とすることによって、目標出力を充足するために必要なエンジン出力を電氣的に伝達される出力A と機械的に伝達される出力B とで得られるようにするものであり、切換クラッチC0 或いは切換ブレーキB0 の半係合状態を変化させることにより、すなわち切換クラッチC0 或いは切換ブレーキB0 の半係合状態におけるトルク容量を変化させることにより、電氣的に伝達される出力A と機械的に伝達される出力B との比率を変更するものでもある。

10

【0120】

図10は、図6、図7の無段制御領域(差動領域)と有段制御領域(ロック領域)とを、車速Vとエンジントルク T_E とをパラメータとする二次元座標上に置き直した一例である。図10の斜線部分に示すような、車速Vが所定車速V2以下且つ要求エンジントルク T_E が前記所定値 T_{E1} を超える高トルク領域が、差動部11が無段変速状態に維持されてエンジンストールが防止されるために、差動部11が非無段変速状態(ロック状態)へ切り換えられ得ない領域Aである。

【0121】

20

例えば、この領域Aは、所定値 T_{E1} 以上のエンジントルク T_E が差動部11へ入力されたとしても、エンジン発進が適切に実行されるために差動部11が非無段変速状態(ロック状態)へ元々切り換えられ得ないので、切換制御手段50により切換クラッチC0 或いは切換ブレーキB0 が半係合状態とされて、第1電動機M1による反力トルクと切換クラッチC0 或いは切換ブレーキB0 の半係合による反力トルクとを併用して、エンジントルク T_E に対する反力トルクを発生させる併用領域Aである。

【0122】

また、図10の網線部分に示すような、車速Vが所定車速V2を超え且つ要求エンジントルク T_E が前記所定値 T_{E1} を超える高トルク領域が、切換クラッチC0 或いは切換ブレーキB0の故障や機能低下等の発生のために、差動部11が非無段変速状態(ロック状態)へ切り換えられ得ない領域Bである。

30

【0123】

つまり、この領域Bは、所定値 T_{E1} 以上のエンジントルク T_E が差動部11へ入力されたことにより差動部11が非無段変速状態(ロック状態)へ本来切り換えられる必要がある領域であるが、切換クラッチC0 或いは切換ブレーキB0の故障や機能低下等の発生により非無段変速状態(ロック状態)へ切り換えられ得ないので、切換制御手段50により切換クラッチC0 或いは切換ブレーキB0 が半係合状態とされて、第1電動機M1による反力トルクと切換クラッチC0 或いは切換ブレーキB0 の半係合による反力トルクとを併用して、エンジントルク T_E に対する反力トルクを発生させるロック領域Bである。

【0124】

40

ところで、切換制御手段50により第1電動機M1が発生する反力トルクと切換クラッチC0 或いは切換ブレーキB0の半係合による反力トルクとで、エンジントルク T_E に対する反力トルクが発生させられたが、第1電動機M1が受け持つことが可能な反力トルクのトルク限界、且つ切換クラッチC0 或いは切換ブレーキB0の半係合が作動油温等の為にスリップ限界となると、その限界以上のエンジントルク T_E に対する反力トルクは発生させられない。上記第1電動機M1のトルク限界は、例えば第1電動機M1の定格に基づいて予め定められている限界の反力トルクであり、上記切換クラッチC0 或いは切換ブレーキB0のスリップ限界は、切換クラッチC0 或いは切換ブレーキB0の半係合状態が油温等を考慮して半係合状態(スリップ状態)を維持できる限界のときの予め実験的に求められている限界の反力トルクである。

50

【 0 1 2 5 】

前記反力範囲内判定手段 8 4 は、前述した機能に加え、切換制御手段 5 0 により切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 が半係合状態とされるときに、差動部 1 1 に入力される実際のトルク例えば実際のエンジントルク T_E が、第 1 電動機 M 1 による限界の反力トルクと切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の半係合による限界の反力トルクとの合計反力トルク T_{TC} により、そのエンジントルク T_E に対する反力トルクを受け持つことが可能な範囲に入っているか否かを判定する。

【 0 1 2 6 】

入力トルク制限手段 8 8 は、上記反力範囲内判定手段 8 4 により実際のエンジントルク T_E が合計反力トルク T_{TC} により反力トルクを受け持つことが可能な範囲に入っていないと判定された場合には、切換制御手段 5 0 による切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の半係合状態における第 1 電動機 M 1 による反力トルクと切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の半係合による反力トルクとに基づいて、差動部 1 1 への入力トルク T_{INS} を制限する。

【 0 1 2 7 】

例えば、入力トルク制限手段 8 8 は、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の半係合状態における第 1 電動機 M 1 による反力トルクと切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の半係合による反力トルクとの合計反力トルク T_{TC} を超えないように、差動部 1 1 への入力トルク T_{INS} としてのエンジントルク T_E を制限するエンジントルク制限手段として機能する。そして、入力トルク制限手段 8 8 は、そのエンジントルク T_E を上記合計反力トルク T_{TC} 以下に制限する指令を前記ハイブリッド制御手段 5 2 に出力する。つまり、入力トルク制限手段 8 8 は、合計反力トルク T_{TC} が対応可能な限界以上のエンジントルク T_E の増加を抑制する指令を前記ハイブリッド制御手段 5 2 に出力する。

【 0 1 2 8 】

上記ハイブリッド制御手段 5 2 は、前述の機能に加え、上記入力トルク制限手段 8 8 による指令に従って、アクセルペダルの踏込操作に拘わらず電子スロットル弁 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でエンジン出力制御装置 4 3 に出力して前記合計反力トルク T_{TC} を超えないようにエンジントルク T_E を制限する。

【 0 1 2 9 】

図 1 1 は、アクセルペダル操作量（アクセル開度） Acc に対するエンジントルク T_E の出力特性図の一例である。図 1 1 の斜線部分に示すような、アクセルペダルがアクセル開度 Acc_1 以上踏込操作されて要求エンジントルク T_E が前記合計反力トルク T_{TC} を超える高トルク領域が、第 1 電動機 M 1 と切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 とによりエンジントルク T_E に対する反力トルクが発生させられるために、エンジントルク T_E が合計反力トルク T_{TC} を超えないように制限される制限領域 C である。

【 0 1 3 0 】

ハイブリッド制御手段 5 2 により合計反力トルク T_{TC} を超えないようにエンジントルク T_E が制限されると、合計反力トルク T_{TC} が対応可能な限界以上のエンジントルク T_E の増加が抑制されて出力トルク T_{OUT} が増加しないので、ハイブリッド制御手段 5 2 は、前述の機能に加え、エンジントルク T_E を制限する場合であって蓄電装置 6 0 の充電容量 SOC に余裕があるときには、第 2 電動機 M 2 を駆動してトルクアシストを実行しても良い。

【 0 1 3 1 】

図 1 2 は、電子制御装置 4 0 の制御作動の要部すなわち差動部 1 1 が無段変速状態（差動状態）から非無段変速状態（ロック状態）へ切り換えられない場合に実行される切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 のスリップ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。

【 0 1 3 2 】

また、図 1 3 は、図 1 2 のフローチャートに示す制御作動を説明するタイムチャートであり、差動部 1 1 の無段変速状態において車速 V が零でアクセルペダルを踏み込んだ場合でのエンジン発進時における制御作動を示している。

【 0 1 3 3 】

先ず、前記シフトポジション判定手段 8 0 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、シフトポジションセンサ 4 9 からのシフトレバー 4 8 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 4 8 のシフトポジションが駆動ポジションである「D」ポジション或いは「R」ポジションであるか否かが判定される。

【 0 1 3 4 】

上記 S 1 の判断が肯定される場合は前記駆動力源判定手段 8 2 に対応する S 2 において、前記ハイブリッド制御手段 5 2 により走行用の駆動力源としてエンジン 8 が専ら用いられるか否かが、例えば図 6 に示す駆動力源切換線図から車速 V および出力トルク T_{OUT} で示される実際の車両状態に基づいて現在エンジン走行領域内であるか否かにより判定される。

【 0 1 3 5 】

上記 S 2 の判断が肯定される場合は前記反力範囲内判定手段 8 4 に対応する S 3 において、差動部 1 1 に入力される実際のエンジントルク T_E が、第 1 電動機 M 1 のトルク容量によりそのエンジントルク T_E に対する反力トルクを受け持つことが可能な範囲に入っているか否かが判定される。

【 0 1 3 6 】

図 1 3 の t_1 時点は、差動部 1 1 の無段変速状態におけるエンジン発進中に、第 1 電動機 M 1 単独ではエンジントルク T_E に対する反力トルクを受け持てなくなる程、すなわち第 1 電動機 M 1 の限界の反力トルク（トルク限界）を超えて、エンジントルク T_E が増加したと判断されたことを示している。

【 0 1 3 7 】

上記 S 3 の判断が否定される場合は前記ロック可否判定手段 8 6 に対応する S 4 において、前記切換制御手段 5 0 により差動部 1 1 が無段変速状態（差動状態）から非無段変速状態（ロック状態）へ切り換えられ得るか否かが判定される。例えば、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の摩擦材や油圧アクチュエータのフェール、その油圧アクチュエータを制御するための油圧制御回路 4 2 に含まれる電磁弁のフェール、或いはそれら油圧アクチュエータや電磁弁等の機能低下や低油温による応答遅れなどに基づいて、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の係合が可能か否かで判定される。或いはまた、エンジン 8 の作動が維持されない可能性のあるような、すなわちエンジンストールが発生する可能性のあるような、実際の車速 V が所定車速 V_2 以下でないか否かで判定される。

【 0 1 3 8 】

図 1 3 の t_1 時点は、更に、実際の車速 V が所定車速 V_2 以下である為に、切換クラッチ C 0（或いは切換ブレーキ B 0）の完全係合による差動部 1 1 の非無段変速状態への切換えが可能でないと判定されたことを示している。

【 0 1 3 9 】

上記 S 4 の判断が否定される場合は前記切換制御手段 5 0 に対応する S 5 において、差動部 1 1 の電氣的な無段変速機としての作動が維持（許容）されて、第 1 電動機 M 1 が発生する反力トルクと切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の半係合による反力トルクとで、エンジントルク T_E に対する反力トルクを発生することができるよう、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 を半係合させる指令が油圧制御回路 4 2 へ出力される。基本的には、切換クラッチ C 0 を半係合させる方が、切換ブレーキ B 0 を半係合させることに比べて、回転的にもトルク的にも有利である。

【 0 1 4 0 】

図 1 3 の t_1 時点乃至 t_2 時点は、切換クラッチ C 0 のスリップ制御が開始、実行されて、切換クラッチ C 0 の半係合トルクが反力トルクを受け持つことにより、第 1 電動機 M

10

20

30

40

50

1の限界の反力トルクを超えてエンジントルク T_E が増加していることを示している。

【0141】

次いで、前記反力範囲内判定手段84に対応するS6において、差動部11に入力される実際のエンジントルク T_E が、第1電動機M1と切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0とによる合計反力トルク T_{TC} によりそのエンジントルク T_E に対する反力トルクを受け持つことが可能な範囲に入っているか否かが判定される。

【0142】

図13の t_2 時点は、切換クラッチC0のスリップ制御中に、油温等を考慮して切換クラッチC0の半係合状態（スリップ状態）を維持できる限界となり、第1電動機M1による限界の反力トルクと切換クラッチC0の半係合による限界の反力トルクとの合計反力トルク T_{TC} を超えてエンジントルク T_E が増加したと判断されたことを示している。

10

【0143】

上記S6の判断が否定される場合は前記入力トルク制限手段88に対応するS7において、第1電動機M1による反力トルクと切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0の半係合による反力トルクとの合計反力トルク T_{TC} を超えないように、エンジントルク T_E を制限する指令が前記ハイブリッド制御手段52に出力される。ハイブリッド制御手段52は、その指令に従って、アクセルペダルの踏込操作に拘わらず電子スロットル弁96の開度を絞ったり、燃料噴射装置98による燃料供給量を減少させたり、点火装置99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43に出力して合計反力トルク T_{TC} を超えないようにエンジントルク T_E を制限する。

20

【0144】

図13の t_2 時点乃至 t_3 時点は、エンジントルク T_E の制限が開始、実行されて、合計反力トルク T_{TC} を超えないようにエンジントルク T_E の増加が抑制されていることを示している。この t_2 時点乃至 t_3 時点では、合計反力トルク T_{TC} が対応可能な限界以上のエンジントルク T_E の増加が抑制されて出力トルク T_{OUT} が増加しないので、例えばアクセルペダルの踏み込み操作に基づく要求出力（目標出力）に従って出力トルク T_{OUT} が増加するように、ハイブリッド制御手段52により第2電動機M2を駆動してトルクアシストが実行される。但し、蓄電装置60の充電容量SOCに余裕があるときにこのトルクアシストが実行される。

30

【0145】

更に、 t_3 時点乃至 t_4 時点に示すように、車速Vが上昇して、例えば車速Vが所定車速V2を超える上昇して、クラッチC0の完全係合による差動部11の非無段変速状態への切換えが可能になったときには、クラッチC0を半係合状態から完全係合して差動部11が非無段変速状態（ロック状態）とされる。このとき、エンジントルク T_E の制限を徐々に戻すと同時に、第2電動機M2によるトルクアシストも徐々に中止する。クラッチC0が完全係合されるので第1電動機M1により反力トルクを発生する反力制御も不要となる。

【0146】

前記S6の判断が肯定される場合は前記入力トルク制限手段88に対応するS8において、エンジントルク T_E を制限する必要がないためその制限する指令が前記ハイブリッド制御手段52に出力されない。また、車速Vが出ているときも、例えば車速Vが所定車速V2を超えるとときも、クラッチC0或いは切換ブレーキB0を完全係合すればよいので、エンジントルク T_E を制限する必要がない。

40

【0147】

前記S4の判断が肯定される場合は前記切換制御手段50に対応するS9において、クラッチC0或いは切換ブレーキB0が完全係合されて差動部11が無段変速状態（差動状態）から非無段変速状態（ロック状態）へ切り換えられる。

【0148】

前記S3の判断が肯定される場合は前記ハイブリッド制御手段52に対応するS10に

50

において、差動部 11 の無段変速状態（差動状態）が維持されたまま、第 1 電動機 M 1 による反力制御が実行される。

【 0 1 4 9 】

前記 S 1 の判断が否定されるか、或いは前記 S 2 の判断が否定される場合は前記ハイブリッド制御手段 5 2 に対応する S 1 1 において、第 1 電動機 M 1 による反力制御が実行されない。つまり、「P」ポジションや「N」ポジションの非駆動ポジションでは、エンジン 8 と出力軸 2 2 が連結されていない状態であるので、すなわちクラッチ C 1、C 2 が解放されてエンジン出力が出力軸 2 2 側（駆動輪 3 8）へ伝達されない動力遮断状態であるので、第 1 電動機 M 1 によりエンジントルクに対する反力トルクを受け持つ必要がない。また、差動部 11 において「P」ポジションや「N」ポジションに対応するために、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）を成立させる場合も、第 1 電動機 M 1 によりエンジントルクに対する反力トルクを受け持たない。

10

【 0 1 5 0 】

上述のように、本実施例によれば、差動部 11 の電氣的な差動装置としての作動を制限する差動制限装置としての切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 により、例えば差動部 11 が無段変速状態と非無段変速状態とに切り換えられることから、電氣的に変速比が変更させられる変速機の燃費改善効果と機械的に動力を伝達する歯車式伝動装置の高い伝達効率との両長所を兼ね備えた駆動装置が得られる。

【 0 1 5 1 】

例えば、車両の低中速走行および低中出力走行となるようなエンジンの常用出力域において差動部 11 が無段変速状態とされると、車両の燃費性能が確保される。また、高速走行において差動部 11 が非無段変速状態とされると、専ら機械的な動力伝達経路でエンジン 8 の出力が駆動輪へ伝達されて、電氣的に変速比が変更させられる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るので、燃費が向上させられる。また例えば、高出力走行において差動部 11 が非無段変速状態とされると、電氣的に変速比が変更させられる変速機として作動させる領域が車両の低中速走行および低中出力走行となって、第 1 電動機 M 1 が発生すべき電氣的エネルギー換言すれば第 1 電動機 M 1 が伝える電氣的エネルギーの最大値を小さくできるので、第 1 電動機 M 1 やその電氣的エネルギーが伝達される第 2 電動機 M 2、或いはそれを含む変速機構 10 が一層小型化される。

20

30

【 0 1 5 2 】

また、エンジン発進 / 走行中に、差動部 11 の電氣的な差動装置としての作動を制限するときは、差動制限手段として機能する切換制御手段 5 0 により切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の半係合状態が変化させられるので、具体的には切換制御手段 5 0 により切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 が半係合状態とされると共に第 1 電動機 M 1 が発生するトルクと切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の半係合トルクとで差動部 11 へ入力されるエンジントルク T_E に対する反力トルクが発生させられるので、言い換えれば切換制御手段 5 0 により切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の半係合状態におけるトルク容量が変化させられることによって、差動部 11 における第 1 電動機 M 1 から第 2 電動機 M 2 へ電氣的に伝達される出力と、差動部 11 における伝達部材 18 へ機械的に伝達される出力との比率が変更されるので、差動部 11 の電氣的な無段変速機（差動装置）としての作動が許容されつつ、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 によりエンジントルク T_E に対する反力トルクが発生させられる。

40

【 0 1 5 3 】

つまり、差動部 11 を電氣的な無段変速機として作動させる為に、第 1 電動機 M 1 によりエンジントルク T_E に対する反力トルクを受け持つ以外に、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 によりエンジントルク T_E に対する反力トルクを受け持つことが可能になる。

【 0 1 5 4 】

これによって、例えば、第 1 電動機 M 1 のトルク容量により受け持つことが可能な所定

50

値 T_{E1} を超えるエンジントルク T_E を差動部11に入力可能となって、第1電動機M1の最大トルク容量を大きくすることなく、すなわち第1電動機M1を大型化することなく、差動部11からの出力が増大させられ得る。

【0155】

或いはまた、切換クラッチC0および切換ブレーキB0が解放される場合と異なり、第1電動機M1は差動部11へ入力される全てのエンジントルク T_E に対する反力トルクを受け持つ必要がなくなるので、差動部11に入力される同じ大きさのエンジントルク T_E において、第1電動機M1が受け持つべきエンジントルク T_E の比率が小さくされ得る。よって、第1電動機M1が小型化され得たり、或いはまた第1電動機M1の耐久性が向上したり、或いはまた、第1電動機M1から第2電動機M2への電気エネルギーが小さくされて第2電動機M2の耐久性も向上する。

10

【0156】

また、切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0により簡単に差動部11の電氣的な無段変速機としての作動が制限され得る。

【0157】

また、本実施例によれば、切換制御手段50は、第1電動機M1が単独で発生可能な反力トルク以上のエンジントルク T_E が差動部11に入力されるときに、差動部11の電氣的な無段変速機としての作動を制限するので、差動部11の電氣的な無段変速機としての作動が可能とされると共に、可能な限りエンジントルク T_E に対する反力トルクが第1電動機M1により優先的に発生させられ、第1電動機M1により反力トルクが発生させられるときの回生エネルギーが可及的に多くされる。見方を替えれば、必要最小限のエネルギー損失とすることが可能となる。

20

【0158】

また、本実施例によれば、切換制御手段50は、エンジン発進時に、差動部11の電氣的な無段変速機としての作動を制限するので、大きなエンジントルク T_E が要求される可能性がある発進時であっても、差動部11の電氣的な無段変速機としての作動が可能とされると共に、可能な限りエンジントルク T_E に対する反力トルクが第1電動機M1により優先的に発生させられ、第1電動機M1により反力トルクが発生させられるときの回生エネルギーが可及的に多くされる。見方を替えれば、必要最小限のエネルギー損失とすることが可能となる。

30

【0159】

また、本実施例によれば、切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0の半係合状態における第1電動機M1と、切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0とによる反力トルクに基づいて、入力トルク制限手段88により第1電動機M1の最大トルク容量と切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0の半係合トルクとの合計反力トルク T_{TC} を超えるエンジントルク T_E が差動部11へ入力されることが抑制されるので、第1電動機M1の耐久性が向上する。

【0160】

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

40

【実施例2】

【0161】

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

【0162】

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

50

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キャリアCA2と第3遊星歯車装置28の第3リングギヤR3とが一体的に連結されて出力軸22に連結され、第2リングギヤR2は第1クラッチC1を介して伝達部材18に選択的に連結され、第3キャリアCA3は第2ブレーキB2を介してケース12に選択的に連結されている。

10

【0163】

以上のように構成された変速機構70では、例えば、図15の係合作動表に示されるように、前記切換クラッチC0、第1クラッチC1、第2クラッチC2、切換ブレーキB0、第1ブレーキB1、および第2ブレーキB2が選択的に係合作動させられることにより、第1速ギヤ段（第1変速段）乃至第4速ギヤ段（第4変速段）のいずれか或いは後進ギヤ段（後進変速段）或いはニュートラルが選択的に成立させられ、略等比的に変化する変速比（＝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とで電氣的な無段変速機として作動する無段変速状態が構成される。言い換えれば、変速機構70は、切換クラッチC0および切換ブレーキB0の何れかを係合作動させることで有段変速状態に切り換えられ、切換クラッチC0および切換ブレーキB0の何れも係合作動させないことで無段変速状態に切り換えられる。

20

【0164】

例えば、変速機構70が有段変速機として機能する場合には、図15に示すように、切換クラッチC0、第1クラッチC1および第2ブレーキB2の係合により、変速比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のみが係合される。

30

40

【0165】

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

50

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。

【0166】

図 16 は、無段変速部或いは第 1 変速部として機能する差動部 11 と変速部（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。

【0167】

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

【0168】

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

【0169】

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、変速部（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 とから構成されるので、前述の実施例と同様の効果が得られる。

【実施例 3】

【0170】

図 17 は、手動操作により動力分配機構 16 の差動状態（非ロック状態）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

10

20

30

40

50

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釐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釐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 を電氣的な無段変速機として作動可能な無段変速状態とするか、或いは有段変速走行すなわち変速機構 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。

【0171】

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に切り換える。例えば、ユーザは無段変速機のフィーリングや燃費改善効果が得られる走行を所望すれば変速機構 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ムカルなエンジン回転速度の変化によるフィーリング向上を所望すれば変速機構 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。

10

【0172】

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。

20

【0173】

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。

【0174】

例えば、前述の実施例では、入力トルク制限手段 88 (図 12 のステップ S7) は、合計反力トルク T_{TC} を超えないようにエンジントルク T_E を制限して、差動部 11 への入力トルク T_{INS} を制限したが、そのエンジントルク T_E を制限することに替えて或いは加えて、エンジン 8 の出力により駆動される補機の駆動に必要なトルクなどを増加させて差動部 11 への入力トルク T_{INS} を制限してもよい。このようにしても、前述の実施例と同様の効果が得られる。

30

【0175】

また、前述の実施例では、切換制御手段 50 は、第 1 電動機 M1 が単独で発生可能な反力トルク以上のエンジントルク T_E 例えば所定値 T_{E1} 以上のエンジントルク T_E が差動部 11 へ入力されるときに、差動部 11 を非無段変速状態 (ロック状態) へ切り換えられ得ない場合には、切換クラッチ C0 或いは切換ブレーキ B0 を半係合状態とすることにより差動部 11 の電氣的な差動装置としての作動を制限したが、所定値 T_{E1} 以上のエンジントルク T_E が差動部 11 へ入力されないときであっても、切換クラッチ C0 或いは切換ブレーキ B0 を半係合状態とすることにより差動部 11 の電氣的な差動装置としての作動を制限してもよい。つまり、切換制御手段 50 は、差動部 11 を無段変速状態とする無段制御領域であっても、第 1 電動機 M1 が発生する反力トルクと切換クラッチ C0 或いは切換ブレーキ B0 の半係合による反力トルクとで、エンジントルク T_E に対する反力トルクを発生するように、切換クラッチ C0 或いは切換ブレーキ B0 を半係合状態としてもよい。例えば、切換制御手段 50 は、切換クラッチ C0 或いは切換ブレーキ B0 の半係合による反力トルクのみで、エンジントルク T_E に対する反力トルクを発生するように、切換クラッチ C0 或いは切換ブレーキ B0 を半係合状態としてもよい。

40

【0176】

また、前述の実施例の変速機構 10、70 は、差動部 11 (動力分配機構 16) が電氣的な無段変速機として作動可能な差動状態とそれを非作動とする非差動状態 (ロック状態) とに切り換えられることで無段変速状態と有段変速状態とに切り換え可能に構成され、

50

この無段変速状態と有段変速状態との切換えは差動部 11 が差動状態と非差動状態とに切換えられることによって行われていたが、例えば差動部 11 が差動状態のままであっても差動部 11 の変速比を連続的ではなく段階的に変化させることにより有段変速機として機能させられ得る。言い換えれば、差動部 11 の差動状態 / 非差動状態と、変速機構 10、70 の無段変速状態 / 有段変速状態とは必ずしも一対一の関係にある訳ではないので、差動部 11 は必ずしも無段変速状態と有段変速状態とに切換え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え可能に構成されれば本発明は適用され得る。

【0177】

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

【0178】

また、前述の実施例の動力分配機構 16 では、第 1 キャリヤ C A1 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 C A1、S1、R1 のうちのいずれと連結されていても差し支えない。

【0179】

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。

【0180】

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。また、第 2 電動機 M2 は必ずしも備えられてなくとも、すなわち第 2 電動機 M2 が備えられず所謂電気トルコンとしての機能を有する差動部 11 であっても本発明は適用され得る。

【0181】

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 C A1 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 C A1 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。

【0182】

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。

【0183】

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 8 4 】

また、前述の実施例では、第 2 電動機 M 2 が伝達部材 1 8 に連結されていたが、出力軸 2 2 に連結されていてもよいし、自動変速部 2 0、7 2 内の回転部材に連結されていてもよい。

【 0 1 8 5 】

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 8 との間の動力伝達経路に、自動変速部 2 0、7 2 が介挿されていたが、例えば自動変速機的一种である無段変速機 (C V T)、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、手動操作により変速段が切り換えられる同期噛み合い式の手動変速機等の他の形式の動力伝達装置 (変速機) が設けられていてもよい。その無段変速機 (C V T) の場合には、動力分配機構 1 6 が定変速状態とされることで全体として有段変速状態とされる。有段変速状態とは、電気パスを用いずに専ら機械的伝達経路で動力伝達することである。或いは、上記無段変速機は有段変速機における変速段に対応するように予め複数の固定された変速比が記憶され、その複数の固定された変速比を用いて自動変速部 2 0、7 2 の変速が実行されてもよい。或いは、自動変速部 2 0、7 2 は必ずしも備えられてなくとも本発明は適用され得る。この場合のように自動変速部 2 0、7 2 が無段変速機 (C V T) や常時噛合式変速機などである場合には、伝達部材 1 8 と駆動輪 3 8 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 8 6 】

また、前述の実施例では、自動変速部 2 0、7 2 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、7 2 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、7 2 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 8 7 】

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 8 8 】

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。

【 0 1 8 9 】

また、前述の実施例の切換装置 4 6 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 4 8 を備えていたが、そのシフトレバー 4 8 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 4 8 が「M」ポジションへ操作されることにより、変速レンジが設定されるものであったが変速段が設定されることすなわち各変速レンジの最高速変速段が変速段として設定されてもよい。この場合、自動変速部 2 0、7 2 では変速段が切り換えられて変速が実行される。例えば、シフトレバー 4 8 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 4 8 の操作に応じて設定される。

【 0 1 9 0 】

また、前述の実施例のスイッチ 4 4 はシーソー型のスイッチであったが、例えば押しボ

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

【０１９１】

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】

【０１９２】

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

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

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

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

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

【図６】車速と出力トルクとをパラメータとする同じ二次元座標に構成された、自動変速部の変速判断の基となる予め記憶された変速線図の一例と、変速機構の変速状態の切換判断の基となる予め記憶された切換線図の一例と、エンジン走行とモータ走行とを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予め記憶された駆動力源切換線図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７】無段制御領域と有段制御領域との境界線を有する予め記憶された関係を示す図であって、図６の破線に示す無段制御領域と有段制御領域との境界をマップ化するための概念図でもある。

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

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

【図１０】図６、図７に示すような無段制御領域（差動領域）と有段制御領域（ロック領域）とを、車速とエンジントルクとをパラメータとする二次元座標上に置き直した一例である。

【図１１】アクセル開度に対するエンジントルクの出力特性図の一例である。

【図１２】図４の電子制御装置の制御作動すなわち差動部が無段変速状態（差動状態）から非無段変速状態（ロック状態）へ切り換えられない場合に実行される切換クラッチ或いは切換ブレーキのスリップ制御作動を説明するフローチャートである。

【図１３】図１２のフローチャートに示す制御作動を説明するタイムチャートであり、差動部の無段変速状態において車速が零でアクセルペダルを踏み込んだ場合でのエンジン発進時における制御作動を示している。

【図１４】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１５】図１４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。

10

20

30

40

50

【図 16】図 14 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 17】切換装置としてのシーソー型スイッチであって変速状態を選択するためにユーザによって操作される変速状態手動選択装置の一例である。

【符号の説明】

【 0 1 9 3 】

8 : エンジン

10、70 : 変速機構（駆動装置）

11 : 差動部（無段変速部）

16 : 動力分配機構（差動機構）

18 : 伝達部材

38 : 駆動輪

40 : 電子制御装置（制御装置）

50 : 切換制御手段（差動制限手段）

88 : 入力トルク制限手段（エンジントルク制限手段）

M1 : 第 1 電動機

M2 : 第 2 電動機

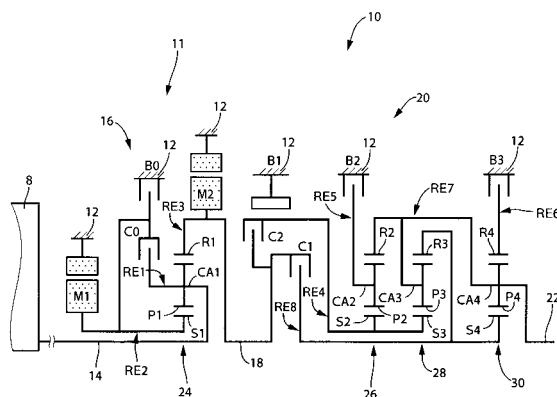
C0 : 切換クラッチ（差動制限装置）

B0 : 切換ブレーキ（差動制限装置）

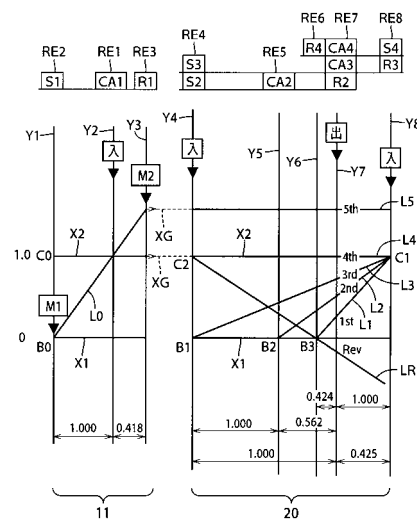
10

20

【図 1】



【図 3】

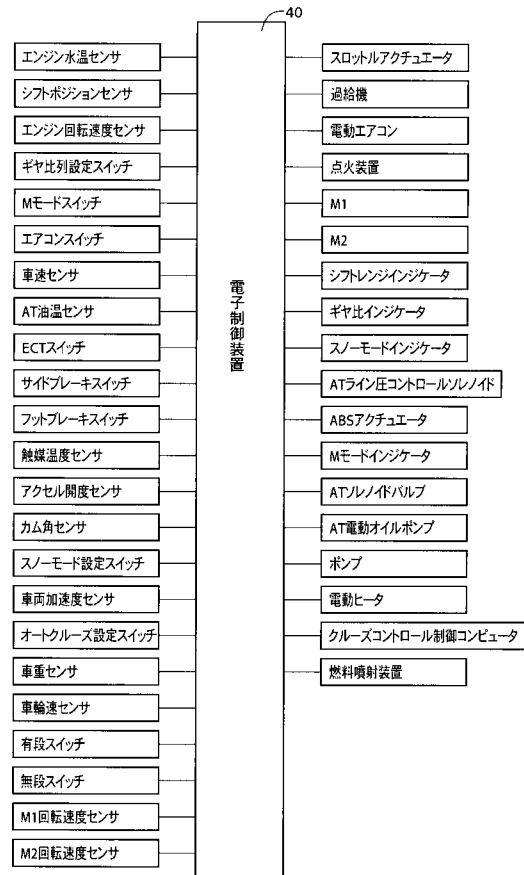


【図 2】

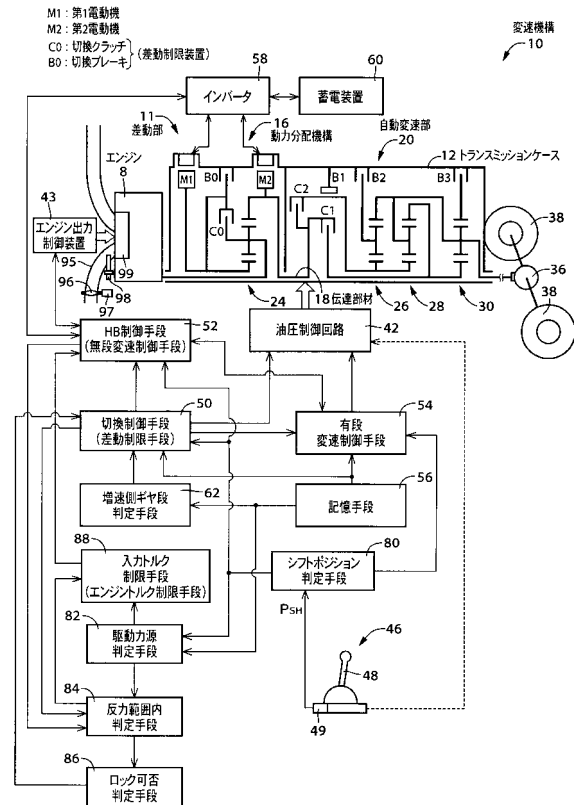
	C0	C1	C2	B0	B1	B2	B3	変速比	ステップ
1st	◎	○					○	3.357	1.54
2nd	◎	○				○		2.180	1.53
3rd	◎	○			○			1.424	1.42
4th	◎	○	○					1.000	1.42
5th		○	○	◎				0.705	トータル
R		○	○				○	3.209	4.76
N	○								

○ 係合 ◎ 有段時係合、無段時解放

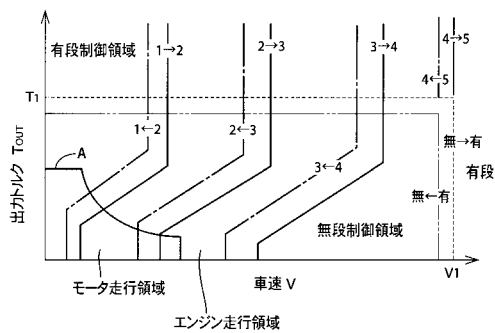
【 図 4 】



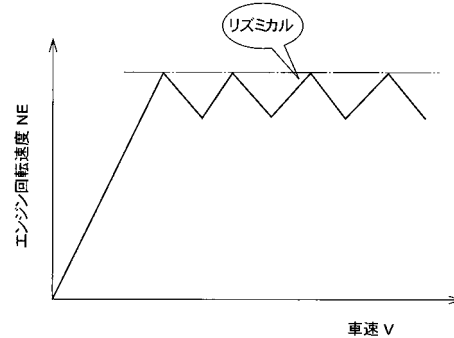
【 図 5 】



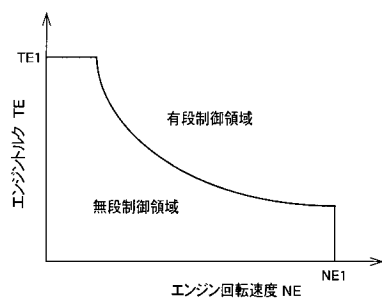
【 図 6 】



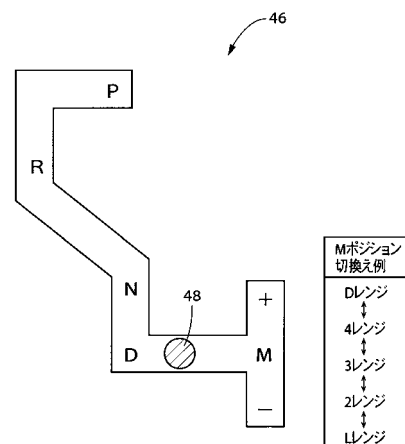
【 図 8 】



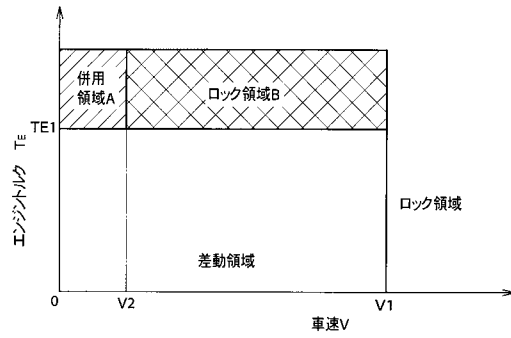
【圖 7】



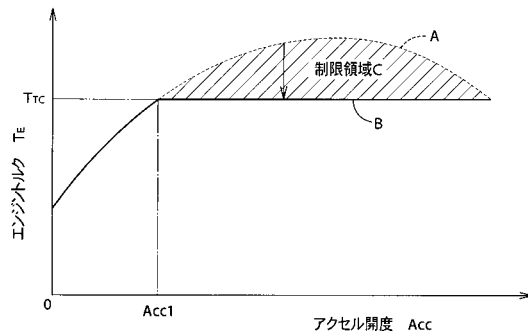
【 図 9 】



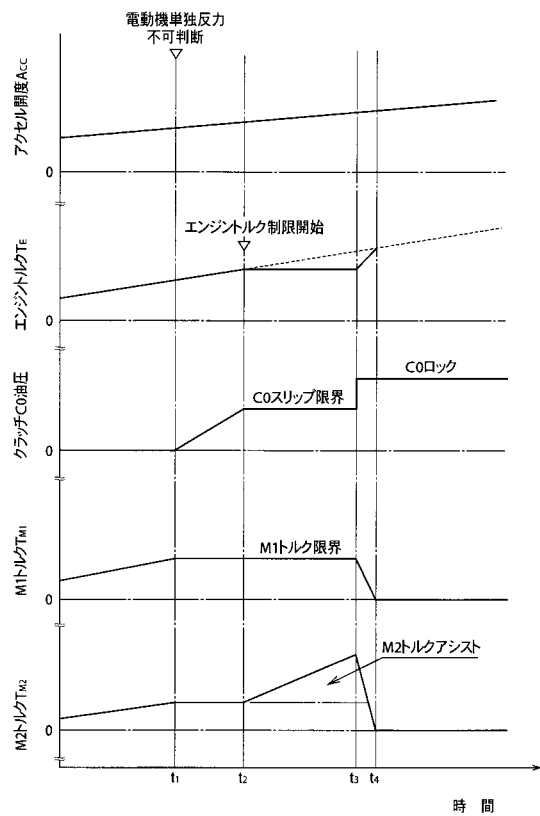
【図10】



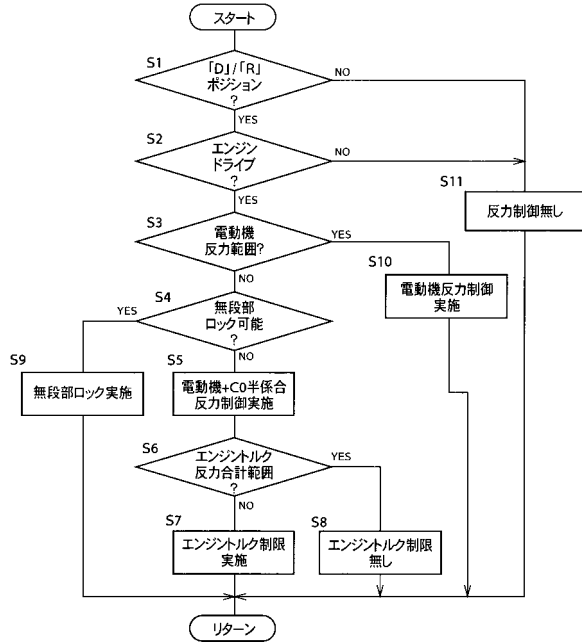
【図11】



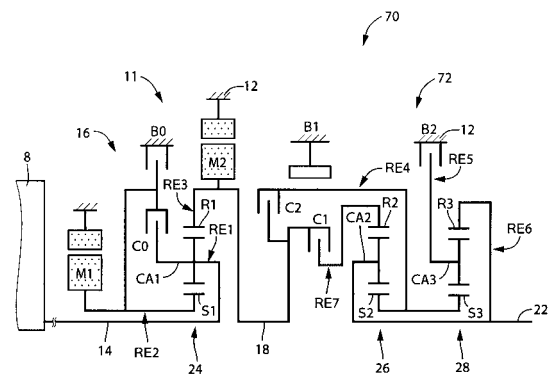
【図13】



【図12】



【図14】

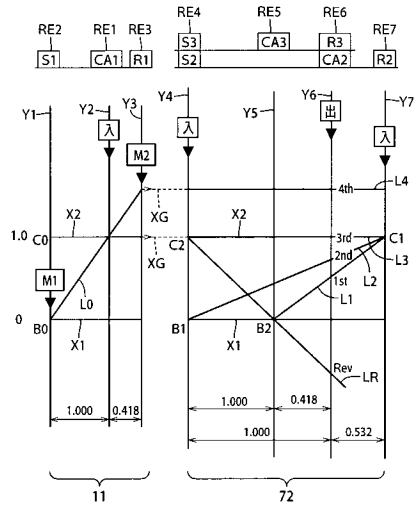


【図15】

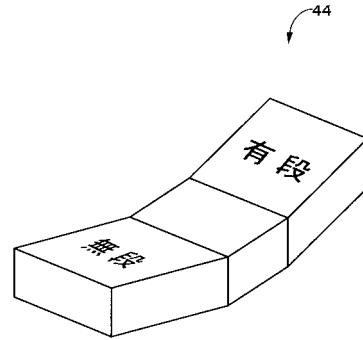
	C0	C1	C2	B0	B1	B2	変速比	ステップ
1st	◎	○				○	2.804	1.54
2nd	◎	○			○		1.531	1.53
3rd	◎	○	○				1.000	1.42
4th		○	○	◎			0.705	トータル
R			○			○	2.393	3.977
N	○							

○ 係合 ◎ 有段階係合, 無段階解放

【図 16】



【図 17】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.

F I

B 6 0 K	6/547	(2007.10)	B 6 0 K	6/547	
B 6 0 W	10/04	(2006.01)	B 6 0 K	41/00	3 0 1 A
B 6 0 L	11/14	(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 K	41/04	
F 1 6 H	61/02	(2006.01)	B 6 0 L	11/14	
F 1 6 H	63/40	(2006.01)	F 0 2 D	29/00	H
F 1 6 H	59/14	(2006.01)	F 0 2 D	29/02	D
F 1 6 H	61/686	(2006.01)	F 1 6 H	61/02	
			F 1 6 H	63/40	
			F 1 6 H	59:14	
			F 1 6 H	103:12	

(72)発明者 鎌田 淳史

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

審査官 谿花 正由輝

(56)参考文献 特開平11-217025(JP,A)

特開2004-254468(JP,A)

特開平07-336810(JP,A)

特開平10-000951(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B 6 0 W 1 0 / 0 0 - 2 0 / 0 0

F 1 6 H 5 9 / 0 0 - 6 1 / 1 2

F 1 6 H 6 1 / 1 6 - 6 1 / 2 4

F 1 6 H 6 3 / 4 0 - 6 3 / 5 0