

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号
特許第4306597号
(P4306597)

(45) 発行日 平成21年8月5日(2009.8.5)

(24) 登録日 平成21年5月15日(2009.5.15)

| | |
|-------------------------|---------------------|
| (51) Int.Cl. | F 1 |
| B 6 O W 10/10 (2006.01) | B 6 O K 6/20 3 5 O |
| B 6 O W 20/00 (2006.01) | B 6 O K 6/20 3 2 O |
| B 6 O W 10/08 (2006.01) | B 6 O K 6/20 4 O O |
| B 6 O K 6/445 (2007.10) | B 6 O K 6/445 Z H V |
| B 6 O K 6/547 (2007.10) | B 6 O K 6/547 |

請求項の数 2 (全 57 頁) 最終頁に続く

| | | | |
|--------------|-------------------------------|-----------|---------------------------|
| (21) 出願番号 | 特願2004-342882 (P2004-342882) | (73) 特許権者 | 000003207 |
| (22) 出願日 | 平成16年11月26日(2004.11.26) | | トヨタ自動車株式会社 |
| (65) 公開番号 | 特開2005-278387 (P2005-278387A) | | 愛知県豊田市トヨタ町1番地 |
| (43) 公開日 | 平成17年10月6日(2005.10.6) | (74) 代理人 | 100085361 |
| 審査請求日 | 平成19年11月6日(2007.11.6) | | 弁理士 池田 治幸 |
| (31) 優先権主張番号 | 特願2004-50532 (P2004-50532) | (72) 発明者 | 田端 淳 |
| (32) 優先日 | 平成16年2月25日(2004.2.25) | | 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 |
| (33) 優先権主張国 | 日本国(JP) | (72) 発明者 | 多賀 豊 |
| | | | 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 |
| | | 審査官 | 谿花 正由輝 |

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用駆動装置の制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジンの出力を駆動輪へ伝達する車両用駆動装置の制御装置であって、
前記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要素と第2電動機および伝達部材に連結された第3要素とを有するとともに該第1要素乃至第3要素のうちのいずれか2つを相互にまたは該第2要素を非回転部材に連結する係合装置を有する動力分配機構を備え、電気的な無段変速機として作動可能な無段変速状態と有段の変速機として作動可能な有段変速状態とに切り換え可能な変速状態切換型変速機構と、
車両の所定条件に基づいて前記係合装置の解放と係合とを切換制御することで前記変速状態切換型変速機構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切換制御手段と、
前記係合装置の係合に際して前記第1要素、第2要素、および第3要素の相互の回転速度差或いは前記第2要素と前記非回転部材との回転速度差を抑制するように前記第1電動機による回転同期制御を行う電動機制御手段と
を、含み、
前記切換制御手段による前記変速状態切換型変速機構の前記無段変速状態から有段変速状態への切換制御において、該有段変速状態への切換えが実行される場合には、前記電動機制御手段による回転同期制御中であって、前記係合装置の係合圧を係合完了後の係合圧に向かって上昇させる前に所定の係合圧にて低圧待機させることを特徴とする車両用駆動装置の制御装置。

【請求項 2】

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とともに複数の回転要素を有する差動機構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、

駆動輪に動力伝達可能とされた第 2 電動機と、

前記差動機構に備えられ、前記差動部を電氣的な差動装置として作動可能な差動作用が働く差動状態と該差動作用をしないロック状態とに切り換えるための係合装置と、

車両の所定条件に基づいて前記係合装置の解放と係合とを切換制御することで前記差動部を前記差動状態と前記ロック状態とのいずれかに選択的に切り換える切換制御手段と、

該切換制御手段による前記係合装置の係合に際して前記複数の回転要素の相互の回転速度差或いは該第 1 電動機が連結される該回転要素と非回転部材との回転速度差を抑制するように該第 1 電動機による回転同期制御を行う電動機制御手段と

を、含み、

前記切換制御手段による前記差動部の前記差動状態からロック状態への切換制御において、該ロック状態への切換えが実行される場合には、前記電動機制御手段による回転同期制御中であって、前記係合装置の係合圧を係合完了後の係合圧に向かって上昇させる前に所定の係合圧にて低圧待機させることを特徴とする車両用駆動装置の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両用駆動装置の制御装置に係り、特に、その駆動装置が電氣的な無段変速状態と有段変速状態とに切換制御される構成とされる場合においてその切換制御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動力分配機構と、その動力分配機構の出力軸と駆動輪との間に設けられた第 2 電動機とを備えた駆動装置を制御する制御装置を備えた車両が知られている。例えば、特許文献 1 に記載されたハイブリッド車両の制御装置がそれである。このようなハイブリッド車両の駆動装置では、駆動装置では、動力分配機構が 3 つの回転要素で構成されるとともに第 1 要素がエンジンに、第 2 要素が第 1 電動機に、第 3 要素が第 2 電動機および伝達部材に連結されて、エンジンからの動力の主部を駆動輪へ直接機械的に伝達し、そのエンジンからの動力の残部を第 1 電動機から第 2 電動機への電気パスを用いて電氣的に伝達することにより、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され、燃費が向上させられる。

【0003】

【特許文献 1】特開 2003 - 130202 号公報

【特許文献 2】特開 2003 - 130203 号公報

【特許文献 3】特開 2003 - 127681 号公報

【特許文献 4】特開平 11 - 198668 号公報

【特許文献 5】特開平 11 - 198670 号公報

【特許文献 6】特開平 11 - 217025 号公報

【特許文献 7】WO 03 / 016749 A 1 公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

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、上記のような従来の車両用駆動装置の制御装置では、第 1 電動機から第 2 電動機への電気エネルギーの電気パ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

10

20

30

40

50

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ように制御されるので、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。

【0005】

そこで、本発明者等は、以上の課題を解決するために種々検討を重ねた結果、第1電動機および第2電動機は、エンジン出力が比較的小さい常用出力域ではそれほどの大きさを要しないが、高出力走行時のようにエンジンの高出力域例えば最大出力域であるときにはそれに見合う容量或いは出力を備えるために大きなものが必要となることから、そのようなエンジンの出力が大きい領域であるときには、専ら機械的な動力伝達経路でエンジンの出力を駆動輪へ伝達するような状態とすると、第1電動機および第2電動機が小型となって車両の駆動装置がコンパクトとなるという点を見いだした。また、同様に専ら機械的な動力伝達経路でエンジンの出力を駆動輪へ伝達するような状態とすると、高速走行時には、エンジンの出力の一部が第1電動機により一旦電気エネルギーに変換されて第2電動機により駆動輪に動力伝達するための電気パスが無くなって動力と電気との間の変換損失が抑制されるので燃費が一層向上するという点を見いだした。そして、このような知見に基づいて、動力分配機構に第1要素乃至第3要素のうちのいずれか2つを相互に連結する係合装置および/または第2要素を非回転部材に連結する係合装置を備えるとともに、その係合装置の解放により電氣的な無段変速機として作動可能な無段変速状態とその係合装置の係合により有段変速機として作動可能な有段変速状態とに切り換え可能に構成される駆動装置を、車両の所定条件に基づいてその変速状態を切換制御することで駆動装置を小型化できたり、燃費を向上できることが考えられる。

【0006】

しかしながら、その無段変速状態と有段変速状態との切換えにおいて係合装置の解放と係合とが切換制御されることから、例えば係合装置を解放して有段変速状態から無段変速状態へ切換える際には、係合装置の係合による反力トルクから電動機による反力トルクに切り換えられることになりそのトルクの受け渡しタイミングや切り換えられる際の電動機による反力トルクによっては切換えショックが発生する可能性があった。つまり、そのトルク受渡しのタイミングや電動機によるトルクが適切でないと有段変速状態から無段変速状態への切換時に切換ショックが発生する可能性がある。言い換えれば、係合装置による反力トルクはエンジントルクを伝達する伝達トルクでもあり、この伝達トルクの受渡しが遅やかに実行されないと駆動輪へ伝達されるエンジントルクの一時的な変動によりショックが発生する可能性がある。また、係合装置の解放の過程すなわち係合装置の半係合状態での係合装置自体の回転速度差が大きいとその係合装置の仕事量が多くなって耐久性が低下する可能性があった。

【0007】

同様に、例えば係合装置を係合して無段変速状態から有段変速状態へ切換える際には、回転要素の回転速度が有段変速状態とされるときに回転速度と相違すると係合装置の係合によりその回転速度差を回転同期させるために係合ショックが発生する可能性があった。また、係合装置の係合の過程すなわち係合装置の半係合状態での係合装置の回転速度差が大きいとその係合装置の仕事量が多くなって耐久性が低下する可能性があった。

【0008】

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、電氣的な無段変速機として機能する無段変速状態と有段変速機として機能する有段変速状態とに切り換えられる変速機構を提供するとともに、無段変速状態と有段変速状態との切換えにおいてその切換制御に伴う切換ショックを抑制したり、また変速機構の変速状態を切り換えるために備えられる係合装置の耐久性を向上させ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】

【 0 0 0 9 】

すなわち、好適には、エンジンの出力を駆動輪へ伝達する車両用駆動装置の制御装置であって、(a) 前記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 要素と第 2 電動機および伝達部材に連結された第 3 要素とを有するとともにその第 1 要素乃至第 3 要素のうちのいずれか 2 つを相互にまたはその第 2 要素を非回転部材に連結する係合装置を有する動力分配機構を備え、前記係合装置の解放と係合とを切換制御することで電氣的な無段変速機として作動可能な無段変速状態と有段の変速機として作動可能な有段変速状態とに切り換え可能な変速状態切換型変速機構と、(b) 車両の所定条件に基づいて前記係合装置の解放と係合とを切換制御することで前記変速状態切換型変速機構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切換制御手段と、(c) 前記係合装置の解放に際して前記第 1 電動機に反力トルクが生じるように前記第 1 電動機を制御するか、および前記係合装置の係合に際して前記第 1 要素、第 2 要素、および第 3 要素の相互の回転速度差或いは前記第 2 要素と前記非回転部材との回転速度差を抑制するように前記第 1 電動機を制御するかの何れかを行う電動機制御手段とを、含み、(d) 前記変速状態切換型変速機構は、前記無段変速状態とされているときには予め記憶された最適燃費線に沿って前記エンジンが作動させられるように無段変速制御される一方、前記有段変速状態とされているときには有段変速制御されることで前記エンジンが前記最適燃費線から外れた動作点で作動させられるものであり、(e) 前記電動機制御手段は、前記切換制御手段による前記変速状態切換型変速機構の前記有段変速状態から無段変速状態への切換制御に際して、前記切換制御手段により前記係合装置が解放される過程で、その係合装置の解放の進行に伴って前記第 1 電動機の反力トルクを増加させるものであり、(f) 前記切換制御手段による前記係合装置の解放終了後に前記無段変速制御が開始されることにある。

【 発明の効果 】

【 0 0 1 0 】

このようにすれば、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 要素と第 2 電動機および伝達部材に連結された第 3 要素とを有するとともにその第 1 要素乃至第 3 要素のうちのいずれか 2 つを相互におよび / またはその第 2 要素を非回転部材に連結する係合装置を有する動力分配機構を備え、前記係合装置の解放と係合とを切換制御することで電氣的な無段変速機として作動可能な無段変速状態と有段の変速機として作動可能な有段変速状態とに切り換え可能であって、前記無段変速状態とされているときには予め記憶された最適燃費線に沿って前記エンジンが作動させられるように無段変速制御される一方、前記有段変速状態とされているときには有段変速制御されることで前記エンジンが前記最適燃費線から外れた動作点で作動させられる変速状態切換型変速機構における、切換制御手段による前記係合装置の解放に際して電動機制御手段により前記第 1 電動機に反力トルクが生じるように、および / または前記係合装置の係合に際して 3 つの要素の相互の回転速度差或いは第 2 要素と非回転部材との回転速度差を抑制するように前記第 1 電動機が制御されるので、係合装置による反力トルクから第 1 電動機による反力トルクへ適切にトルクが受け渡されてその切換制御に伴う切換ショックが抑制され、また係合装置による反力トルクが減少しても第 1 電動機による反力トルクによって係合装置があたかも係合しているかの状態となりすなわち係合装置自体の回転速度差が抑制される状態となりその係合装置の半係合状態での仕事量が抑制されて係合装置の耐久性が向上する。または、回転要素の回転速度が有段変速状態とされるときに回転速度に向かって制御されて係合装置の係合による回転速度差の回転同期に伴う切換ショックが抑制され、また係合装置の半係合状態での係合装置自体の回転速度差が抑制されることでその係合装置の仕事量が抑制されて係合装置の耐久性が向上する。また、3 つの要素と係合装置により動力分配機構が簡単に構成されるとともに、切換制御手段により係合装置が制御されることにより変速状態切換型変速機構が無段変速状態と有段変速状態とに簡単に切り換えられる。また、前記電動機制御手段は、前記切換制御手段による前記変速状態切換型変速機構の前記有段変速状態から無段変速状態への切換制御に際して、前記切換制御手段により前記係合装置が解放される過程で、その係合装置の解放の進行に伴って前記第 1 電動機の反力トルクを増加さ

10

20

30

40

50

せるものであるため、係合装置による反力トルクから第 1 電動機による反力トルクへ適切にトルクが受け渡されてその切換制御に伴う切換ショックが抑制され、また係合装置による反力トルクが減少しても第 1 電動機による反力トルクによって前記第 2 要素の回転速度が適切に制御されて係合装置の耐久性が向上する。そして、前記切換制御手段による前記係合装置の解放終了後に前記変速状態切換型変速機構において前記無段変速制御が開始されて最適燃費線に沿って前記エンジンが作動させられる。

【 0 0 1 1 】

ここで、好適には、前記切換制御手段は、前記係合装置を解放して前記第 1 要素、第 2 要素、および第 3 要素を相互に相対回転可能とすることにより前記無段変速状態とし、前記係合装置を係合してその第 1 要素、第 2 要素、および第 3 要素のうちの少なくとも 2 つ 10 を相互に連結するか或いはその第 2 要素を非回転状態とすることにより前記有段変速状態とするものである。このようにすれば、切換制御手段により無段変速状態と有段変速状態とが簡単に制御される。

【 0 0 1 2 】

また、好適には、前記切換制御手段は、前記変速状態切換型変速機構の前記有段変速状態から無段変速状態への切換制御に際して、前記電動機制御手段により前記第 1 電動機に反力トルクが発生させられた後に、前記係合装置を解放制御するものである。このようにすれば、係合装置による反力トルクから第 1 電動機による反力トルクへ適切にトルクが受け渡されてその切換制御に伴う切換ショックが抑制され、また係合装置による反力トルクが減少しても第 1 電動機による反力トルクによって前記第 2 要素の回転速度が適切に制御 20 されて係合装置の耐久性が向上する。

【 0 0 1 4 】

また、好適には、前記電動機制御手段は、前記第 1 要素、第 2 要素、および第 3 要素の相互の回転速度差或いは前記第 2 要素と前記非回転部材との回転速度差を抑制するように前記第 1 電動機の回転速度をフィードバック制御するものである。このようにすれば、係合装置が解放される過程で前記第 1 要素、第 2 要素、および第 3 要素の相互の回転速度差或いは前記第 2 要素と前記非回転部材との回転速度差が抑制されるように係合装置による反力トルクから第 1 電動機による反力トルクへのトルクの受け渡しが速やかに実行される。

【 0 0 1 5 】

また、好適には、前記電動機制御手段は、前記切換制御手段による前記係合装置の解放制御が終了するまで、前記第 1 要素、第 2 要素、および第 3 要素の相互の回転速度差或いは前記第 2 要素と前記非回転部材との回転速度差を前記係合装置の解放制御開始前と同等の状態に維持するように前記第 1 電動機の回転速度を制御するものである。このようにすれば、係合装置が解放されるまでの半係合状態での係合装置自体の回転速度差が抑制されることで係合装置の引きずりによる仕事量が抑制されて係合装置の耐久性が向上する。

【 0 0 1 6 】

また、好適には、前記切換制御手段は、前記変速状態切換型変速機構の前記無段変速状態から有段変速状態への切換制御に際して、前記電動機制御手段により前記第 1 電動機の回転速度が制御されて前記第 1 要素、第 2 要素、および第 3 要素の相互の回転速度差或いは前記第 2 要素と前記非回転部材との回転速度差が抑制された後に、前記係合装置を係合制御するものである。このようにすれば、前記回転要素の回転速度が有段変速状態とされる 40 ときの回転速度に向かって制御されて係合装置の係合による回転速度差の回転同期に伴う切換ショックが抑制され、また係合装置の半係合状態での係合装置自体の回転速度差が抑制されることでその係合装置の仕事量が抑制されて係合装置の耐久性が向上する。

【 0 0 1 7 】

また、好適には、前記切換制御手段は、前記変速状態切換型変速機構の前記無段変速状態から有段変速状態への切換制御に際して、前記電動機制御手段により前記第 1 電動機の回転速度が制御されて前記第 1 要素、第 2 要素、および第 3 要素の相互の回転速度差或いは前記第 2 要素と前記非回転部材との回転速度差が減少される過程で、前記係合装置を係 50

合制御するものである。このようすれば、前記回転要素の回転速度が有段変速状態とされるときに回転速度に向かって制御されて係合装置の係合による回転速度差の回転同期に伴う切換ショックが抑制され、また係合装置の半係合状態での係合装置自体の回転速度差が抑制されることでその係合装置の仕事量が抑制されて係合装置の耐久性が向上する。

【 0 0 1 8 】

また、好適には、前記エンジンのエンジントルク或いはエンジン出力を制御するエンジン出力制御手段を備え、そのエンジン出力制御手段は、前記切換制御手段による前記係合装置の係合制御が終了するまで、予め設定された制限値を越えないように前記エンジントルク或いはエンジン出力を制限するものである。このようにすれば、例えば高出力走行に伴う前記変速状態切換型変速機構の無段変速状態から有段変速状態への切換えに際して、例えば高出力走行時のようにエンジンの高出力域に見合う容量或いは出力を第 1 電動機が備えていない場合であっても有段変速状態とされるまで適切に無段変速状態が維持される。上記制限値は、例えば第 1 電動機の定格出力に基づいて設計段階等で定められて予め記憶された判定値である。

10

【 0 0 1 9 】

また、好適には、前記車両の所定条件は、予め設定された高速走行判定値に基づいて定められたものであり、前記切換制御手段は、実際の車速が前記高速走行判定値を越えたときに前記変速状態切換型変速機構を前記有段変速状態とするものである。このようにすれば、例えば実際の車速が高車速側に設定された高速走行判定値を越えると、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、電気的な無段変速機として作動させる場合に発生する動力と電気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、上記高速走行判定値は、車両の高速走行を判定するために予め設定された値である。

20

【 0 0 2 0 】

また、好適には、前記車両の所定条件は、予め設定された高速走行判定値に基づいて定められたものであり、前記切換制御手段は、実際の車速が前記高速走行判定値を越えたときに前記変速状態切換型変速機構の無段変速状態を禁止するものである。このようにすれば、例えば実際の車速が高車速側に設定された高速走行判定値を越えると、変速状態切換型変速機構の無段変速状態が禁止されて、電気的な無段変速機として作動させる場合に発生する動力と電気との間の変換損失が抑制されるので、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、車両の燃費が向上させられる。

30

【 0 0 2 1 】

また、好適には、前記車両の所定条件は、予め設定された高出力走行判定値に基づいて定められたものであり、前記切換制御手段は、車両の駆動力関連値が前記高出力走行判定値を越えたときに前記変速状態切換型変速機構を前記有段変速状態とするものである。このようにすれば、例えば要求駆動力或いは実際の駆動力などの駆動力関連値が比較的高出力側に設定された高出力走行判定値を越えると、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気的な無段変速機として作動させる場合の電動機が伝える電気的エネルギーの最大値を小さくできて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。ここで、上記駆動力関連値は、エンジンの出力トルク、変速機の出力トルク、駆動輪の駆動トルク等の動力伝達経路における伝達トルクや回転力、それを要求するスロットル開度など、車両の駆動力に直接或いは間接的に関連するパラメータである。また、上記高出力走行判定値は、車両の高出力走行を判定するために予め設定された値である。

40

【 0 0 2 2 】

また、好適には、前記車両の所定条件は、予め設定された高出力走行判定値に基づいて定められたものであり、前記切換制御手段は、車両の駆動力関連値が前記高出力走行判定値を越えたときに前記変速状態切換型変速機構の無段変速状態を禁止するものである。このようにすれば、例えば要求駆動力或いは実際の駆動力などの駆動力関連値が比較的高出力側に設定された高出力走行判定値を越えると、変速状態切換型変速機構の無段変速状態

50

が禁止されて、電氣的な無段変速機として作動させる場合の電動機が伝える電氣的エネルギーの最大値が小さくされるので、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、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 3 】

また、好適には、前記車両の所定条件は、高速走行判定線および高出力走行判定線を含む、車速と車両の駆動力とをパラメータとする予め記憶された切換線図から実際の車速と車両の駆動力関連値とに基づいて定められるものである。このようにすれば、高車速判定または高出力走行判定すなわち高トルク判定が簡単に判定される。

【 0 0 2 4 】

また、好適には、前記車両の所定条件は、前記変速状態切換型変速機構を前記電氣的な無段変速状態とするための制御機器の機能低下を判定する故障判定条件であり、前記切換制御手段は前記故障判定条件が成立した場合に前記変速状態切換型変速機構を前記有段変速状態とするものである。このようにすれば、前記変速状態切換型変速機構が通常は無段変速状態とされる場合であっても優先的に有段変速状態とされることで、有段走行ではあるが無段走行と略同様の車両走行性能が確保される。

【 0 0 2 5 】

また、好適には、前記車両の所定条件は、予め設定された前記故障判定条件に基づいて定められたものであり、前記切換制御手段は、前記故障判定条件が成立した場合に前記変速状態切換型変速機構の無段変速状態を禁止するものである。このようにすれば、例えば電氣的な無段変速状態とするための制御機器の機能低下が判定されると、変速状態切換型変速機構の無段変速状態が禁止されるので、前記変速状態切換型変速機構が無段変速状態とされない場合でも有段変速状態とされることで、有段走行ではあるが無段走行と略同様の車両走行性能が確保される。

【 0 0 2 6 】

また、好適には、前記動力分配機構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り、前記係合装置は、前記キャリア、サンギヤ、リングギヤのうちのいずれか 2 つを相互に連結するクラッチおよびそのサンギヤを非回転部材に連結するブレーキのうちの少なくとも一方を備えたものである。このようにすれば、動力分配機構の軸方向寸法が小さくなるとともに、1 つの遊星歯車装置によって簡単に構成される。

【 0 0 2 7 】

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、動力分配機構の軸方向寸法が小さくなるとともに、動力分配機構が 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。

【 0 0 2 8 】

また、好適には、前記動力分配機構は差動歯車装置であり、前記係合装置は、前記第 1 要素、第 2 要素、第 3 要素のうちのいずれか 2 つを相互に連結するクラッチおよびその第 2 要素を非回転部材に連結するブレーキのうちの少なくとも一方を備えたものである。このようにすれば、動力分配機構の軸方向寸法が小さくなるとともに、1 つの差動歯車装置によって簡単に構成される。

【 0 0 2 9 】

また、好適には、前記差動歯車装置はかさ歯車式の差動歯車装置である。このようにすれば、動力分配機構の軸方向寸法が小さくなるとともに、動力分配機構が 1 つのかさ歯車式の差動歯車装置によって簡単に構成される。

【 0 0 3 0 】

また、好適には、前記切換制御手段は、前記動力分配機構を変速比が 1 である変速機とするために前記クラッチを係合するか、或いは前記動力分配機構を変速比が 1 より小さい増速変速機とするために前記ブレーキを係合するように制御するものである。このようにすれば、動力分配機構が単段または複数段の定変速比を有する変速機として前記切換制御

10

20

30

40

50

手段によって簡単に制御される。

【 0 0 3 1 】

また、好適には、前記変速状態切換型変速機構は、前記伝達部材と前記駆動輪との間において前記動力分配機構と直列に設けられた自動変速機を含み、その自動変速機の変速比に基づいて前記変速状態切換型変速機構の変速比が形成されるものである。このようにすれば、自動変速機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。

【 0 0 3 2 】

また、好適には、前記動力分配機構の変速比と前記自動変速機の変速比とに基づいて前記変速状態切換型変速機構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、自動変速機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ので、動力分配機構における無段変速制御の効率が一層高められる。また、好適には、前記自動変速機は有段式自動変速機である。このようにすれば、前記変速状態切換型変速機構において動力分配機構と有段式自動変速機とで無段変速状態としての無段変速機が構成され、動力分配機構と有段式自動変速機とで有段変速状態としての有段式自動変速機が構成される。

【 0 0 3 3 】

また、好適には、前記自動変速機は有段式自動変速機であり、その有段式自動変速機の変速は予め記憶された変速線図に基づいて実行されるものである。このようにすれば、有段式自動変速機の変速が容易に実行される。

【 0 0 3 4 】

また、好適には、前記切換制御手段は、車両の所定条件に基づいて前記変速状態切換型変速機構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ものである。このようにすれば、変速状態切換型変速機構に備えられる動力分配機構が第1要素乃至第3要素のうちのいずれか2つを相互におよび／または該第2要素を非回転部材に連結する係合装置を有することで、変速状態切換型変速機構が切換制御手段により無段変速状態と有段変速状態とのいずれかに車両の所定条件に基づいて選択的に切り換えられることから、電気的な無段変速機の燃費改善効果と機械的に動力を伝達する有段変速機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。例えば、車両の低中速走行および低中出力走行では、上記変速状態切換型変速機構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、高速走行では変速状態切換型変速機構が有段の変速機として作動可能な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の出力が駆動輪へ伝達されて電気的な無段変速機として作動させる場合に発生する動力と電気エネルギーとの間の変換損失が抑制されるので、燃費が向上させられる。また、高出力走行では上記変速状態切換型変速機構が有段変速状態とされるので、電気的な無段変速機として作動させる領域が車両の低中速走行および低中出力走行となつて、電動機が発生すべき電気的エネルギー換言すれば電動機が伝える電気的エネルギーの最大値を小さくできて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 3 5 】

また、好適には、前記変速状態切換型変速機構において、第2電動機が前記伝達部材に直接に連結される。このようにすれば、前記自動変速機の出力軸に対して動力分配機構が低トルクの出力でよいので、第2電動機が一層小型化される。

【 0 0 3 6 】

また、好適には、エンジンの出力を第1電動機および伝達部材へ分配するとともに複数の回転要素を有する差動機構を有して電気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、(a) 前記差動機構に備えられ、前記差動部を電気的な差動装置として作動可能な差動作用が働く差動状態と該差動作用をしないロック状態とに切り換えるための係合装置と、(b) 車両の所定条件に基づいて前記係合装置の解放と係合とを切換制御することで前記差動部を前記差動状態と前記ロック状態とのいずれかに選択的に切り換える切換制御手段と、(c) 該切換制御手段による前記係合装置の解放に際して前記第1電動機に反力トルクが生じるように該第1電動機を制御するか、および該切換制御手段による前記係合装置の係合に際して前記複数の回転要素の相互の回転速度差或い

10

20

30

40

50

は該第 1 電動機が連結される該回転要素と非回転部材との回転速度差を抑制するように該第 1 電動機を制御するかの何れかを行う電動機制御手段とを、含み、(d) 前記差動部は、前記差動状態とされているときには予め記憶された最適燃費線に沿って前記エンジンが作動させられるように差動制御される一方、前記ロック状態とされているときには差動制御されないことで前記エンジンが前記最適燃費線から外れた動作点で作動させられるものであり、(e) 前記電動機制御手段は、前記切換制御手段による前記差動部の前記ロック状態から差動状態への切換制御に際して、前記切換制御手段により前記係合装置が解放される過程で、その係合装置の解放の進行に伴って前記第 1 電動機の反力トルクを増加させるものであり、(f) 前記切換制御手段による前記係合装置の解放終了後に前記差動制御が開始されることにある。

10

【 0 0 3 7 】

このようにすれば、前記差動部を電氣的な差動装置として作動可能な差動作用が働く差動状態とその差動作用をしないロック状態とに切り換えるための前記係合装置が備えられることで、切換制御手段により車両の所定条件に基づいてその係合装置の解放と係合とが切換制御されて前記差動部が前記差動状態と前記ロック状態とのいずれかに選択的に切り換えられるものであって、前記差動状態とされているときには予め記憶された最適燃費線に沿って前記エンジンが作動させられるように差動制御される一方、前記ロック状態とされているときには差動制御されないことで前記エンジンが前記最適燃費線から外れた動作点で作動させられる。また、前記電動機制御手段は、前記切換制御手段による前記差動部の前記ロック状態から差動状態への切換制御に際して、前記切換制御手段により前記係合装置が解放される過程で、その係合装置の解放の進行に伴って前記第 1 電動機の反力トルクを増加させるものであるため、係合装置による反力トルクから第 1 電動機による反力トルクへ適切にトルクが受け渡されてその切換制御に伴う切換ショックが抑制され、また係合装置による反力トルクが減少しても第 1 電動機による反力トルクによって前記第 2 要素の回転速度が適切に制御されて係合装置の耐久性が向上する。そして、前記切換制御手段による前記係合装置の解放終了後に前記差動部において前記差動制御が開始されて最適燃費線に沿って前記エンジンが作動させられる。

20

【 0 0 3 8 】

また、切換制御手段により車両の所定条件に基づいて前記差動部が前記差動状態と前記ロック状態とのいずれかに選択的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。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では、上記差動部が差動状態とされて車両の燃費性能が確保されるが、高速走行では差動部がロック状態とされ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、高出力走行で上記差動部がロック状態とされると、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て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。

30

40

【 0 0 3 9 】

また、前記差動状態と前記ロック状態とに切換え可能に構成される差動部を備えた駆動装置において、切換制御手段による前記係合装置の解放に際して電動機制御手段により前記第 1 電動機に反力トルクが生じるように、および / または該切換制御手段による前記係合装置の係合に際して前記複数の回転要素の相互の回転速度差或いは該第 1 電動機が連結される該回転要素と非回転部材との回転速度差を抑制するように該第 1 電動機が制御されるので、前記係合装置の解放時には係合装置による反力トルクから第 1 電動機による反力トルクへ適切にトルクが受け渡されて切換制御手段による切換制御に伴う切換ショックが抑制され、また係合装置による反力トルクが減少しても第 1 電動機による反力トルクによって係合装置があたかも係合しているかの状態となりすなわち係合装置自体の回転速度差

50

が抑制される状態となりその係合装置の半係合状態での仕事量が抑制されて係合装置の耐久性が向上する。または、前記係合装置の係合時には複数の回転要素の回転速度が係合完了後の回転速度すなわちロック状態とされるときに回転速度に向かって回転制御されて係合装置の係合による回転速度差の回転同期に伴う切換ショックが抑制され、また係合装置の半係合状態での係合装置自体の回転速度差が抑制されることでその係合装置の仕事量が抑制されて係合装置の耐久性が向上する。

【 0 0 4 0 】

また、好適には、前記差動機構が有する前記複数の回転要素は、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 要素であり、前記係合装置は、該第 1 要素乃至第 3 要素のうちのいずれか 2 つを相互にまた

10

【 0 0 4 1 】

また、好適には、前記切換制御手段は、前記係合装置を解放して前記第 1 要素、第 2 要素、および第 3 要素を相互に相対回転可能とすることにより前記差動状態とし、前記係合装置を係合して該第 1 要素、第 2 要素、および第 3 要素を共に一体回転させるか或いは該第 2 要素を非回転状態とすることにより前記ロック状態とするものである。このようにすれば、切換制御手段によって係合装置が切換制御されることにより差動部が差動状態とロック状態とに簡単に切り換えられる。

20

【 0 0 4 2 】

また、好適には、前記切換制御手段は、車両の所定条件に基づいて前記係合装置の解放と係合とを切換制御することで前記差動機構を前記差動状態と前記ロック状態とのいずれかに選択的に切り換えるものであり、前記差動部は前記差動機構が差動状態とされることで差動状態とされ、前記差動機構がロック状態とされることでロック状態とされるものである。このようにすれば、差動部が差動状態とロック状態とに切り換えられる。

【 0 0 4 3 】

また、好適には、前記切換制御手段は、前記差動部の前記ロック状態から差動状態への切換制御に際して、前記電動機制御手段により前記第 1 電動機に反力トルクが発生させられた後に、前記係合装置を解放制御するものである。このようにすれば、係合装置による反力トルクから第 1 電動機による反力トルクへ適切にトルクが受け渡されてその切換制御に伴う切換ショックが抑制され、また係合装置による反力トルクが減少しても第 1 電動機による反力トルクによって前記第 2 要素の回転速度が適切に制御されて係合装置の耐久性が向上する。

30

【 0 0 4 5 】

また、好適には、前記電動機制御手段は、前記第 1 要素、第 2 要素、および第 3 要素の相互の回転速度差或いは前記第 2 要素と前記非回転部材との回転速度差を抑制するように前記第 1 電動機の回転速度をフィードバック制御するものである。このようにすれば、係合装置が解放される過程で前記第 1 要素、第 2 要素、および第 3 要素の相互の回転速度差或いは前記第 2 要素と前記非回転部材との回転速度差が抑制されるように係合装置による反力トルクから第 1 電動機による反力トルクへのトルクの受け渡しが行われる。

40

【 0 0 4 6 】

また、好適には、前記電動機制御手段は、前記切換制御手段による前記係合装置の解放制御が終了するまで、前記第 1 要素、第 2 要素、および第 3 要素の相互の回転速度差或いは前記第 2 要素と前記非回転部材との回転速度差を前記係合装置の解放制御開始前と同等の状態に維持するように前記第 1 電動機の回転速度を制御するものである。このようにすれば、係合装置が解放されるまでの半係合状態での係合装置自体の回転速度差が抑制されることで係合装置の引きずりによる仕事量が抑制されて係合装置の耐久性が向上する。

【 0 0 4 7 】

50

また、好適には、前記切換制御手段は、前記差動部の前記差動状態からロック状態への切換制御に際して、前記電動機制御手段により前記第 1 電動機の回転速度が制御されて前記第 1 要素、第 2 要素、および第 3 要素の相互の回転速度差或いは前記第 2 要素と前記非回転部材との回転速度差が抑制された後に、前記係合装置を係合制御するものである。このようにすれば、前記回転要素の回転速度がロック状態とされるときに回転速度に向かって制御されて係合装置の係合による回転速度差の回転同期に伴う切換ショックが抑制され、また係合装置の半係合状態での係合装置自体の回転速度差が抑制されることでその係合装置の仕事量が抑制されて係合装置の耐久性が向上する。

【 0 0 4 8 】

また、好適には、前記切換制御手段は、前記差動部の前記差動状態からロック状態への切換制御に際して、前記電動機制御手段により前記第 1 電動機の回転速度が制御されて前記第 1 要素、第 2 要素、および第 3 要素の相互の回転速度差或いは前記第 2 要素と前記非回転部材との回転速度差が減少される過程で、前記係合装置を係合制御するものである。このようにすれば、前記回転要素の回転速度がロック状態とされるときに回転速度に向かって制御されて係合装置の係合による回転速度差の回転同期に伴う切換ショックが抑制され、また係合装置の半係合状態での係合装置自体の回転速度差が抑制されることでその係合装置の仕事量が抑制されて係合装置の耐久性が向上する。

【 0 0 4 9 】

また、好適には、前記エンジンのエンジントルク或いはエンジン出力を制御するエンジン出力制御手段を備え、そのエンジン出力制御手段は、前記切換制御手段による前記係合装置の係合制御が終了するまで、予め設定された制限値を越えないように前記エンジントルク或いはエンジン出力を制限するものである。このようにすれば、例えば高出力走行に伴う前記差動部の差動状態からロック状態への切換に際して、高出力走行時のようにエンジンの高出力域に見合う反トルク容量或いは出力を第 1 電動機が備えていない場合であってもロック状態とされるまで適切に差動状態が維持される。上記制限値は、例えば第 1 電動機の定格出力に基づいて設計段階等で定められて予め記憶された判定値である。

【 0 0 5 0 】

また、好適には、前記車両の所定条件は、予め設定された高速走行判定値に基づいて定められたものであり、前記切換制御手段は、実際の車速が前記高速走行判定値を越えたときに前記差動部を前記ロック状態とするものである。このようにすれば、例えば実際の車速が高車速側に設定された高速走行判定値を越えると、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、差動部を電氣的な差動装置として作動させる場合に発生する動力と電気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、上記高速走行判定値は、車両の高速走行を判定するために予め設定された値である。

【 0 0 5 1 】

また、好適には、前記車両の所定条件は、予め設定された高速走行判定値に基づいて定められたものであり、前記切換制御手段は、実際の車速が前記高速走行判定値を越えたときに前記差動部の差動状態を禁止するものである。このようにすれば、例えば実際の車速が高車速側に設定された高速走行判定値を越えると、差動部の差動状態が禁止されて、電氣的な差動装置として作動させる場合に発生する動力と電気との間の変換損失が抑制されるので、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、車両の燃費が向上させられる。

【 0 0 5 2 】

また、好適には、前記車両の所定条件は、予め設定された高出力走行判定値に基づいて定められたものであり、前記切換制御手段は、車両の駆動力関連値が前記高出力走行判定値を越えたときに前記差動部を前記ロック状態とするものである。このようにすれば、例えば要求駆動力或いは実際の駆動力などの駆動力関連値が比較的高出力側に設定された高出力走行判定値を越えると、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な差動装置として作動させる場合の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て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。ここで

、上記駆動力関連値は、エンジンの出力トルク、変速機の出力トルク、駆動輪の駆動トルク等の動力伝達経路における伝達トルクや回転力、それを要求するスロットル開度など、車両の駆動力に直接或いは間接的に関連するパラメータである。また、上記高出力走行判定値は、車両の高出力走行を判定するために予め設定された値である。

【 0 0 5 3 】

また、好適には、前記車両の所定条件は、予め設定された高出力走行判定値に基づいて定められたものであり、前記切換制御手段は、車両の駆動力関連値が前記高出力走行判定値を越えたときに前記差動部の差動状態を禁止するものである。このようにすれば、例えば要求駆動力或いは実際の駆動力などの駆動力関連値が比較的高出力側に設定された高出力走行判定値を越えると、差動部の差動状態が禁止されて、電氣的な差動装置として作動させる場合の電動機が伝える電氣的エネルギーの最大値が小さくされるので、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、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 5 4 】

また、好適には、前記車両の所定条件は、高速走行判定線および高出力走行判定線を含む、車速と車両の駆動力とをパラメータとする予め記憶された切換線図から実際の車速と車両の駆動力関連値とに基づいて定められるものである。このようにすれば、高車速判定または高出力走行判定すなわち高トルク判定が簡単に判定される。

【 0 0 5 5 】

また、好適には、前記車両の所定条件は、前記差動部を前記電氣的な差動装置とするための制御機器の機能低下を判定する故障判定条件であり、前記切換制御手段は前記故障判定条件が成立した場合に前記差動部を前記ロック状態とするものである。このようにすれば、前記差動部が通常は差動状態とされる場合であっても優先的にロック状態とされることで、前記制御機器の機能低下時であっても差動部の差動状態と略同様の車両走行性能が確保される。

20

【 0 0 5 6 】

また、好適には、前記車両の所定条件は、予め設定された前記故障判定条件に基づいて定められたものであり、前記切換制御手段は、前記故障判定条件が成立した場合に前記差動部の差動状態を禁止するものである。このようにすれば、例えば差動部を電氣的な差動装置とするための制御機器の機能低下が判定されると差動部の差動状態が禁止されるので、前記差動部が差動状態とされない場合でもロック状態とされることで、前記制御機器の機能低下時であっても差動部の差動状態と略同様の車両走行性能が確保される。

30

【 0 0 5 7 】

また、好適には、前記差動機構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り、前記係合装置は、前記キャリア、サンギヤ、リングギヤのうちのいずれか 2 つを相互に連結するクラッチおよびそのサンギヤを非回転部に連結するブレーキのうちの少なくとも一方を備えたものである。このようにすれば、差動機構の軸方向寸法が小さくなるとともに、1 つの遊星歯車装置によって簡単に構成される。

40

【 0 0 5 8 】

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、差動機構の軸方向寸法が小さくなるとともに、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。

【 0 0 5 9 】

また、好適には、前記差動機構は差動歯車装置であり、前記係合装置は、前記第 1 要素、第 2 要素、第 3 要素のうちのいずれか 2 つを相互に連結するクラッチおよびその第 2 要素を非回転部に連結するブレーキのうちの少なくとも一方を備えたものである。このようにすれば、差動機構の軸方向寸法が小さくなるとともに、1 つの差動歯車装置によって簡単に構成される。

50

【 0 0 6 0 】

また、好適には、前記差動歯車装置はかさ歯車式の差動歯車装置である。このようにすれば、差動機構の軸方向寸法が小さくなるとともに、差動機構が1つのかさ歯車式の差動歯車装置によって簡単に構成される。

【 0 0 6 1 】

また、好適には、前記切換制御手段は、前記差動機構を变速比が1である变速機とするために前記クラッチを係合するか、或いは前記差動機構を变速比が1より小さい増速变速機とするために前記ブレーキを係合するように制御するものである。このようにすれば、差動機構が単段または複数段の定变速比を有する变速機として前記切換制御手段によって簡単に制御される。

10

【 0 0 6 2 】

また、好適には、前記動力伝達経路の一部を構成する自動变速部を備え、該自動变速部の变速比と前記差動部の变速比とに基づいて前記車両用駆動装置の総合变速比が形成されるものである。このようにすれば、自動变速部の变速比を利用することによって駆動力が幅広く得られるようになると共に、差動部における電氣的な差動装置としての制御の効率が一層高められる。また、好適には、前記自動变速部は有段式自動变速機である。このようにすれば、差動部の差動状態において差動部と有段式自動变速機とで無段变速機が構成され、差動部のロック状態において差動部と有段式自動变速機とで有段变速機が構成される。

【 0 0 6 3 】

また、好適には、前記自動变速部は有段式自動变速機であり、その有段式自動变速機の変速は予め記憶された変速線図に基づいて実行されるものである。このようにすれば、有段式自動变速機の変速が容易に実行される。

20

【 0 0 6 4 】

また、好適には、前記第2電動機が前記伝達部材に直接作動的に連結される。このようにすれば、前記自動变速部の出力軸に対して差動部が低トルクの出力でよいので、第2電動機が一層小型化される。

ここで、請求項1にかかる発明の要旨とするところは、エンジンの出力を駆動輪へ伝達する車両用駆動装置の制御装置であって、(a) 前記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要素と第2電動機および伝達部材に連結された第3要素とを有するとともにその第1要素乃至第3要素のうちのいずれか2つを相互にまたはその第2要素を非回転部材に連結する係合装置を有する動力分配機構を備え、電氣的な無段变速機として作動可能な無段变速状態と有段の变速機として作動可能な有段变速状態とに切り換え可能な变速状態切換型变速機構と、(b) 車両の所定条件に基づいて前記係合装置の解放と係合とを切換制御することで前記变速状態切換型变速機構を前記無段变速状態と前記有段变速状態とのいずれかに選択的に切り換える切換制御手段と、(c) 前記係合装置の係合に際して前記第1要素、第2要素、および第3要素の相互の回転速度差或いは前記第2要素と前記非回転部材との回転速度差を抑制するように前記第1電動機による回転同期制御を行う電動機制御手段とを、含み、(d) 前記切換制御手段による前記变速状態切換型变速機構の前記無段变速状態から有段变速状態への切換制御において、その有段变速状態への切換えが実行される場合には、前記電動機制御手段による回転同期制御中であって、前記係合装置の係合圧を係合完了後の係合圧に向かって上昇させる前に所定の係合圧にて低圧待機させることにある。

30

40

このようにすれば、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要素と第2電動機および伝達部材に連結された第3要素とを有するとともにその第1要素乃至第3要素のうちのいずれか2つを相互にまたはその第2要素を非回転部材に連結する係合装置を有する動力分配機構を備え、電氣的な無段变速機として作動可能な無段变速状態と有段の变速機として作動可能な有段变速状態とに切り換え可能な变速状態切換型变速機構における、切換制御手段による前記係合装置の係合に際して3つの要素の相互の回転速度差或いは第2要素と非回転部材との回転速度差を抑制するように前記第1電動機による回

50

転同期制御が行われるので、回転要素の回転速度が有段変速状態とされるときに回転速度に向かって制御されて係合装置の係合による回転速度差の回転同期に伴う切換ショックが抑制され、また係合装置の半係合状態での係合装置自体の回転速度差が抑制されることでその係合装置の仕事量が抑制されて係合装置の耐久性が向上する。また、3つの要素と係合装置により動力分配機構が簡単に構成されるとともに、切換制御手段により係合装置が制御されることにより変速状態切換型変速機構が無段変速状態と有段変速状態とに簡単に切り換えられる。また、前記変速状態切換型変速機構の前記無段変速状態から有段変速状態への切換えが実行される場合には、前記電動機制御手段による回転同期制御中であって、前記係合装置の係合圧が係合完了後の係合圧に向かって上昇させられる前に所定の係合圧にて低圧待機させられるので、係合装置の係合圧を係合完了後の係合圧に向かって上昇させる際に、より早く係合装置にトルク容量を持たせることができる。また、その分だけ係合装置がより早く係合完了させられる。これにより、例えば、前記係合装置の係合に際して電動機の電動機制御と係合装置の係合制御とが重なって実行される所謂オーバーラップ制御が行われる場合にはそのオーバーラップ制御がより早く実行される。

また、請求項2にかかる発明の要旨とするところは、エンジンの出力を第1電動機および伝達部材へ分配するとともに複数の回転要素を有する差動機構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、(a) 駆動輪に動力伝達可能とされた第2電動機と、(b) 前記差動機構に備えられ、前記差動部を電氣的な差動装置として作動可能な差動作用が働く差動状態とその差動作用をしないロック状態とに切り換えるための係合装置と、(c) 車両の所定条件に基づいて前記係合装置の解放と係合とを切換制御することで前記差動部を前記差動状態と前記ロック状態とのいずれかに選択的に切り換える切換制御手段と、(d) その切換制御手段による前記係合装置の係合に際して前記複数の回転要素の相互の回転速度差或いはその第1電動機が連結されるその回転要素と非回転部材との回転速度差を抑制するようにその第1電動機による回転同期制御を行う電動機制御手段とを、含み、(e) 前記切換制御手段による前記差動部の前記差動状態からロック状態への切換制御において、そのロック状態への切換えが実行される場合には、前記電動機制御手段による回転同期制御中であって、前記係合装置の係合圧を係合完了後の係合圧に向かって上昇させる前に所定の係合圧にて低圧待機させることにある。

このようにすれば、前記差動部を電氣的な差動装置として作動可能な差動作用が働く差動状態とその差動作用をしないロック状態とに切り換えるための前記係合装置が備えられることで、切換制御手段により車両の所定条件に基づいてその係合装置の解放と係合とが切換制御されて前記差動部が前記差動状態と前記ロック状態とのいずれかに選択的に切り換えられる。また、前記差動状態と前記ロック状態とに切換え可能に構成される差動部を備えた駆動装置において、その切換制御手段による前記係合装置の係合に際して前記複数の回転要素の相互の回転速度差或いはその第1電動機が連結されるその回転要素と非回転部材との回転速度差を抑制するようにその第1電動機による回転同期制御が行われるので、前記係合装置の係合時には複数の回転要素の回転速度が係合完了後の回転速度すなわちロック状態とされるときに回転速度に向かって回転制御されて係合装置の係合による回転速度差の回転同期に伴う切換ショックが抑制され、また係合装置の半係合状態での係合装置自体の回転速度差が抑制されることでその係合装置の仕事量が抑制されて係合装置の耐久性が向上する。また、前記差動部の前記差動状態からロック状態への切換えが実行される場合には、前記電動機制御手段による回転同期制御中であって、前記係合装置の係合圧が係合完了後の係合圧に向かって上昇させられる前に所定の係合圧にて低圧待機させられるので、係合装置の係合圧を係合完了後の係合圧に向かって上昇させる際に、より早く係合装置にトルク容量を持たせることができる。また、その分だけ係合装置がより早く係合完了させられる。これにより、例えば、前記係合装置の係合に際して電動機の電動機制御と係合装置の係合制御とが重なって実行される所謂オーバーラップ制御が行われる場合にはそのオーバーラップ制御がより早く実行される。

【発明を実施するための最良の形態】

【0065】

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】

【００６６】

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としての変速状態切換型変速機構１０（以下、変速機構１０という）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差動部としての切換型変速部１１と、その切換型変速部１１と駆動輪３８（図５参照）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有段式の自動変速機として機能する自動変速部２０と、この自動変速部２０に連結されている出力回転部材としての出力軸２２とを直列に備えている。この変速機構１０は、車両において縦置きされるＦＲ（フロントエンジン・リアドライブ）型車両に好適に用いられるものであり、走行用の駆動力源としてのエンジン８と一対の駆動輪３８との間に設けられて、図５に示すように動力を差動歯車装置（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。なお、変速機構１０はその軸心に対して対称的に構成されているため、図１の変速機構１０を表す部分においてはその下側が省略されている。以下の各実施例についても同様である。

10

【００６７】

切換型変速部１１は、第１電動機Ｍ１と、入力軸１４に輸入されたエンジン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への動力伝達経路のいずれの部分に設けられてもよい。本実施例の第１電動機Ｍ１および第２電動機Ｍ２は発電機能をも有する所謂モータジェネレータであるが、第１電動機Ｍ１は反力を発生させるためのジェネレータ（発電）機能を少なくとも備え、第２電動機Ｍ２は駆動力を出力するためのモータ（電動機）機能を少なくとも備える。

20

【００６８】

動力分配機構１６は、例えば「０．４１８」程度の所定のギヤ比１を有するシングルピニオン型の第１遊星歯車装置２４と、切換クラッチＣ０および切換ブレーキＢ０とを主体的に備えている。この第１遊星歯車装置２４は、第１サンギヤＳ１、第１遊星歯車Ｐ１、その第１遊星歯車Ｐ１を自転および公転可能に支持する第１キャリア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。

30

【００６９】

この動力分配機構１６においては、第１キャリアＣＡ１は入力軸１４すなわちエンジン８に連結され、第１サンギヤＳ１は第１電動機Ｍ１に連結され、第１リングギヤＲ１は伝達部材１８に連結されている。また、切換ブレーキＢ０は第１サンギヤＳ１とミッションケース１２との間に設けられ、切換クラッチＣ０は第１サンギヤＳ１と第１キャリアＣＡ１との間に設けられている。それら切換クラッチＣ０および切換ブレーキＢ０が解放されると、動力分配機構１６は第１遊星歯車装置２４の３回転要素（３要素）である第１サンギヤＳ１、第１キャリアＣＡ１、第１リングギヤＲ１がそれぞれ相互に相対回転可能とされて差動作用が作動可能なすなわち差動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Ｍ１と伝達部材１８とに分配されるとともに、分配されたエンジン８の出力の一部で第１電動機Ｍ１から発生させられた電気エネルギーで蓄電されたり第２電動機Ｍ２が回転駆動されるので、切換型変速部１１は電氣的な差動装置として機能させられて例えば所謂無段変速状態（電氣的ＣＶＴ状態）とされて、エンジン８の所定回転に拘わらず伝達部材１８の回転が連続的に変化させられる。すなわち、動力分配機構

40

50

16が差動状態とされると切換型変速部11も差動状態とされ、切換型変速部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0minから最大値0max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。

【0070】

この状態で、エンジン8の出力で車両走行中に上記切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0が係合させられると動力分配機構16は前記差動作用をしない非差動状態すなわちロック状態とされる。具体的には、上記切換クラッチC0が係合させられて第1サンギヤS1と第1キャリアCA1とが一体的に係合させられると、動力分配機構16は第1遊星歯車装置24の3要素である第1サンギヤS1、第1キャリアCA1、第1リングギヤR1が共に回転すなわち一体回転させられるロック状態すなわち前記差動作用をしない非差動状態とされて、切換型変速部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、切換型変速部11は変速比0が「1」に固定された変速機として機能する定変速状態すなわち有段変速状態とされる。次いで、上記切換クラッチC0に替えて切換ブレーキB0が係合させられて第1サンギヤS1がトランスミッションケース12に連結させられると、動力分配機構16は第1サンギヤS1が非回転状態とさせられるロック状態すなわち前記差動作用をしない非差動状態とされて、切換型変速部11も非差動状態とされる。また、第1リングギヤR1は第1キャリアCA1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、切換型変速部11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定変速状態すなわち有段変速状態とされる。

【0071】

このように、本実施例では、上記切換クラッチC0および切換ブレーキB0は、動力分配機構16を差動状態すなわち非ロック状態と、ロック状態(非差動状態)とに選択的に切換える差動状態切換装置としての係合装置として機能している。すなわち、切換クラッチC0および切換ブレーキB0は、切換型変速部11を、電気的な差動装置として作動可能な差動作用が働く差動状態(非ロック状態)例えば変速比が連続的な変化可能な無段変速機として作動可能な差動状態すなわち電気的な無段変速作動可能な無段変速状態と、上記差動作用をしないロック状態(非差動状態)例えば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可能な定変速状態(有段変速状態)換言すれば変速比が一定の1段または複数段の変速機として作動可能な定変速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。動力分配機構16(切換型変速部11)は、切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0を備えることで、ロック状態と非ロック状態とに切り換え可能な差動機構である。

【0072】

自動変速部20は、シングルピニオン型の第2遊星歯車装置26、シングルピニオン型の第3遊星歯車装置28、およびシングルピニオン型の第4遊星歯車装置30を備えている。第2遊星歯車装置26は、第2サンギヤS2、第2遊星歯車P2、その第2遊星歯車P2を自転および公転可能に支持する第2キャリアCA2、第2遊星歯車P2を介して第2サンギヤS2と噛み合う第2リングギヤR2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S3、第3遊星歯車P3、その第3遊星歯車P3を自転および公転可能に支持する第3キャリアCA3、第3遊星歯車P3を介して第3サンギヤS3と噛み合う第3リングギヤR3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S4、第4遊星歯車P4、その第4遊星歯車P4を自転および公転可能に支持する第4キャリアCA4、第4遊星歯車P4を介して第4サンギヤS4と噛み合う第4リングギヤR4を備えており、例えば「0.421」程度の所定のギヤ比4を有している。第2サンギヤS2の歯数をZS2、第2リングギヤR2の歯数をZR2、第3サンギヤS3の歯数をZS3、第3リングギヤR3の歯数をZR3、第4サンギヤS4の歯

数を $ZS4$ 、第4リングギヤ $R4$ の歯数を $ZR4$ とすると、上記ギヤ比 2 は $ZS2 / ZR2$ 、上記ギヤ比 3 は $ZS3 / ZR3$ 、上記ギヤ比 4 は $ZS4 / ZR4$ である。

【0073】

自動変速部 20 では、第2サンギヤ $S2$ と第3サンギヤ $S3$ とが一体的に連結されて第2クラッチ $C2$ を介して伝達部材 18 に選択的に連結されるとともに第1ブレーキ $B1$ を介してケース 12 に選択的に連結され、第2キャリア $CA2$ は第2ブレーキ $B2$ を介してケース 12 に選択的に連結され、第4リングギヤ $R4$ は第3ブレーキ $B3$ を介してケース 12 に選択的に連結され、第2リングギヤ $R2$ と第3キャリア $CA3$ と第4キャリア $CA4$ とが一体的に連結されて出力軸 22 に連結され、第3リングギヤ $R3$ と第4サンギヤ $S4$ とが一体的に連結されて第1クラッチ $C1$ を介して伝達部材 18 に選択的に連結されている。

10

【0074】

前記切換クラッチ $C0$ 、第1クラッチ $C1$ 、第2クラッチ $C2$ 、切換ブレーキ $B0$ 、第1ブレーキ $B1$ 、第2ブレーキ $B2$ 、および第3ブレーキ $B3$ は従来の車両用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、それが介装されている両側の部材を選択的に連結するためのものである。

【0075】

20

以上のように構成された変速機構 10 では、例えば、図2の係合作動表に示されるように、前記切換クラッチ $C0$ 、第1クラッチ $C1$ 、第2クラッチ $C2$ 、切換ブレーキ $B0$ 、第1ブレーキ $B1$ 、第2ブレーキ $B2$ 、および第3ブレーキ $B3$ が選択的に係合作動させられることにより、第1速ギヤ段（第1変速段）乃至第5速ギヤ段（第5変速段）のいずれか或いは後進ギヤ段（後進変速段）或いはニュートラルが選択的に成立させられ、略等比的に変化する変速比（＝入力軸回転速度 NIN / 出力軸回転速度 $NOUT$ ）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、切換型変速部 11 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定変速状態を構成することが可能とされている。したがって、変速機構 10 では、切換クラッチ $C0$ および切換ブレーキ $B0$ の何れかを係合作動させることで定変速状態とされた切換型変速部 11 と自動変速部 20 とで有段変速機として作動可能な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切換型変速部 11 と自動変速部 20 とで電氣的な無段変速機として作動可能な無段変速状態が構成される。言い換えれば、変速機構 10 は、切換クラッチ $C0$ および切換ブレーキ $B0$ の何れかを係合作動させることで有段変速状態に切り換えられ、切換クラッチ $C0$ および切換ブレーキ $B0$ の何れも係合作動させないことで無段変速状態に切り換えられる。また、切換型変速部 11 も有段変速状態と無段変速状態とに切り換え可能な変速機であると言える。

30

40

【0076】

例えば、変速機構 10 が有段変速機として機能する場合には、図2に示すように、切換クラッチ $C0$ 、第1クラッチ $C1$ および第3ブレーキ $B3$ の係合により、変速比 1 が最大値例えば「3.357」程度である第1速ギヤ段が成立させられ、切換クラッチ $C0$ 、第1クラッチ $C1$ および第2ブレーキ $B2$ の係合により、変速比 2 が第1速ギヤ段よりも小さい値例えば「2.180」程度である第2速ギヤ段が成立させられ、切換クラッチ $C0$ 、第1クラッチ $C1$ および第1ブレーキ $B1$ の係合により、変速比 3 が第2速ギヤ段よりも小さい値例えば「1.424」程度である第3速ギヤ段が成立させられ、切換クラッチ $C0$ 、第1クラッチ $C1$ および第2クラッチ $C2$ の係合により、変速比 4 が第3速ギヤ段よりも小さい値例えば「1.000」程度である第4速ギヤ段が成立させられ、

50

第1クラッチC1、第2クラッチC2、および切換ブレーキB0の係合により、変速比5が第4速ギヤ段よりも小さい値例えば「0.705」程度である第5速ギヤ段が成立せられる。また、第2クラッチC2および第3ブレーキB3の係合により、変速比Rが第1速ギヤ段と第2速ギヤ段との間の値例えば「3.209」程度である後進ギヤ段が成立せられる。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。

【0077】

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

【0078】

図3は、差動部、無段変速部、或いは第1変速部として機能する切換型変速部11と有段変速部或いは第2変速部として機能する自動変速部20とから構成される変速機構10において、ギヤ段毎に連結状態が異なる各回転要素の回転速度の相対関係を直線上で表すことができる共線図を示している。この図3の共線図は、横軸方向において各遊星歯車装置24、26、28、30のギヤ比の相対関係を示し、縦軸方向において相対的回転速度を示す二次元座標であり、3本の横軸のうちの下側の横線X1が回転速度零を示し、上側の横線X2が回転速度「1.0」すなわち入力軸14に連結されたエンジン8の回転速度NEを示し、横軸XGが伝達部材18の回転速度を示している。また、切換型変速部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1に応じて定められている。すなわち、縦線Y1とY2との間隔を1に対応するとすると、縦線Y2とY3との間隔はギヤ比1に対応するものとされる。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2、3、4に応じてそれぞれ定められている。すなわち、図3に示すように、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に対応するものとされ、キャリアとリングギヤとの間が1に対応するものとされる。

【0079】

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(無段変速部)16において、第1遊星歯車装置24の3回転要素(要素)の1つである第1キャリアCA1が入力軸14に連結されるとともに切換クラッチC0を介して他の回転要素の1つである第1サンギヤS1と選択的に連結され、その他の回転要素の1つである第1サンギヤS1が第1電動機M1に連結されるとともに切換ブレーキB0を介してトランスミッションケース12に選択的に連結され、残りの回転要素である第1リングギヤR1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の回転を前記伝達部材18を介して自動変速部(有段変速部)20へ伝達する(入力させる)ように構成されてい

10

20

30

40

50

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。例えば、上記切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の解放により無段変速状態に切換えられたときは、第 1 電動機 M 1 の発電による反力を制御することによって直線 L 0 と縦線 Y 1 との交点で示される第 1 サンギヤ S 1 の回転が上昇或いは下降させられると、直線 L 0 と縦線 Y 3 との交点で示される第 1 リングギヤ R 1 の回転速度が下降或いは上昇させられる。また、切換クラッチ C 0 の係合により第 1 サンギヤ S 1 と第 1 キャリヤ C A 1 とが連結されると、上記 3 回転要素が一体回転するので、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。また、切換ブレーキ B 0 の係合によって第 1 サンギヤ S 1 の回転が停止させられると、直線 L 0 は図 3 に示す状態となり、その直線 L 0 と縦線 Y 3 との交点で示される第 1 リングギヤ R 1 すなわち伝達部材 1 8 の回転速度は、エンジン回転速度 N E よりも増速された回転で自動変速部 2 0 へ入力される。

10

【 0 0 8 0 】

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、エンジン回転速度 N E と同じ回転速度で第 8 回転要素 R E 8 に切換型変速部 1 1 すなわち動力分配機構 1 6 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、切換型変速部 1 1 からの動力がエンジン回転速度 N E よりも高い回転速度で入力されることから、第 1 クラッチ C 1、第 2 クラッチ C 2、および切換ブレーキ B 0 が係合させられることにより決まる水平な直線 L 5 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 5 速の出力軸 2 2 の回転速度が示される。

20

30

【 0 0 8 1 】

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 4 0 に入力される信号及びその電子制御装置 4 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 4 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、電動機 M 1、M 2 に関するハイブリッド駆動制御、前記自動変速部 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 8 2 】

上記電子制御装置 4 0 には、図 4 に示す各センサやスイッチから、エンジン水温を示す信号、シフトポジションを表す信号、エンジン 8 の回転速度であるエンジン回転速度 N E を表す信号、ギヤ比列設定値を示す信号、M (モータ走行) モードを指令する信号、エアコンの作動を示すエアコン信号、出力軸 2 2 の回転速度に対応する車速信号、自動変速部 2 0 の作動油温を示す油温信号、サイドブレーキ操作を示す信号、フットブレーキ操作を示す信号、触媒温度を示す触媒温度信号、アクセルペダルの操作量を示すアクセル開度信号、カム角信号、スノーモード設定を示すスノーモード設定信号、車両の前後加速度を示す加速度信号、オートクルーズ走行を示すオートクルーズ信号、車両の重量を示す車重信

50

号、各車輪の車輪速を示す車輪速信号、変速機構 10 を有段変速機として機能させるために切換型変速部 11 を定変速状態に切り換えるための有段スイッチ操作の有無を示す信号、変速機構 10 を無段変速機として機能させるために切換型変速部 11 を無段変速状態に切り換えるための無段スイッチ操作の有無を示す信号、第 1 電動機 M 1 の回転速度 N M 1 を表す信号、第 2 電動機 M 2 の回転速度 N M 2 を表す信号などが、それぞれ供給される。また、上記電子制御装置 40 からは、スロットル弁の開度を操作するスロットルアクチュエータへの駆動信号、過給圧を調整するための過給圧調整信号、電動エアコンを作動させるための電動エアコン駆動信号、エンジン 8 の点火時期を指令する点火信号、電動機 M 1 および M 2 の作動を指令する指令信号、シフトインジケータを作動させるためのシフト位置表示信号、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 A B S アクチュエータを作動させるための A B S 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、動力分配機構 16 や自動変速部 20 の油圧式摩擦係合装置の油圧アクチュエータを制御するために油圧制御回路 42 に含まれる電磁弁を作動させるパルス指令信号、上記油圧制御回路 42 の油圧源である電動油圧ポンプを作動させるための駆動指令信号、電動ヒータを駆動するための信号、クルーズコントロール制御用コンピュータへの信号等が、それぞれ出力される。

【 0 0 8 3 】

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、切換制御手段 50 は、高車速判定手段 62、高出力走行判定手段 64、および電気バス機能判定手段 66 を備えており、車両の所定条件に基づいて切換型変速部 11 換言すれば動力分配機構 16 を前記差動状態と前記ロック状態とのいずれかに選択的に切り換える。すなわち、切換制御手段 50 は、車両の所定条件に基づいて変速機構 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。また、ハイブリッド制御手段 52 は、変速機構 10 の前記無段変速状態すなわち切換型変速部 11 の無段変速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 1 電動機 M 1 および / または第 2 電動機 M 2 との駆動力の配分を最適になるように変化させて切換型変速部 11 の電気的な無段変速機としての変速比 0 を制御する。また、有段変速制御手段 54 は、例えば変速線図記憶手段 56 に予め記憶された図 6 に示す変速線図から車速 V および出力トルク T_{out} で示される車両状態に基づいて自動変速部 20 の変速すべき変速段を判断して自動変速部 20 の自動変速制御を実行する。

【 0 0 8 4 】

上記高車速判定手段 62 は、ハイブリッド車両の実際の車速 V が高速走行を判定するための予め設定された高速走行判定値である判定車速 V₁ 以上の高車速となったか否かを判定する。上記高出力走行判定手段 64 は、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} が高出力走行を判定するための予め設定された高出力走行判定値である判定出力トルク T₁ 以上の高トルク（高駆動力）走行となったか否かを判定する。上記電気バス機能判定手段 66 は、変速機構 10 を無段変速状態とするための制御機器の機能低下が判定される故障判定条件の判定を、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バスに関連する機器の機能低下すなわち第 1 電動機 M 1、第 2 電動機 M 2、インバータ 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の発生に基づいて判定する。

【 0 0 8 5 】

上記駆動力関連値とは、車両の駆動力に 1 対 1 に対応するパラメータであって、駆動輪 38 での駆動トルク或いは駆動力のみならず、例えば自動変速部 20 の出力トルク T_{out}、エンジントルク T_e、車両加速度や、例えばアクセル開度或いはスロットル開度（或いは吸入空気量、空燃比、燃料噴射量）とエンジン回転速度 N_e とによって算出されるエンジントルク T_e などの実際値や、運転者のアクセルペダル操作量或いはスロットル開度に基づいて算出される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。つまり、高出力走行判定手段 64 では車両の駆動力を直接或いは間接的に示す駆動力関連パラメータに基づいて車両の高出力走行が判定される。

【0086】

増速側ギヤ段判定手段 68 は、変速機構 10 を有段変速状態とする際に切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 のいずれを係合させるかを判定するために、例えば車両状態に基づいて変速線図記憶手段 56 に予め記憶された図 6 に示す変速線図に従って変速機構 10 の変速されるべき変速段が増速側ギヤ段例えば第 5 速ギヤ段であるか否かを判定する。これは、変速機構 10 全体が有段式自動変速機として機能させられる場合に、第 1 速乃至第 4 速では切換クラッチ C0 が係合させられ、或いは第 5 速では切換ブレーキ B0 が係合させられるようにするためである。

10

【0087】

切換制御手段 50 は、所定条件としての上記高車速判定手段 62 による高車速判定、高出力走行判定手段 64 による高出力走行判定すなわち高トルク判定、電気パス機能判定手段 66 による電気パス機能低下の判定の少なくとも 1 つが発生した場合は、変速機構 10 を有段変速状態に切り換える有段変速制御領域であると判定して、ハイブリッド制御手段 52 に対してハイブリッド制御或いは無段変速制御を不許可すなわち禁止とする信号を出力するとともに、有段変速制御手段 54 に対しては、予め設定された有段変速時の変速制御を許可する。このときの有段変速制御手段 54 は、変速線図記憶手段 56 に予め記憶された例えば図 6 に示す変速線図に従って自動変速部 20 の自動変速制御を実行する。図 2 は、このときの変速制御において選択される油圧式摩擦係合装置すなわち C0、C1、C2、B0、B1、B2、B3 の作動の組み合わせを示している。すなわち、変速機構 10 全体すなわち切換型変速部 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。

20

【0088】

例えば、高車速判定手段 62 による高車速判定、増速側ギヤ段判定手段 68 による第 5 速ギヤ段判定、或いは高出力走行判定手段 64 による高出力走行判定であっても増速側ギヤ段判定手段 68 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 は切換型変速部 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、高出力走行判定手段 64 による高出力走行判定或いは増速側ギヤ段判定手段 68 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 は切換型変速部 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 によって所定条件に基づいて変速機構 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、切換型変速部 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。

30

40

【0089】

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

50

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）を選択するのである。これによって、高出力走行では例えば図 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 の変化が発生する。

【 0 0 9 0 】

しかし、切換制御手段 5 0 は、上記高車速判定手段 6 2 による高車速判定、高出力走行判定手段 6 4 による高出力走行判定、電気パス機能判定手段 6 6 による電気パス機能低下の判定のいずれも発生しないときは、変速機構 1 0 を無段変速状態に切り換える無段変速制御領域であると判定して、変速機構 1 0 全体として無段変速状態が得られるために前記切換型変速部 1 1 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 C 0 および切換ブレーキ B 0 を解放させる指令を油圧制御回路 4 2 へ出力する。同時に、ハイブリッド制御手段 5 2 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 5 4 には、予め設定された無段変速時の変速段に固定する信号を出力するか、或いは変速線図記憶手段 5 6 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 2 0 を自動変速制御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 5 4 により、図 2 の係合表内において切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の係合を除いた作動により自動変速部 2 0 の自動変速制御が行われる。このように、切換制御手段 5 0 により所定条件に基づいて無段変速状態に切り換えられた切換型変速部 1 1 が無段変速機として機能し、それ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、適切な大きさの駆動力が得られると同時に、自動変速部 2 0 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 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。

【 0 0 9 1 】

上記ハイブリッド制御手段 5 2 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 1 電動機 M 1 および / または第 2 電動機 M 2 との駆動力の配分を最適になるように変化させる。例えば、そのときの走行車速において、アクセルペダル操作量や車速から運転者の要求出力を算出し、運転者の要求出力と充電要求値から必要な駆動力を算出し、エンジンの回転速度とトータル出力とを算出し、そのトータル出力とエンジン回転速度 N_E とに基づいて、エンジン出力を得るようにエンジン 8 を制御するとともに第 1 電動機 M 1 の発電量を制御する。ハイブリッド制御手段 5 2 は、その制御を自動変速部 2 0 の変速段を考慮して実行したり、或いは燃費向上などのために自動変速部 2 0 に変速指令を行う。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 と車速および自動変速部 2 0 の変速段で定まる伝達部材 1 8 の回転速度とを整合させるために、切換型変速部 1 1 が電氣的な無段変速機として機能させられる。すなわち、ハイブリッド制御手段 5 2 は無段変速走行の時に運転性と燃費性とを両立した予め記憶された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変速機構 1 0 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切換型変速部 1 1 の変速比 i_0 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例えば 1.3 ~ 0.5 の範囲内で制御することになる。

【 0 0 9 2 】

このとき、ハイブリッド制御手段 5 2 は、第 1 電動機 M 1 により発電された電気エネルギーをインバータ 5 8 を通して蓄電装置 6 0 や第 2 電動機 M 2 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 1 8 へ伝達されるが、エンジン 8 の動力の一部は第 1 電動機 M 1 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 5 8 を通して電気エネルギーが第 2 電動機 M 2 或いは第 1 電動機 M 1 へ供給され、その第 2 電動機 M 2 或いは第 1 電動機 M 1 から伝達部材 1 8 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 M 2 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。

【 0 0 9 3 】

また、ハイブリッド制御手段 5 2 は、エンジン 8 の停止又はアイドル状態に拘わらず、切換型変速部 1 1 の電氣的 C V T 機能（差動作用）によって電動機のみ例えば第 2 電動機 M 2 のみを走行用の駆動力源として車両を発進および走行させる所謂モータ発進およびモータ走行させることができる。このモータ発進およびモータ走行は、一般的にエンジン効率が高トルク域に比較して悪いとされる比較的低出力トルク T_{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。

【 0 0 9 4 】

図 6 は、自動変速部 2 0 の変速判断の基となる変速線図記憶手段 5 6 に予め記憶された変速線図（関係）であり、車速 V と駆動力関連値である出力トルク T_{out} とをパラメータとする二次元座標で構成された変速線図（変速マップ）の一例である。図 6 の実線はアップシフト線であり一点鎖線はダウンシフト線である。また、図 6 の破線は切換制御手段 5 0 による有段制御領域と無段制御領域との判定のための所定条件を定める判定車速 V_1 および判定出力トルク T_1 を示しており、高車速判定値である判定車速 V_1 の連なりと高出力走行判定値である判定出力トルク T_1 の連なりである高車速判定線と高出力走行判定線を示している。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。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換制御手段 5 0 により有段制御領域と無段制御領域とのいずれであるかを領域判定するための予め記憶された切換線図（切換マップ、関係）でもある。よって車両の所定条件は、この切換線図から実際の車速 V と出力トルク T_{out} とに基づいて定められてもよい。すなわち、この図 6 は変速マップと所定条件との関係を示す図であるともいえる。なお、この切換線図を含めて変速マップとして変速線図記憶手段 5 6 に予め記憶されてもよい。また、この切換線図は判定車速 V_1 および判定出力トルク T_1 の少なくとも 1 つを含むものであってもよいし、車速 V および出力トルク T_{out} の何れかをパラメータとする予め記憶された切換線であってもよい。上記変速線図や切換線図等は、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。

【 0 0 9 5 】

前記図 6 の破線は例えば図 7 に示すエンジン回転速度 NE およびエンジントルク TE をパラメータとする予め記憶された無段制御領域と有段制御領域との境界線としてのエンジン出力線を有する関係図（マップ）に基づいて自動変速部 2 0 の変速線図上に置き直された概念的な切換線である。言い換えれば、図 7 は図 6 の破線を作るための概念図である。また切換制御手段 5 0 は、この図 7 の関係図（マップ）から実際のエンジン回転速度 NE とエンジントルク TE とに基づいて、それらのエンジン回転速度 NE とエンジントルク TE 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。

【 0 0 9 6 】

図 6 の関係に示されるように、出力トルク T_{out} が予め設定された判定出力トルク T_1 以上の高トルク領域、或いは車速 V が予め設定された判定車速 V_1 以上の高車速領域が、有段制御領域として設定されているので、有段変速走行がエンジン 8 の比較的高トルクとなる高駆動トルク時、或いは車速の比較的高車速時において実行され、無段変速走行がエンジン 8 の比較的低トルクとなる低駆動トルク時、或いは車速の比較的低車速時すなわちエンジン 8 の常用出力域において実行されるようになっている。同様に、図 7 の関係に示されるように、エンジントルク TE が予め設定された所定値 TE_1 以上の高トルク領域、エンジン回転速度 NE が予め設定された所定値 NE_1 以上の高回転領域、或いはそれらエンジントルク TE およびエンジン回転速度 NE 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 low トルク、比較的 low 回転速度、或いは比較的 low 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。

【0097】

切換制御手段 50 はさらに車両状態判定手段 80 を備えており、その車両状態判定手段 80 は、車両状態例えば実際の車速 V と出力トルク T_{out} とで表される車両状態、エンジン回転速度 NE とエンジントルク TE とで表される車両状態等が切換制御手段 50 による変速機構 10 の変速状態の切換制御、或いは有段変速制御手段 54 による自動変速部 20 の変速制御が実行されるべき車両状態となったか否かを、例えば前記図 6 の関係図における車両状態の変化に基づいて判定する。この車両状態判定手段 80 は車両の所定条件に替えて変速機構 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判定をするものとも言える。また、本実施例においては、切換制御手段 50 による切換制御と有段変速制御手段 54 による変速制御とが重なって実行されることを多重制御と表すこととし、この多重制御にはその切換制御とその変速制御とが同時に開始されるのはもちろんのこと切換制御過程と変速制御過程とがわずかも重なる場合も含まれる。

【0098】

図 6 に示す下矢印はアップシフト時の多重制御の一例であり、図 18 に示す上矢印はダウンシフト時の多重制御の一例である。ここでの出力トルク T_{out} は運転者のアクセルペダル操作量に基づいて算出される要求出力トルク T_{out} とする。具体的には、図 6 の下矢印は変速機構 10 が有段変速状態であるときにアクセルペダルが戻されたことにより変速機構 10 の有段変速状態から無段変速状態への切換えと自動変速部 20 の第 1 速ギヤ段から第 3 速ギヤ段へのアップシフトとの多重アップが発生すること、言い換えれば高車速判定手段 62 による高車速判定、高出力走行判定手段 64 による高出力走行判定、電気バス機能判定手段 66 による電気バス機能低下判定のいずれも不成立となる車両状態の有段制御領域から無段制御領域への領域変更が判断され、且つ車両状態が 1 2 アップ線を横切ったことで有段変速制御手段 54 による自動変速部 20 の変速段の切換えが判断されたことを表している。また、図 18 の上矢印は変速機構 10 が無段変速状態であるときにアクセルペダルが踏み込まれたことにより変速機構 10 の無段変速状態から有段変速状態への切換えと自動変速部 20 の第 3 速ギヤ段から第 1 速ギヤ段へのダウンシフトとの多重ダウンが発生すること、言い換えれば高出力走行判定手段 64 による高出力走行判定の成立となる車両状態の無段制御領域から有段制御領域への領域変更が判断され、且つ車両状態が 2 1 ダウン線を横切ったことで有段変速制御手段 54 による自動変速部 20 の変速段の切換えが判断されたことを表している。本実施例においては、切換制御手段 50 による切換制御と有段変速制御手段 54 によるダウンシフトとが重なって実行されることを多重ダウンと表し、切換制御手段 50 による切換制御と有段変速制御手段 54 によるアップシフトとが重なって実行されることを多重アップと表す。

【0099】

図 6 或いは図 18 から明らかなようにアクセルペダル操作量すなわちアクセルペダル操作量に基づいて算出される要求出力トルク T_{out} の変化で変速機構 10 の切換制御が実行されるべき車両状態が発生しやすいことがわかる。車両状態判定手段 80 は、車両状態を判定するためにアクセルペダル操作量に基づいてアクセルペダルが戻されたこと、或いはアクセルペダルが踏み込まれたことを判定することにもなる。なお、アクセルペダル操作量に替えてスロットル開度等の他の駆動力関連値が用いられてもよい。

【0100】

ところで、本実施例の変速機構 10 は、無段変速状態と有段変速状態とに切り換え可能であって、例えば切換クラッチ $C0$ の係合による有段変速状態の場合は、第 1 遊星歯車装置 24 が一体回転となって第 1 サンギヤ $S1$ および第 1 リングギヤ $R1$ の回転速度とエンジン回転速度 NE とが同期していることになる。この状態では、第 1 サンギヤ $S1$ と連結する第 1 電動機 $M1$ 、および第 1 リングギヤ $R1$ と連結する第 2 電動機 $M2$ の回転速度も

エンジン回転速度 N_E と同期してはいるが第 1 電動機 M_1 によって必ずしもトルクが発生させられている状態ではない。そして、切換クラッチ C_0 の解放によって変速機構 10 が、無段変速状態に切り換えられると切換クラッチ C_0 の係合による反力トルクから第 1 電動機 M_1 による反力トルクに受け渡されることになるが、そのトルク受渡しのタイミングが適切でないと有段変速状態から無段変速状態への切換時に切換ショックが発生する可能性がある。言い換えれば、切換クラッチ C_0 による反力トルクはエンジントルク T_e を伝達する伝達トルクでもあり、この伝達トルクの受渡しが速やかに実行されないと駆動輪 38 へ伝達されるエンジントルク T_e の一時的な変動によりショックが発生する可能性がある。

【0101】

そこで、電動機制御手段 82 は、切換クラッチ C_0 或いは切換ブレーキ B_0 の解放に際してすなわち切換制御手段 50 による変速機構 10 の有段変速状態から無段変速状態への切換制御に際して、切換クラッチ C_0 或いは切換ブレーキ B_0 の係合により維持されている変速機構 10 の有段変速状態と略同等の状態すなわち前記第 1 要素 RE_1 、第 2 要素 RE_2 、および第 3 要素 RE_3 の回転速度を維持するために、第 1 電動機 M_1 および第 2 電動機 M_2 のうちで少なくとも第 1 電動機 M_1 に反力トルクを発生させるように、第 1 電動機 M_1 を制御する。これにより、変速機構 10 の有段変速状態から無段変速状態への切換時の切換ショックが抑制される。また、前記切換制御手段 50 は、変速機構 10 の有段変速状態から無段変速状態への切換制御に際して、上記電動機制御手段 82 により第 1 電動機 M_1 に反力トルクが発生させられた後に、切換クラッチ C_0 或いは切換ブレーキ B_0 を解放制御する。

【0102】

具体的には、上記電動機制御手段 82 は、切換クラッチ C_0 の解放に際して、第 1 電動機 M_1 に切換クラッチ C_0 の係合による反力トルクに相当する反力トルクを発生させるように、ハイブリッド制御手段 52 に対して指令を出力する。見方を替えればこの状態では、一時的に第 1 サンギヤ S_1 に 2 重にトルクが掛かっていることになる。例えば、このときの第 1 電動機 M_1 による反力トルク、すなわち第 1 電動機回転速度 N_{M1} とエンジン回転速度 N_E との同期回転状態が維持されるようなトルクが、ハイブリッド制御手段 52 により第 1 電動機 M_1 の発電量を制御することで発生させられる。言い換えれば、上記第 1 電動機回転速度 N_{M1} は、切換クラッチ C_0 の解放による有段変速状態から無段変速状態への切換制御に際して、電動機制御手段 82 によってエンジン回転速度 N_E との略同期回転が維持されるように回転制御される。すなわち、第 1 サンギヤ S_1 の回転速度は、電動機制御手段 82 によって第 1 電動機 M_1 を用いてエンジン回転速度 N_E との略同期回転が維持されるように回転制御される。

【0103】

また、同様に、切換ブレーキ B_0 の係合による有段変速状態の場合は、第 1 サンギヤ S_1 は回転停止すなわち第 1 サンギヤ S_1 の回転速度が零に維持されている状態である。この状態では、第 1 サンギヤ S_1 と連結する第 1 電動機 M_1 の回転速度も零に維持されているが第 1 電動機 M_1 によって必ずしもトルクが発生させられている状態ではない。そして、切換ブレーキ B_0 の解放によって変速機構 10 が、無段変速状態に切り換えられると切換ブレーキ B_0 の係合による反力トルクから第 1 電動機 M_1 による反力トルクに受け渡されることになるが、そのトルク受渡しのタイミングが適切でないと有段変速状態から無段変速状態への切換時に切換ショックが発生する可能性がある。

【0104】

そこで、上記電動機制御手段 82 は、切換ブレーキ B_0 の解放に際して、第 1 電動機 M_1 に切換ブレーキ B_0 の係合による反力トルクに相当する反力トルクを発生させるようにハイブリッド制御手段 52 に対して指令を出力する。見方を替えればこの状態では、一時的に第 1 サンギヤ S_1 に 2 重にトルクが掛かっていることになる。例えば、このときの第 1 電動機 M_1 による反力トルク、すなわち第 1 サンギヤ S_1 の回転停止が維持されるようなトルクが、ハイブリッド制御手段 52 により第 1 電動機 M_1 の発電量を略零に制御する

ことで発生させられる。言い換えれば、上記第 1 電動機回転速度 $NM1$ は、切換ブレーキ $B0$ の解放による有段変速状態から無段変速状態への切換制御に際して、電動機制御手段 82 によって略零に維持されるように回転制御される。すなわち、第 1 サンギヤ $S1$ の回転速度は、電動機制御手段 82 によって第 1 電動機 $M1$ を用いて零である非回転状態となるように回転制御される。

【0105】

同期制御完了判定手段 84 は、変速機構 10 の有段変速状態から無段変速状態への切換制御に際して、電動機制御手段 82 により切換クラッチ $C0$ 或いは切換ブレーキ $B0$ の係合による反力トルクに相当する反力トルクが第 1 電動機 $M1$ により発生させられたか否かを、例えばその反力トルクが発生させられるための第 1 電動機 $M1$ の発電量に相当する蓄電装置 60 への充電量であるか否かで判定する。

10

【0106】

前記切換制御手段 50 は、上記同期制御完了判定手段 84 により第 1 電動機 $M1$ による反力トルクが発生させられたと判定された場合には、切換クラッチ $C0$ 或いは切換ブレーキ $B0$ を解放制御する。このとき、既に第 1 電動機 $M1$ により反力トルクが発生させられていて切換クラッチ $C0$ 或いは切換ブレーキ $B0$ は反力トルクを分担される必要はないので、切換クラッチ $C0$ 或いは切換ブレーキ $B0$ の油圧は漸減されるのではなくクイックドレーンされてもよい。こうすることで、無段変速制御がその油圧が漸減される場合に比較して早く開始される。

【0107】

20

前記電動機制御手段 82 は、上記切換制御手段 50 による切換クラッチ $C0$ の解放制御が終了するまで、前記第 1 要素 $RE1$ 、第 2 要素 $RE2$ 、および第 3 要素 $RE3$ の相互の回転速度差を切換クラッチ $C0$ の解放制御前と同等の状態に維持するように、すなわち第 1 サンギヤ $S1$ の回転速度とエンジン回転速度 NE との同期回転が維持されるように、第 1 電動機回転速度 $NM1$ を回転制御する。そして、切換クラッチ $C0$ の解放完了時には、例えばハイブリッド制御手段 52 により第 1 電動機 $M1$ に発生させる反力トルクが実際のエンジントルク Te に対応するトルクとなるように制御される。

【0108】

或いは、前記電動機制御手段 82 は、上記切換制御手段 50 による切換ブレーキ $B0$ の解放制御が終了するまで、前記第 2 要素と前記トランスミッションケース 12 との回転速度差を切換ブレーキ $B0$ の解放制御前と同等の状態に維持するように、すなわち第 1 サンギヤ $S1$ の回転速度が零である非回転状態に維持されるように、第 1 電動機回転速度 $NM1$ を回転制御する。

30

【0109】

図 9 は、電子制御装置 40 の制御作動の要部すなわち変速機構 10 の変速状態が有段変速状態から無段変速状態へ切換制御されるとき制御作動を説明するフローチャートであり、例えば数 ms 乃至数十 ms 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 10 および図 11 は図 9 のフローチャートに示す制御作動の一例であって、図 10 は切換クラッチ $C0$ の係合による有段変速状態から切換クラッチ $C0$ の解放による無段変速状態へ切換制御されるとき制御作動を説明するタイムチャートであり、図 11 は切換ブレーキ $B0$ の係合による有段変速状態から切換ブレーキ $B0$ の解放による無段変速状態へ切換制御されるとき制御作動を説明するタイムチャートである。

40

【0110】

先ず、前記車両状態判定手段 80 に対応するステップ（以下、ステップを省略する） $SA1$ において、アクセルペダル操作量に基づいてアクセルペダルが戻されたか否かが判定される。この $SA1$ の判断が肯定される場合は同じく車両状態判定手段 80 に対応する $SA2$ において、車両状態例えば実際の車速 V とアクセルペダル操作量に基づいて算出される要求出力トルク T_{out} とで表される車両状態が変速機構 10 の有段変速状態から無段変速状態への切換えが実行されるべき車両状態となったか否かが、例えば前記図 6 の関係図

50

における車両状態の変化に基づいて判定される。上記 S A 1 或いは S A 2 の判断の何れかでも否定される場合は S A 8 において、現在の車両走行状態が維持される。この S A 1 および S A 2 を 1 つのステップとして変速機構 10 の有段変速状態から無段変速状態への切換えが実行されるべきか否かが、例えば有段変速状態において車両の所定条件である高車速判定、高出力走行判定、電気バス機能低下判定のいずれも不成立となる場合、電気バス機能低下判定の成立による有段変速状態から電気バス機能低下判定の不成立すなわち電気バス機能低下から正常状態への復帰となる場合等で判断されてもよい。

【 0 1 1 1 】

上記 S A 1 或いは S A 2 の判断がともに肯定される場合（図 10 の t_1 時点、図 11 の t_1 時点）は前記電動機制御手段 82 に対応する S A 3 において、第 1 電動機 M 1 により切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 による反力トルクに相当する反力トルクが発生させられる。一時的に第 1 サンギヤ S 1 に 2 重にトルクが掛かることになる（図 10 の t_2 時点、図 11 の t_2 時点）。続く、前記同期制御完了判定手段 84 に対応する S A 4 において、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 による反力トルクに相当する分の第 1 電動機 M 1 による反力トルクが発生させられたか否かが、例えばその反力トルクが発生させられるための第 1 電動機 M 1 の発電量に相当する蓄電装置 60 への充電量であるか否かで判定される。この S A 4 の判断が肯定されるまで上記 S A 3 は繰り返し実行されるが、肯定される場合は前記切換制御手段 50 に対応する S A 5 において、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 が解放させられる（図 10 の t_2 時点、図 11 の t_2 時点）。ここでは、既に第 1 電動機 M 1 により反力トルクが発生させられていて切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 は反力トルクを分担される必要はないので、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の油圧は漸減されるのではなくクイックドレインされる。図 10 の t_2 時点乃至 t_3 時点、図 11 の t_2 時点乃至 t_3 時点はそのクイックドレインを示している。これにより、無段変速制御がその油圧が漸減される場合に比較して早く開始される。

【 0 1 1 2 】

続く、前記電動機制御手段 82 に対応する S A 6 において、切換クラッチ C 0 の係合による有段変速状態の場合は、第 1 サンギヤ S 1 の回転速度は第 1 電動機 M 1 を用いてエンジン回転速度 N E との同期回転が維持される。または、切換ブレーキ B 0 の係合による有段変速状態の場合は、第 1 サンギヤ S 1 の回転速度は第 1 電動機 M 1 を用いて零である非回転状態に維持される。続く、前記ハイブリッド制御手段 52 に対応する S A 7 において、エンジン 8 が効率のよい作動域で作動させられる一方で、エンジン 8 と第 1 電動機 M 1 および / または第 2 電動機 M 2 との駆動力の配分が最適になるように変化させられ変速機構 10 が無段変速制御させられる（図 10 の t_3 時点以降、図 11 の t_3 時点以降）。結果として、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の係合による反力トルクが第 1 電動機 M 1 による反力トルクに速やかに受け渡されて切換ショックが抑制される。また、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 が解放制御中すなわち半係合状態でそれ自体に発生する回転速度差が抑制され引きずりによる仕事量が抑制されて耐久性が向上する（図 10 の t_2 時点乃至 t_3 時点、図 11 の t_2 時点乃至 t_3 時点）。

【 0 1 1 3 】

上述のように、本実施例によれば、エンジン 8 に連結された第 1 要素 R E 1（第 1 キャリヤ C A 1）と、第 1 電動機 M 1 に連結された第 2 要素 R E 2（第 1 サンギヤ S 1）と、第 2 電動機 M 2 および伝達部材 18 に連結された第 3 要素 R E 3（第 1 リングギヤ R 1）とを有するとともにその第 1 要素 R E 1 と第 2 要素 R E 2 とを相互に連結する切換クラッチ C 0 およびその第 2 要素 R E 2 をケース 12 に連結する切換ブレーキ B 0 を有する動力分配機構 16 を備え、電気的な無段変速機として作動可能な無段変速状態と有段の変速機として作動可能な有段変速状態とに切り換え可能な変速機構 10 における切換制御手段 50（S A 5）による切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の解放に際して、電動機制御手段 82（S A 3、S A 4）により第 1 電動機 M 1 に反力トルクが生じるように第 1 電動機 M 1 が制御されるので、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 による反力トルクから第 1 電動機 M 1 による反力トルクへ適切にトルクが受け渡されてその切換制御に伴う

切換ショックが抑制され、また切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の反力トルクが減少しても第 1 電動機 M 1 による反力トルクによって切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 があたかも係合しているかの状態となりすなわち切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 自体の回転速度差が抑制される状態となりその半係合状態での仕事量が抑制されて切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の耐久性が向上する。また、3つの要素と切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 により動力分配機構 16 が簡単に構成されるとともに、切換制御手段 50 により切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 が制御されることにより変速機構 10 が無段変速状態と有段変速状態とに簡単に切り換えられる。

【0114】

また、本実施例によれば、切換制御手段 50 は、変速機構 10 の前記有段変速状態から無段変速状態への切換制御に際して、電動機制御手段 82 により第 1 電動機 M 1 に反力トルクが発生させられた後に、前記切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 を解放制御するものである。切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 による反力トルクから第 1 電動機 M 1 による反力トルクへ適切にトルクが受け渡されてその切換制御に伴う切換ショックが抑制され、また切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の反力トルクが減少しても第 1 電動機 M 1 による反力トルクによって第 2 要素 R E 2 (第 1 サンギヤ S 1) の回転速度が適切に制御されて切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の耐久性が向上する。

【0115】

また、本実施例によれば、電動機制御手段 82 は、切換制御手段 50 による切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の解放制御が終了するまで、第 1 要素 R E 1、第 2 要素 R E 2、および第 3 要素 R E 3 の相互の回転速度差或いは第 2 要素 R E 2 とケース 12 との回転速度差を切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の解放制御開始前に維持するように第 1 電動機 M 1 の回転速度を制御するものである。切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 が解放されるまでの半係合状態でのそれ自体の回転速度差が抑制される状態となりその引きずりによる仕事量が抑制されて切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の耐久性が向上する。

【0116】

また、本実施例によれば、車両の所定条件は、予め設定された高速走行判定値である判定車速 V 1 に基づいて定められたものであり、切換制御手段 50 は実際の車速 V がその判定車速 V 1 を越えたときに変速機構 10 を有段変速状態とするものである。例えば実際の車速 V が高車速側に設定された判定車速 V 1 を越えるような高速走行となると、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 38 へ伝達されて変速機構 10 が電氣的な無段変速機として作動させられ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。

【0117】

また、本実施例によれば、車両の所定条件は、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 に基づいて定められたものであり、切換制御手段 50 は実際の出力トルク T_{out} がその判定出力トルク T 1 を越えたときに変速機構 10 を有段変速状態とするものである。例えば実際の出力トルク T_{out} が高出力側に設定された判定出力トルク T 1 を越えるような高出力走行となると、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 38 へ伝達されて変速機構 10 が電氣的な無段変速機として作動させられる場合は専ら低中出力走行となるので、第 1 電動機 M 1 が発生すべき電氣的エネルギーの最大値を小さくできてすなわち第 1 電動機 M 1 の保障すべき出力容量を小さくできてその第 1 電動機 M 1 や第 2 電動機 M 2、或いはそれを含む車両の駆動装置が一層小型化される。

【0118】

また、本実施例によれば、車両の所定条件は、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} とをパラメータとする予め記憶された切換線図から実際の車速 V と出力トルク T_{out} とに基づいて定められるものである。切換制御手段 50 による高車速判定または高出力走行判定が簡単に判定される。

【0119】

10

20

30

40

50

また、本実施例によれば、車両の所定条件は、変速機構 10 を無段変速状態とするための制御機器の機能低下を判定する故障判定条件であり、切換制御手段 50 はその故障判定条件が成立した場合に変速機構 10 を有段変速状態とするものである。変速機構 10 が無段変速状態とされない場合でも有段変速状態とされることで、有段走行ではあるが無段走行と略同様の車両走行性能が確保される。

【0120】

また、本実施例によれば、動力分配機構 16 が、第 1 キャリヤ C A 1、第 1 サンギヤ S 1、第 1 リングギヤ R 1 を 3 要素とするシングルピニオン型の第 1 遊星歯車装置 24 によって簡単に且つ動力分配機構 16 の軸方向寸法が小さく構成される利点がある。さらに、動力分配機構 16 には油圧式摩擦係合装置すなわち第 1 サンギヤ S 1 と第 1 キャリヤ C A 1 とを相互に連結する切換クラッチ C 0 および第 1 サンギヤ S 1 をトランスミッションケース 12 に連結する切換ブレーキ B 0 が設けられているので、切換制御手段 50 により変速機構 10 の無段変速状態と有段変速状態とが簡単に制御される。

【0121】

また、本実施例によれば、動力分配機構 16 と駆動輪 38 との間に自動変速部 20 が直列に介装されており、その動力分配機構 16 の変速比すなわち切換型変速部 11 の変速比とその自動変速部 20 の変速比とに基づいて変速機構 10 の総合変速比が形成されることから、その自動変速部 20 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ので、切換型変速部 11 における無段変速制御すなわちハイブリッド制御の効率が一層高められる。

【0122】

また、本実施例によれば、変速機構 10 が有段変速状態とされるとき、切換型変速部 11 が自動変速部 20 の一部であるかの如く機能して変速比が 1 より小さいオーバドライブギヤ段である第 5 速が得られる利点がある。

【0123】

また、本実施例によれば、切換制御手段 50 は、車両の所定条件に基づいて変速機構 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自動的に切り換えられることから、電氣的な無段変速機の燃費改善効果と機械的に動力を伝達する有段変速機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。すなわち、エンジンの常用出力域例えば図 7 に示す無段制御領域或いは図 6 に示す車速 V が判定車速 V_1 以下且つ出力トルク T_{out} が判定出力トルク T_1 以下となる無段制御領域では変速機構 10 が無段変速状態とされてハイブリッド車両の通常の市街地走行すなわち車両の低中速走行および低中出力走行での燃費性能が確保されると同時に、高速走行例えば図 6 に示す車速 V が判定車速 V_1 以上となる有段制御領域では変速機構 10 が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 へ伝達されて無段変速状態とされた場合の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、高出力走行例えば図 6 に示す実際の出力トルク T_{out} が判定出力トルク T_1 以上となる有段制御領域では変速機構 10 が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 へ伝達されて無段変速状態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るので、第 1 電動機 M 1 が発生すべき電氣的エネルギーすなわちが第 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その第 1 電動機 M 1 や第 2 電動機 M 2、或いはそれを含む車両の駆動装置が一層小型化される。

【0124】

また、本実施例によれば、第 2 電動機 M 2 が自動変速部 20 の入力回転部材である伝達部材 18 に連結されていることから、その自動変速部 20 の出力軸 22 に対して低トルクの出力でよくなくなるので、第 2 電動機 M 2 が一層小型化される利点がある。

【0125】

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

【実施例 2】

【 0 1 2 6 】

図 1 2 は、電子制御装置 4 0 の制御作動の要部すなわち切換型変速部 1 1 (すなわち動力分配機構 1 6) の変速状態がロック状態から差動状態 (非ロック状態) へ切換制御されるとき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 3 は図 1 2 のフローチャートに示す制御作動の一例であって、切換クラッチ C 0 の係合によるロック状態から切換クラッチ C 0 の解放による非ロック状態へ切換制御されるとき制御作動を説明するタイムチャートである。

【 0 1 2 7 】

上記図 1 2 のフローチャートでは、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の解放に際して実行される切換ショックの抑制制御作動を、切換型変速部 1 1 の変速状態がロック状態から非ロック状態へ切換制御されるとき制御作動で説明する点において、前記図 9 のフローチャートの実施例と相違する。つまり、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の解放制御に伴う変速機構 1 0 の有段変速状態から無段変速状態への切換制御を、見方を変えて、切換型変速部 1 1 のロック状態から非ロック状態への切換制御として捉えたものである。

【 0 1 2 8 】

先ず、車両状態判定手段 8 0 に対応する S A 1 ' において、アクセルペダル操作量に基づいてアクセルペダルが戻されたか否かが判定される。この S A 1 ' の判断が肯定される場合は同じく車両状態判定手段 8 0 に対応する S A 2 ' において、車両状態が切換型変速部 1 1 のロック状態から非ロック状態への切換えが実行されるべき車両状態となったか否かが、例えば前記図 6 の関係図における車両状態の変化に基づいて判定される。上記 S A 1 ' 或いは S A 2 ' の判断の何れかでも否定される場合は S A 8 ' において、現在の車両走行状態が維持される。この S A 1 ' および S A 2 ' を 1 つのステップとして切換型変速部 1 1 のロック状態から非ロック状態への切換えが実行されるべきか否かが、例えばロック状態において車両の所定条件である高車速判定、高出力走行判定、電気パス機能低下判定のいずれも不成立となる場合、電気パス機能低下判定の成立によるロック状態から電気パス機能低下判定の不成立すなわち電気パス機能低下から正常状態への復帰となる場合等で判断されてもよい。

【 0 1 2 9 】

上記 S A 1 ' 或いは S A 2 ' の判断がともに肯定される場合 (図 1 3 の t_1 時点) は前記電動機制御手段 8 2 に対応する S A 3 ' において、第 1 電動機 M 1 により切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 による反力トルクに相当する反力トルクが発生させられる。一時的に第 1 サンギヤ S 1 に 2 重にトルクが掛かることになる (図 1 3 の t_2 時点) 。続く、前記同期制御完了判定手段 8 4 に対応する S A 4 ' において、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 による反力トルクに相当する分の第 1 電動機 M 1 による反力トルクが発生させられたか否かが、例えばその反力トルクが発生させられるための第 1 電動機 M 1 の発電量に相当する蓄電装置 6 0 への充電量であるか否かで判定される。この S A 4 ' の判断が肯定されるまで上記 S A 3 ' は繰り返し実行されるが、肯定される場合は前記切換制御手段 5 0 に対応する S A 5 ' において、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 が解放させられる (図 1 3 の t_2 時点) 。ここでは、既に第 1 電動機 M 1 により反力トルクが発生させられていて切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 は反力トルクを分担される必要はないので、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の油圧は漸減されるのではなくクイックドレーンされる。図 1 3 の t_2 時点乃至 t_3 時点はそのクイックドレーンを示している。これにより、差動制御がその油圧が漸減される場合に比較して早く開始される。

【 0 1 3 0 】

続く、前記電動機制御手段 8 2 に対応する S A 6 ' において、切換クラッチ C 0 の係合によるロック状態の場合は、第 1 サンギヤ S 1 の回転速度は第 1 電動機 M 1 を用いてエンジン回転速度 N E との同期回転が維持される。または、切換ブレーキ B 0 の係合による口

10

20

30

40

50

ック状態の場合は、第1サンギヤS1の回転速度は第1電動機M1を用いて零である非回転状態に維持される。続く、前記ハイブリッド制御手段52に対応するSA7'において、エンジン8が効率のよい作動域で作動させられる一方で、エンジン8と第1電動機M1および/または第2電動機M2との駆動力の配分が最適になるように変化させられ切換型変速部11が差動制御させられる(図13の t_3 時点以降)。結果として、切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0の係合による反力トルクが第1電動機M1による反力トルクに速やかに受け渡されて切換ショックが抑制される。また、切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0が解放制御中すなわち半係合状態でそれ自体に発生する回転速度差が抑制され引きずりによる仕事量が抑制されて耐久性が向上する(図13の t_2 時点乃至 t_3 時点)。

10

【0131】

上述のように、本実施例において、切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0の解放制御に伴う変速機構10の変速状態の切換制御を、変速機構10の有段変速状態から無段変速状態への切換制御として捉えることに替えて、切換型変速部11のロック状態から非ロック状態への切換制御として捉えたことが相違するだけであるので、前述の実施例と同様の効果が得られる。

【実施例3】

【0132】

前述の実施例では、切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0の解放制御時の切換ショックを抑制するために、前記電動機制御手段82により第1電動機M1に反力トルクが発生させられた後に、前記切換制御手段50により切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0が解放制御された。本実施例では、その前述の実施例に替えて、切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0の解放制御時の切換ショックを抑制するために、切換制御手段50による変速機構10の有段変速状態から無段変速状態への切換制御に際して、すなわち切換型変速部11(動力分配機構16)のロック状態から非ロック状態へ切換制御に際して、その切換制御手段50により切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0が解放される過程で、電動機制御手段82は、切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0の解放の進行に伴って第1電動機M1に反力トルクを発生させるようにハイブリッド制御手段52に対して指令を出力する。

20

【0133】

具体的には、切換クラッチC0の解放に際して、切換制御手段50は切換クラッチC0を緩やかに解放し、電動機制御手段82はその解放過程において第1サンギヤS1の回転速度すなわち第1電動機回転速度NM1をエンジン回転速度NEに維持するように第1電動機M1の回転速度制御を実行する。つまり、切換制御手段50による切換クラッチC0の解放制御と、電動機制御手段82による第1電動機M1の回転速度制御言い換えればその回転速度制御に伴うトルク制御すなわち第1電動機回転速度NM1をエンジン回転速度NEに維持するための第1電動機M1のトルク制御とが、重なって実行される所謂オーバーラップ制御が実行される。

30

【0134】

結果として、電動機制御手段82が切換クラッチC0の解放の進行に伴って漸減される反力トルク分を第1電動機M1に発生させる反力トルクを漸増することで切換クラッチC0の係合による反力トルクが第1電動機M1による反力トルクに受け渡される。例えば、電動機制御手段82は、前記第1要素RE1、第2要素RE2、および第3要素RE3の相互の回転速度差を抑制するように、第1電動機回転速度NM1とエンジン回転速度NEの回転速度差を略零にフィードバック制御する。

40

【0135】

或いは、切換ブレーキB0の解放に際して、切換制御手段50は切換ブレーキB0を緩やかに解放し、電動機制御手段82はその解放過程において第1電動機回転速度NM1を略零に維持するように第1電動機M1の回転速度制御を実行する。つまり、切換制御手段50による切換ブレーキB0の解放制御と、電動機制御手段82による第1電動機回転速

50

度NM1を零に維持するための第1電動機M1のトルク制御とが、重なって実行される所謂オーバーラップ制御が実行される。

【0136】

結果として、電動機制御手段82が切換ブレーキB0の解放の進行に伴って漸減される反力トルク分を第1電動機M1により発生させる反力トルクを漸増することで切換ブレーキB0の係合による反力トルクが第1電動機M1による反力トルクに受け渡される。例えば、電動機制御手段82は、前記第2要素RE2とケース12との回転速度差を抑制するように、第1電動機回転速度NM1を略零にフィードバック制御する。

【0137】

図14は切換クラッチC0の係合による変速機構10の有段変速状態から切換クラッチC0の解放による無段変速状態へ切換制御されるとき制御作動を説明するタイムチャートであり、前記図10とは別の実施例である。図15は切換ブレーキB0の係合による変速機構10の有段変速状態から切換ブレーキB0の解放による無段変速状態へ切換制御されるとき制御作動を説明するタイムチャートであり、前記図11とは別の実施例である。図16は、切換クラッチC0の係合による切換型変速部11のロック状態から切換クラッチC0の解放による非ロック状態へ切換制御されるとき制御作動を説明するタイムチャートであり、前記図13とは別の実施例である。

【0138】

前記図10、図11、および図13の実施例が第1電動機M1による反力を確保した後に切換クラッチC0の油圧或いは切換ブレーキB0の油圧がクイックドレインされたのに対して、上記図14、図15、および図16の実施例は切換クラッチC0の解放制御或いは切換ブレーキB0の解放制御と、第1電動機M1の回転速度制御すなわちその回転速度制御に伴うトルク制御とが重なって実行される所謂オーバーラップ制御が実行されることが主に相違する。従って、図14、図15の実施例は図9のSA3およびSA4の一連の作動とSA5とが重なって作動させられる点において図10、図11の実施例と相違する。また、図16の実施例は図12のSA3'およびSA4'の一連の作動とSA5'とが重なって作動させられる点において図13の実施例と相違する。

【0139】

具体的には、図14の t_2 時点乃至 t_3' 時点において、切換クラッチC0が図10の実施例のクイックドレイン（図14の t_2 時点乃至 t_3 時点が図10の t_2 時点乃至 t_3 時点に相当する）に比較して、緩やかに解放されつつその解放過程において第1サンギヤS1の回転速度すなわち第1電動機回転速度NM1がエンジン回転速度NEに回転同期されるようにすなわち維持されるように所謂フィードバック制御が実行される。つまり、切換クラッチC0の解放過程において、第1電動機回転速度NM1をエンジン回転速度NEに維持するために第1電動機M1によりトルクを発生させるトルク制御が実行される。そして、図14の t_3' 時点以降で変速機構10が無段変速制御される。

【0140】

同様に、図15の t_2 時点乃至 t_3' 時点において、切換ブレーキB0が図11の実施例のクイックドレイン（図15の t_2 時点乃至 t_3 時点が図11の t_2 時点乃至 t_3 時点に相当する）に比較して、緩やかに解放されつつその解放過程において第1サンギヤS1の回転速度すなわち第1電動機回転速度NM1が零である非回転状態に維持されるように所謂フィードバック制御が実行される。つまり、切換ブレーキB0の解放過程において、第1電動機回転速度NM1を非回転状態に維持するために第1電動機M1によりトルクを発生させるトルク制御が実行される。そして、図15の t_3' 時点以降で変速機構10が無段変速制御される。

【0141】

また、同様に、図16の t_2 時点乃至 t_3' 時点において、切換クラッチC0が図13の実施例のクイックドレイン（図16の t_2 時点乃至 t_3 時点が図13の t_2 時点乃至 t_3 時点に相当する）に比較して、緩やかに解放されつつその解放過程において第1サンギヤS1の回転速度すなわち第1電動機回転速度NM1がエンジン回転速度NEに回転同期

されるようにすなわち維持されるように所謂フィードバック制御が実行される。つまり、切換クラッチ C 0 の解放過程において、第 1 電動機回転速度 N M 1 をエンジン回転速度 N E に維持するために第 1 電動機 M 1 によりトルクを発生させるトルク制御が実行される。そして、図 1 6 の t_3 時点以降で切換型変速部 1 1 が差動制御される。

【 0 1 4 2 】

結果として、切換クラッチ C 0 の解放或いは切換ブレーキ B 0 の解放に伴って漸減される反力トルクが第 1 電動機 M 1 による反力トルクが漸増されることで切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の係合による反力トルクが第 1 電動機 M 1 による反力トルクに受け渡されることとなり切換ショックが抑制される。また、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 が解放制御中すなわち半係合状態でそれら自体に発生する回転速度差が抑制されて引きずりによる仕事量が抑制され耐久性が向上される（図 1 4 の t_2 時点乃至 t_3 時点、図 1 5 の t_2 時点乃至 t_3 時点、図 1 6 の t_2 時点乃至 t_3 時点）。

10

【 0 1 4 3 】

上記図 1 4、図 1 5、および図 1 6 の実施例では、車速 V やエンジントルク T e に応じて第 1 電動機 M 1 によるトルクの立上げ特性や切換クラッチ C 0 の油圧或いは切換ブレーキ B 0 の油圧のドレーン特性を変更してもよい。良く知られたクラッチツークラッチでの所謂オーバラップ制御である。

【 0 1 4 4 】

上述のように、本実施例によれば、切換制御手段 5 0 による変速機構 1 0 の前記有段変速状態から無段変速状態への切換制御に際して、すなわち切換型変速部 1 1（動力分配機構 1 6）のロック状態から非ロック状態への切換制御に際して、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 が解放される過程で、電動機制御手段 8 2 は、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の解放の進行に伴って第 1 電動機 M 1 の反力トルクを増加させるものである。切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 による反力トルクから第 1 電動機 M 1 による反力トルクへ適切にトルクが受け渡されてその切換制御に伴う切換ショックが抑制され、また切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の反力トルクが減少しても第 1 電動機 M 1 による反力トルクによって第 2 要素 R E 2（第 1 サンギヤ S 1）の回転速度が適切に制御されて切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の耐久性が向上する。

20

【 0 1 4 5 】

また、本実施例によれば、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 が解放される過程で、電動機制御手段 8 2 により第 1 要素 R E 1、第 2 要素 R E 2、および第 3 要素 R E 3 の相互の回転速度差が抑制されるように、或いは第 2 要素 R E 2 とケース 1 2 との回転速度差が抑制されるように、第 1 電動機 M 1 の回転速度がフィードバック制御されるので、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 による反力トルクから第 1 電動機 M 1 による反力トルクへのトルクの受け渡しが速やかに実行される。

30

【 0 1 4 6 】

また、本実施例において、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の解放制御時の切換ショックを抑制する制御を、第 1 電動機 M 1 に反力トルクが発生させられた後に切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 が解放制御されることで実行した前述の実施例に替えて、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の解放の進行に伴って第 1 電動機 M 1 に反力トルクを発生させることで実行したことが相違するだけであるので、この相違する点に関する効果以外は前述の実施例と同様の効果が得られる。

40

【 実施例 4 】

【 0 1 4 7 】

前述したように、本実施例の変速機構 1 0 は、無段変速状態と有段変速状態とに切り換え可能であって、例えば無段変速状態の場合は、第 1 サンギヤ S 1 および第 1 リングギヤ R 1 の回転速度は、第 1 サンギヤ S 1 と連結する第 1 電動機 M 1 および第 1 リングギヤ R 1 と連結する第 2 電動機 M 2 によって、エンジン回転速度 N E に拘束されないような自由回転状態とされており、エンジン回転速度 N E に対して固定された変速比を形成するよう

50

に回転速度制御されていない。一方、例えば切換クラッチ C 0 の係合による有段変速状態の場合は、第 1 遊星歯車装置 2 4 が一体回転となって第 1 サンギヤ S 1 および第 1 リングギヤ R 1 の回転速度とエンジン回転速度 N E すなわち第 1 キャリヤ C A 1 の回転速度とが同期している。従って、切換クラッチ C 0 の係合によって変速機構 1 0 が有段変速状態に切り換えられるときに、第 1 キャリヤ C A 1 と第 1 サンギヤ S 1 との回転速度が同期していない場合には、その第 1 キャリヤ C A 1 と第 1 サンギヤ S 1 との回転速度差を回転同期させるために係合ショックが発生する可能性があった。すなわち、変速機構 1 0 の無段変速状態から有段変速状態への切換時に切換ショックが発生する可能性があった。

【 0 1 4 8 】

そこで、電動機制御手段 8 2 は、上記切換ショックを抑制するために前述した機能に替えて或いは加えて、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の係合に際してすなわち切換制御手段 5 0 による変速機構 1 0 の無段変速状態から有段変速状態への切換制御に際して、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の係合による変速機構 1 0 の有段変速状態と略同等の状態すなわち前記第 1 要素 R E 1、第 2 要素 R E 2、および第 3 要素 R E 3 の回転速度とするために、前記第 1 要素 R E 1、第 2 要素 R E 2、および第 3 要素 R E 3 の相互の回転速度差を抑制するように、或いは前記第 2 要素 R E 2 とケース 1 2 との回転速度差を抑制するように、第 1 電動機 M 1 の回転速度を回転制御する。言い換えれば、電動機制御手段 8 2 は、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の係合に際して、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の係合による反力トルクを第 1 電動機 M 1 および第 2 電動機 M 2 のうちで少なくとも第 1 電動機 M 1 によって発生させるように、第 1 電動機 M 1 を制御する。これにより、変速機構 1 0 の無段変速状態から有段変速状態への切換時の切換ショックが抑制される。また、前記切換制御手段 5 0 は、変速機構 1 0 の無段変速状態から有段変速状態への切換制御に際して、上記電動機制御手段 8 2 により第 1 電動機 M 1 の回転速度が回転制御されて、前記第 1 要素 R E 1、第 2 要素 R E 2、および第 3 要素 R E 3 の相互の回転速度差が抑制された後に、或いは前記第 2 要素 R E 2 とケース 1 2 との回転速度差が抑制された後に、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 を係合制御する。

【 0 1 4 9 】

具体的には、上記電動機制御手段 8 2 は、切換クラッチ C 0 の係合に際して、第 1 電動機 M 1 に第 1 サンギヤ S 1 の回転速度すなわち第 1 電動機回転速度 N M I をエンジン回転速度 N E に向かって回転制御させるように、ハイブリッド制御手段 5 2 に対して指令を出力する。見方を替えれば、第 1 電動機回転速度 N M 1 とエンジン回転速度 N E との同期回転が維持されるためのトルクを第 1 電動機 M 1 によって発生させる。この第 1 電動機 M 1 によるトルク換言すれば切換クラッチ C 0 による反力トルクに相当するトルクは、ハイブリッド制御手段 5 2 により第 1 電動機 M 1 の発電量を制御することで発生させられる。

【 0 1 5 0 】

また、同様に切換ブレーキ B 0 の係合による有段変速状態の場合は、第 1 サンギヤ S 1 は回転停止すなわち第 1 サンギヤ S 1 の回転速度が零に維持されている状態である。従って、切換ブレーキ B 0 の係合によって変速機構 1 0 が有段変速状態に切り換えられるときに、第 1 サンギヤ S 1 の回転速度が略零に維持されてない場合には、第 1 サンギヤ S 1 とケース 1 2 の回転速度差すなわち第 1 サンギヤ S 1 の回転速度を零に制御させるために係合ショックが発生する可能性があった。すなわち、変速機構 1 0 の無段変速状態から切換ブレーキ B 0 の係合による有段変速状態への切換時に切換ショックが発生する可能性があった。

【 0 1 5 1 】

そこで、電動機制御手段 8 2 は、切換ブレーキ B 0 の係合に際して、第 1 電動機 M 1 に第 1 サンギヤ S 1 の回転速度すなわち第 1 電動機回転速度 N M I を零に向かって回転制御させるように、ハイブリッド制御手段 5 2 に対して指令を出力する。見方を替えれば、第 1 サンギヤ S 1 の回転停止が維持されるためのトルクを第 1 電動機 M 1 によって発生させる。この第 1 電動機 M 1 によるトルク換言すれば切換ブレーキ B 0 による反力トルクに相

当するトルクは、ハイブリッド制御手段 5 2 により第 1 電動機 M 1 の発電量を零に制御するかことで発生させられる。

【 0 1 5 2 】

同期制御完了判定手段 8 4 は、前述した機能に加え、変速機構 1 0 の無段変速状態から切換クラッチ C 0 の係合による有段変速状態への切換制御に際して、第 1 サンギヤ S 1 の回転速度がエンジン回転速度 N E と同期回転速度となったか否かを、例えば電動機制御手段 8 2 により第 1 電動機回転速度 N M 1 がエンジン回転速度 N E と同期回転とされたか否かで判定する。また、同期制御完了判定手段 8 4 は、変速機構 1 0 の無段変速状態から切換ブレーキ B 0 の係合による有段変速状態への切換制御に際して、第 1 サンギヤ S 1 の回転速度が零となったか否かを、例えば電動機制御手段 8 2 により第 1 電動機回転速度 N M 1 が略零に制御されたか否かで判定する。

10

【 0 1 5 3 】

前記切換制御手段 5 0 は、上記同期制御完了判定手段 8 4 により第 1 サンギヤ S 1 の回転速度がエンジン回転速度 N E と同期回転とされたと判定された場合には、或いは第 1 サンギヤ S 1 の回転速度が零とされた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 を係合制御する。このとき、第 1 電動機 M 1 により発生させられる反力トルクが維持される場合には、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 はその係合制御中に反力トルクを分担される必要はないので、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の油圧は漸増されるのではなくクイックアプライされてもよい。こうすることで、有段変速制御がその油圧が漸増される場合に比較して早く開始される。

20

【 0 1 5 4 】

電動機制御手段 8 2 は、切換制御手段 5 0 による変速機構 1 0 の無段変速状態から有段変速状態への切換制御に際して、切換クラッチ C 0 の係合ショック抑制のための第 1 サンギヤ S 1 の回転速度とエンジン回転速度 N E との同期回転制御、或いは切換ブレーキ B 0 の係合ショック抑制のための第 1 サンギヤ S 1 の回転速度を零とする制御を、切換制御手段 5 0 による切換クラッチ C 0 の係合終了或いは切換ブレーキ B 0 の係合終了まで実行するように、その回転同期を維持するためのトルク或いは零とする制御を維持するためのトルクを第 1 電動機 M 1 に発生させる。従って、切換クラッチ C 0 の係合或いは切換ブレーキ B 0 の係合完了時には、一時的に 2 重にトルクが掛かっていることになる。例えば、第 1 電動機 M 1 に発生させる反力トルクは、実際のエンジントルク T_e に対応するトルクとなるようにハイブリッド制御手段 5 2 により制御される。

30

【 0 1 5 5 】

エンジン出力制御要否判定手段 8 6 は、変速機構 1 0 が有段変速状態とされるまでにエンジン出力が高出力となり第 1 電動機 M 1 が発生すべき電氣的エネルギーすなわち第 1 電動機 M 1 が伝える電氣的エネルギーが第 1 電動機 M 1 の定格出力に基づいて定められた制限値を越えることがないようにエンジントルク T_e 或いはエンジン出力の上昇を一時的に低減するか、或いは一定以下に制限する必要があるか否かを判定する。

【 0 1 5 6 】

エンジン出力制御手段 8 8 は、エンジン出力制御要否判定手段 8 6 の判断が肯定されるとエンジントルク T_e 或いはエンジン出力の上昇を一時的に低減するか、或いは一定以下に制限する。例えば、エンジン出力制御手段 8 6 は、スロットル開度を絞るスロットル開度制御、エンジン 8 への燃料供給量抑制制御、点火時期制御例えば遅角制御などによるエンジントルクダウン制御を実行する。

40

【 0 1 5 7 】

図 1 7 は、電子制御装置 4 0 の制御作動の要部すなわち変速機構 1 0 の変速状態が無段変速状態から有段変速状態へ切換制御されるとき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 9 および図 2 0 は図 1 7 のフローチャートに示す制御作動の一例であって、図 1 9 は無段変速状態から切換クラッチ C 0 の係合による有段変速状態へ切換制御されるとき制御作動を説明するタイムチャートであり、図 2 0 は無段変速

50

状態から切換ブレーキ B 0 の係合による有段変速状態へ切換制御されるとき制御作動を説明するタイムチャートである。

【 0 1 5 8 】

先ず、前記車両状態判定手段 8 0 に対応するステップ（以下、ステップを省略する）S B 1 において、アクセルペダル操作量に基づいてアクセルペダルが踏み込まれたか否かが判定される。この S B 1 の判断が肯定される場合は同じく車両状態判定手段 8 0 に対応する S B 2 において、車両状態例えば実際の車速 V とアクセルペダル操作量に基づいて算出される要求出力トルク T_{out} とで表される車両状態が変速機構 1 0 の無段変速状態から有段変速状態への切換えが実行されるべき車両状態となったか否かが、例えば前記図 1 8 の関係図における車両状態の変化に基づいて判定される。上記 S B 1 或いは S B 2 の判断の何れかでも否定される場合は S B 8 において、現在の車両走行状態が維持される。この S B 1 および S B 2 を 1 つのステップとして変速機構 1 0 の無段変速状態から有段変速状態への切換えが実行されるべきか否かが、例えば無段変速状態において車両の所定条件である高車速判定、高出力走行判定、電気バス機能低下判定の少なくとも 1 つが成立となる場合等で判断されてもよい。

【 0 1 5 9 】

上記 S B 1 或いは S B 2 の判断がともに肯定される場合（図 1 9 の t_1 時点、図 2 0 の t_1 時点）は前記電動機制御手段 8 2 に対応する S B 3 において、例えば切換クラッチ C 0 の係合による有段変速状態とする場合は、第 1 電動機 M 1 により第 1 サンギヤ S 1 の回転速度すなわち第 1 電動機回転速度 N_{M1} がエンジン回転速度 N_E に同期制御される。すなわちエンジン回転速度 N_E との同期回転が維持されるためのトルクが第 1 電動機 M 1 により発生させられる。或いは、例えば切換ブレーキ B 0 の係合による有段変速状態の場合は、第 1 電動機 M 1 により第 1 サンギヤ S 1 の回転速度すなわち第 1 電動機回転速度 N_{M1} が零に向かって制御される。すなわち第 1 サンギヤ S 1 の回転停止が維持されるためのトルクが第 1 電動機 M 1 によって発生させられる。（図 1 9 の t_1 時点乃至 t_3 時点、図 2 0 の t_1 時点乃至 t_3 時点）。続く、前記同期制御完了判定手段 8 4 に対応する S B 4 において、例えば切換クラッチ C 0 の係合による有段変速状態とする場合は、第 1 サンギヤ S 1 の回転速度がエンジン回転速度 N_E と同期回転となったか否かが、第 1 電動機回転速度 N_{M1} がエンジン回転速度 N_E と同期回転とされたか否かで判定される。また、例えば切換ブレーキ B 0 の係合による有段変速状態の場合は、第 1 サンギヤ S 1 の回転速度が零となったか否かが、第 1 電動機回転速度 N_{M1} が零に制御されたか否かで判定される。

【 0 1 6 0 】

上記 S B 4 の判断が肯定されるまで上記 S B 3 は繰り返し実行されるがその繰り返し実行中となる S B 4 の判断が否定される場合は前記エンジン出力制御要否判定手段 8 6 に対応する S B 6 において、切換クラッチ C 0 の係合或いは切換ブレーキ B 0 の係合までにエンジントルク T_e 或いはエンジン出力の上昇を一時的に低減するか、或いは一定以下に制限する必要があるか否かが判定され、S B 6 の判断が肯定される場合は前記エンジン出力制御手段 8 8 に対応する S B 7 において、例えば、スロットル開度を絞るスロットル開度制御、エンジン 8 への燃料供給量抑制制御、点火時期制御例えば遅角制御などによるエンジントルクダウン制御が実行される（図 1 9 の t_3 時点乃至 t_4 時点、図 2 0 の t_3 時点乃至 t_4 時点）。そして S B 6 の判断が否定されるか或いは S B 7 が実行されると上記 S B 3 が実行される。

【 0 1 6 1 】

上記 S B 4 の判断が肯定される場合は前記切換制御手段 5 0 に対応する S B 5 において、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 が係合させられる（図 1 9 の t_3 時点、図 2 0 の t_3 時点）。ここでは、第 1 電動機 M 1 により発生させられる反力トルクが維持させられていて切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 はその係合制御中に反力トルクを分担される必要はないので、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の油圧は漸増されるのではなくクイックアプライされる。図 1 9 の t_3 時点乃至 t_4 時点、図 2 0 の t_3 時点乃至 t_4 時点はそのクイックアプライを示している。また、図 1 7 のフローチャートに図

10

20

30

40

50

示はしていないが、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の係合完了後は、第 1 電動機 M 1 は反力トルクを受け持つ必要はないので、第 1 電動機 M 1 にその反力トルクを発生させない。図 19 の t_4 時点以降、図 20 の t_4 時点以降は、有段制御が開始されて第 1 電動機 M 1 が反力トルクを発生させられていないことを示している。

【0162】

結果として、切換クラッチ C 0 は第 1 サンギヤ S 1 の回転速度とエンジン回転速度 N E とが同期回転中に係合されるので係合ショックが抑制される。或いは切換ブレーキ B 0 は第 1 サンギヤ S 1 の回転速度が零となる非回転状態で係合されるので係合ショックが抑制される。また、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 が係合制御中すなわち半係合状態でそれら自体に発生する回転速度差が抑制されて引きずりによる仕事量が抑制されて耐

10

【0163】

上述のように、本実施例によれば、前述の実施例の効果に加え、エンジン 8 に連結された第 1 要素 R E 1 (第 1 キャリヤ C A 1) と、第 1 電動機 M 1 に連結された第 2 要素 R E 2 (第 1 サンギヤ S 1) と、第 2 電動機 M 2 および伝達部材 18 に連結された第 3 要素 R E 3 (第 1 リングギヤ R 1) とを有するとともにその第 1 要素 R E 1 と第 2 要素 R E 2 とを相互に連結する切換クラッチ C 0 およびその第 2 要素 R E 2 をケース 12 に連結する切換ブレーキ B 0 を有する動力分配機構 16 を備え、電気的な無段変速機として作動可能な無段変速状態と有段の変速機として作動可能な有段変速状態とに切り換え可能な変速機構 10 における切換制御手段 50 (S B 5) による切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の係合に際して、電動機制御手段 82 (S B 3、S B 4) により第 2 要素 R E 2 と第 1 要素 R E 1 との回転速度差或いは第 2 要素 R E 2 とケース 12 との回転速度差を抑制するように第 1 電動機 M 1 の回転速度が制御されるので、切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の係合による上記回転速度差の回転同期に伴う係合ショックすなわち切換ショックが抑制され、また切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 自体の回転速度差が抑制される状態となりその半係合状態での仕事量が抑制されて切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の耐久性が向上する。また、3つの要素と切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 により動力分配機構 16 が簡単に構成されるとともに、切換制御手段 50 により切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 が制御されることにより変速機構 10 が無段変速状態と有段変速状態とに簡単に切り換えられる。

20

30

【0164】

また、本実施例によれば、切換制御手段 50 は、変速機構 10 の前記無段変速状態から有段変速状態への切換制御に際して、電動機制御手段 82 により第 1 電動機 M 1 の回転速度が制御されて第 1 要素 R E 1、第 2 要素 R E 2、および第 3 要素 R E 3 の相互の回転速度差或いは第 2 要素 R E 2 とケース 12 との回転速度差が抑制された後に、前記切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 を係合制御するものである。各回転要素の回転速度が有段変速状態とされる時の回転速度に向かって制御されて切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の係合による回転速度差の回転同期に伴う切換ショックが抑制され、また切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の半係合状態でのそれ自体の回転速度差が抑制されることでその仕事量が抑制されて切換クラッチ C 0 或いは切換ブレーキ B 0 の耐久性

40

【0165】

また、本実施例によれば、エンジン 8 のエンジントルク T_e 或いはエンジン出力を制御するエンジン出力制御手段 88 (S B 7) を備え、そのエンジン出力制御手段 88 は、切換制御手段 50 による切換クラッチ C 0 の係合制御が終了するまで、第 1 電動機 M 1 の定格出力に基づいて定められた制限値を越えないようにエンジントルク T_e 或いはエンジン出力を制限するものである。例えば高出力走行に伴う変速機構 10 の無段変速状態から有段変速状態への切換に際して、高出力走行時のようにエンジン 8 の高出力域に見合う容量或いは出力を第 1 電動機 M 1 が備えていない場合であっても有段変速状態とされるまで適切に無段変速状態が維持される。

50

【実施例 5】

【0166】

図 21 は、電子制御装置 40 の制御作動の要部すなわち切換型変速部 11（すなわち動力分配機構 16）の変速状態が差動状態（非ロック状態）からロック状態へ切換制御されるとき制御作動を説明するフローチャートであり、例えば数 msec 乃至数十 msec 程度の極めて短いサイクルタイムで繰り返し実行されるものである。また、図 22 は図 21 のフローチャートに示す制御作動の一例であって、非ロック状態から切換クラッチ C0 の係合によるロック状態へ切換制御されるとき制御作動を説明するタイムチャートである。

【0167】

上記図 21 のフローチャートでは、切換クラッチ C0 或いは切換ブレーキ B0 の係合に際して実行される切換ショックの抑制制御作動を、切換型変速部 11 の変速状態が非ロック状態からロック状態へ切換制御されるとき制御作動で説明する点において、前記図 17 のフローチャートの実施例と相違する。つまり、切換クラッチ C0 或いは切換ブレーキ B0 の係合制御に伴う変速機構 10 の無段変速状態から有段変速状態への切換制御を、見方を変えて、切換型変速部 11 の非ロック状態からロック状態への切換制御として捉えたものである。

【0168】

先ず、前記車両状態判定手段 80 に対応する S B 1' において、アクセルペダル操作量に基づいてアクセルペダルが踏み込まれたか否かが判定される。この S B 1' の判断が肯定される場合は同じく車両状態判定手段 80 に対応する S B 2' において、車両状態例えば実際の車速 V とアクセルペダル操作量に基づいて算出される要求出力トルク T_{out} とで表される車両状態が切換型変速部 11 の非ロック状態からロック状態への切換えが実行されるべき車両状態となったか否かが、例えば前記図 18 の関係図における車両状態の変化に基づいて判定される。上記 S B 1' 或いは S B 2' の判断の何れかでも否定される場合は S B 8' において、現在の車両走行状態が維持される。この S B 1' および S B 2' を 1 つのステップとして切換型変速部 11 の非ロック状態からロック状態への切換えが実行されるべきか否かが、例えば非ロック状態において車両の所定条件である高車速判定、高出力走行判定、電気バス機能低下判定の少なくとも 1 つが成立となる場合等で判断されてもよい。

【0169】

上記 S B 1' 或いは S B 2' の判断がともに肯定される場合（図 22 の t_1 時点）は前記電動機制御手段 82 に対応する S B 3' において、例えば切換クラッチ C0 の係合によるロック状態とする場合は、第 1 電動機 M1 により第 1 サンギヤ S1 の回転速度すなわち第 1 電動機回転速度 N M I がエンジン回転速度 N E に同期制御される。すなわちエンジン回転速度 N E との同期回転が維持されるためのトルクが第 1 電動機 M1 により発生させられる。或いは、例えば切換ブレーキ B0 の係合によるロック状態の場合は、第 1 電動機 M1 により第 1 サンギヤ S1 の回転速度すなわち第 1 電動機回転速度 N M I が零に向かって制御される。すなわち第 1 サンギヤ S1 の回転停止が維持されるためのトルクが第 1 電動機 M1 によって発生させられる。（図 22 の t_1 時点乃至 t_3 時点）。続く、前記同期制御完了判定手段 84 に対応する S B 4' において、例えば切換クラッチ C0 の係合によるロック状態とする場合は、第 1 サンギヤ S1 の回転速度がエンジン回転速度 N E と同期回転となったか否かが、第 1 電動機回転速度 N M I がエンジン回転速度 N E と同期回転とされたか否かで判定される。また、例えば切換ブレーキ B0 の係合によるロック状態の場合は、第 1 サンギヤ S1 の回転速度が零となったか否かが、第 1 電動機回転速度 N M I が零に制御されたか否かで判定される。

【0170】

上記 S B 4' の判断が肯定されるまで上記 S B 3' は繰り返し実行されるがその繰り返し実行中となる S B 4' の判断が否定される場合は前記エンジン出力制御要否判定手段 86 に対応する S B 6' において、切換クラッチ C0 の係合或いは切換ブレーキ B0 の係合

10

20

30

40

50

までにエンジントルク T_e 或いはエンジン出力の上昇を一時的に低減するか、或いは一定以下に制限する必要があるか否かが判定され、 $S B 6'$ の判断が肯定される場合は前記エンジン出力制御手段 88 に対応する $S B 7'$ において、例えば、スロットル開度を絞るスロットル開度制御、エンジン 8 への燃料供給量抑制制御、点火時期制御例えば遅角制御などによるエンジントルクダウン制御が実行される（図 22 の t_3 時点乃至 t_4 時点）。そして $S B 6'$ の判断が否定されるか或いは $S B 7'$ が実行されると上記 $S B 3'$ が実行される。

【0171】

上記 $S B 4'$ 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 $S B 5'$ において、切換クラッチ $C 0$ 或いは切換ブレーキ $B 0$ が係合させられる（図 22 の t_3 時点）。ここでは、第 1 電動機 $M 1$ により発生させられる反力トルクが維持させられていて切換クラッチ $C 0$ 或いは切換ブレーキ $B 0$ はその係合制御中に反力トルクを分担される必要はないので、切換クラッチ $C 0$ 或いは切換ブレーキ $B 0$ の油圧は漸増されるのではなくクイックアプライされる。図 22 の t_3 時点乃至 t_4 時点はそのクイックアプライを示している。また、図 21 のフローチャートに図示はしていないが、切換クラッチ $C 0$ 或いは切換ブレーキ $B 0$ の係合完了後は、第 1 電動機 $M 1$ は反力トルクを受け持つ必要はないので、第 1 電動機 $M 1$ にその反力トルクを発生させない。図 22 の t_4 時点以降は、切換型変速部がロック状態とされて第 1 電動機 $M 1$ が反力トルクを発生させられていないことを示している。

【0172】

結果として、切換クラッチ $C 0$ は第 1 サンギヤ $S 1$ の回転速度とエンジン回転速度 $N E$ とが同期回転中に係合されるので係合ショックが抑制される。或いは切換ブレーキ $B 0$ は第 1 サンギヤ $S 1$ の回転速度が零となる非回転状態で係合されるので係合ショックが抑制される。また、切換クラッチ $C 0$ 或いは切換ブレーキ $B 0$ が係合制御中すなわち半係合状態でそれら自体に発生する回転速度差が抑制されて引きずりによる仕事量が抑制されて耐久性が向上される（図 22 の t_3 時点乃至 t_4 時点）。

【0173】

上述のように、本実施例において、切換クラッチ $C 0$ 或いは切換ブレーキ $B 0$ の係合制御に伴う変速機構 10 の変速状態の切換制御を、変速機構 10 の無段変速状態から有段変速状態への切換制御として捉えることに替えて、切換型変速部 11 の非ロック状態からロック状態への切換制御として捉えたことが相違するだけであるので、前述の実施例と同様の効果が得られる。

【実施例 6】

【0174】

前述の実施例では、切換クラッチ $C 0$ 或いは切換ブレーキ $B 0$ の係合制御時の切換ショックを抑制するために、前記電動機制御手段 82 により第 1 電動機 $M 1$ の回転速度が回転制御されて、前記第 1 要素 $R E 1$ 、第 2 要素 $R E 2$ 、および第 3 要素 $R E 3$ の相互の回転速度差が抑制された後に、或いは前記第 2 要素 $R E 2$ とケース 12 との回転速度差が抑制された後に、前記切換制御手段 50 により切換クラッチ $C 0$ 或いは切換ブレーキ $B 0$ が係合制御された。本実施例では、その前述の実施例に替えて、切換クラッチ $C 0$ 或いは切換ブレーキ $B 0$ の係合制御時の切換ショックを抑制するために、切換制御手段 50 による変速機構 10 の無段変速状態から有段変速状態への切換制御に際して、すなわち切換型変速部 11（動力分配機構 16）の非ロック状態からロック状態へ切換制御に際して、前記電動機制御手段 82 により第 1 電動機 $M 1$ の回転速度が回転制御されて、前記第 1 要素 $R E 1$ 、第 2 要素 $R E 2$ 、および第 3 要素 $R E 3$ の相互の回転速度差が減少される過程で、或いは前記第 2 要素 $R E 2$ とケース 12 との回転速度差が減少される過程で、切換制御手段 50 は、切換クラッチ $C 0$ 或いは切換ブレーキ $B 0$ を係合制御する。また、切換制御手段 50 による切換クラッチ $C 0$ 或いは切換ブレーキ $B 0$ の係合制御の進行に伴って、前記電動機制御手段 82 により第 1 電動機 $M 1$ の反力トルクを減少させる。

【0175】

具体的には、切換クラッチ C 0 の係合に際して、前記電動機制御手段 8 2 は切換クラッチ C 0 の係合ショック抑制のための第 1 サンギヤ S 1 の回転速度とエンジン回転速度 N E との同期回転制御を実行し、切換制御手段 5 0 は切換クラッチ C 0 を緩やかに係合する。つまり、切換制御手段 5 0 による切換クラッチ C 0 の係合制御と、電動機制御手段 8 2 による第 1 電動機 M 1 の回転同期制御言い換えればその回転同期制御に伴うトルク制御すなわち第 1 電動機回転速度 N M 1 をエンジン回転速度 N E に維持するための第 1 電動機 M 1 のトルク制御とが、重なって実行される所謂オーバーラップ制御が実行される。

【 0 1 7 6 】

結果として、電動機制御手段 8 2 が切換クラッチ C 0 の係合の進行に伴って漸増される反力トルク分を第 1 電動機 M 1 により発生させる反力トルクを漸減することで第 1 電動機 M 1 による反力トルクが切換クラッチ C 0 の係合による反力トルクに受け渡される。例えば、切換クラッチ C 0 を緩やかに係合しつつその係合過程において第 1 サンギヤ S 1 の回転速度すなわち第 1 電動機回転速度 N M 1 をエンジン回転速度 N E に維持する所謂フィードバック制御を実行する。

10

【 0 1 7 7 】

或いは、切換ブレーキ B 0 の係合に際して、前記電動機制御手段 8 2 は切換ブレーキ B 0 の係合ショック抑制のための第 1 サンギヤ S 1 の回転速度を零とする制御を実行し、切換制御手段 5 0 は、切換ブレーキ B 0 を緩やかに係合する。つまり、切換制御手段 5 0 による切換ブレーキ B 0 の係合制御と、電動機制御手段 8 2 による第 1 電動機回転速度 N M 1 を零に維持するための第 1 電動機 M 1 のトルク制御とが、重なって実行される所謂オーバーラップ制御が実行される。

20

【 0 1 7 8 】

結果として、電動機制御手段 8 2 が切換ブレーキ B 0 の係合の進行に伴って漸増される反力トルク分を第 1 電動機 M 1 により発生させる反力トルクを漸減することで第 1 電動機 M 1 による反力トルクが切換ブレーキ B 0 の係合による反力トルクに受け渡される。例えば、切換ブレーキ B 0 を緩やかに係合しつつその係合過程において第 1 電動機回転速度 N M 1 を零に維持する所謂フィードバック制御を実行する。

【 0 1 7 9 】

図 2 3 は無段変速状態から切換クラッチ C 0 の係合による有段変速状態へ切換制御されるとき制御作動を説明するタイムチャートであり、前記図 1 9 とは別の実施例である。図 2 4 は無段変速状態から切換ブレーキ B 0 の係合による有段変速状態へ切換制御されるとき制御作動を説明するタイムチャートであり、前記図 2 0 とは別の実施例である。図 2 5 は非ロック状態から切換クラッチ C 0 の係合によるロック状態へ切換制御されるとき制御作動を説明するタイムチャートであり、前記図 2 2 とは別の実施例である。

30

【 0 1 8 0 】

前記図 1 9、図 2 0、および図 2 2 の実施例が第 1 電動機 M 1 による反力を維持した状態で切換クラッチ C 0 の油圧或いは切換ブレーキ B 0 の油圧がクイックアプライされたのに対して、上記図 2 3、図 2 4、および図 2 5 の実施例は切換クラッチ C 0 の係合制御或いは切換ブレーキ B 0 の係合制御と、第 1 電動機 M 1 の回転同期制御すなわちその回転同期制御に伴うトルク制御とが重なって実行される所謂オーバーラップ制御が実行されることが主に相違する。従って、図 2 3、図 2 4 の実施例は図 1 7 の S B 3 および S B 4 の一連の作動と S B 5 とが重なって作動させられる点において図 1 9、図 2 0 の実施例と相違する。また、図 2 5 の実施例は図 2 1 の S B 3 ' および S B 4 ' の一連の作動と S B 5 ' とが重なって作動させられる点において図 2 2 の実施例と相違する。

40

【 0 1 8 1 】

具体的には、図 2 3 の t_3 時点乃至 t_4 時点において、切換クラッチ C 0 が図 1 9 の実施例のクイックアプライ（図 1 9 の t_3 時点乃至 t_4 時点）に比較して、緩やかに係合されつつその係合過程において第 1 サンギヤ S 1 の回転速度すなわち第 1 電動機回転速度 N M 1 がエンジン回転速度 N E に回転同期されるすなわち維持されるように所謂フィードバック制御が実行される。つまり、切換クラッチ C 0 の係合過程において、第 1 電動機回転

50

速度 $N M 1$ をエンジン回転速度 $N E$ に維持するように第 1 電動機 $M 1$ により発生させられるトルクを漸減するトルク制御が実行される。そして、図 23 の t_4 時点以降で変速機構 10 が有段変速制御される。

【0182】

同様に、図 24 の t_3 時点乃至 t_4 時点において、切換ブレーキ $B 0$ が図 20 の実施例のクイックアプライ（図 20 の t_3 時点乃至 t_4 時点）に比較して緩やかに係合されつつその係合過程において第 1 サングヤ $S 1$ の回転速度すなわち第 1 電動機回転速度 $N M 1$ が零である非回転状態に維持されるように所謂フィードバック制御が実行される。つまり、切換ブレーキ $B 0$ の係合過程において、第 1 電動機回転速度 $N M 1$ を非回転状態に維持するように第 1 電動機 $M 1$ により発生させられるトルクを漸減するトルク制御が実行される。そして、図 24 の t_4 時点以降で変速機構 10 が有段変速制御される。

10

【0183】

また、同様に、図 25 の t_3 時点乃至 t_4 時点において、切換クラッチ $C 0$ が図 22 の実施例のクイックアプライ（図 22 の t_3 時点乃至 t_4 時点）に比較して、緩やかに係合されつつその係合過程において第 1 サングヤ $S 1$ の回転速度すなわち第 1 電動機回転速度 $N M 1$ がエンジン回転速度 $N E$ に回転同期されるすなわち維持されるように所謂フィードバック制御が実行される。つまり、切換クラッチ $C 0$ の係合過程において、第 1 電動機回転速度 $N M 1$ をエンジン回転速度 $N E$ に維持するように第 1 電動機 $M 1$ により発生させられるトルクを漸減するトルク制御が実行される。そして、図 25 の t_4 時点以降で切換型変速部 11 がロック状態に制御される。

20

【0184】

結果として、切換クラッチ $C 0$ は第 1 サングヤ $S 1$ の回転速度とエンジン回転速度 $N E$ とが同期回転されながら係合されるので係合ショックが抑制される。或いは切換ブレーキ $B 0$ は第 1 サングヤ $S 1$ の回転速度が零となる非回転状態とされながら係合されるので係合ショックが抑制される。また、切換クラッチ $C 0$ 或いは切換ブレーキ $B 0$ が係合制御中すなわち半係合状態でそれら自体に発生する回転速度差が抑制されて引きずりによる仕事量が抑制されて耐久性が向上される（図 23 の t_3 時点乃至 t_4 時点、図 24 の t_3 時点乃至 t_4 時点、図 25 の t_3 時点乃至 t_4 時点）。

【0185】

上記図 23、図 24、および図 25 の実施例では、車速 V やエンジントルク T_e に応じて第 1 電動機 $M 1$ によるトルクの漸減特性や切換クラッチ $C 0$ の油圧或いは切換ブレーキ $B 0$ の油圧のアプライ特性を変更してもよい。良く知られたクラッチツークラッチでの所謂オーバーラップ制御である。また、図 23 の t_2 時点乃至 t_3 時点、図 24 の t_2 時点乃至 t_3 時点、或いは図 25 の t_2 時点乃至 t_3 時点に示すように切換クラッチ $C 0$ の油圧或いは切換ブレーキ $B 0$ の油圧が低圧待機されてもよい。こうすることで、上記オーバーラップ制御がより早く実行される。

30

【0186】

上述のように、本実施例によれば、変速機構 10 の前記無段変速状態から有段変速状態への切換制御に際して、すなわち切換型変速部 11（動力分配機構 16）の非ロック状態からロック状態への切換制御に際して、電動機制御手段 82 により第 1 電動機 $M 1$ の回転速度が制御されて第 1 要素 $R E 1$ 、第 2 要素 $R E 2$ 、および第 3 要素 $R E 3$ の相互の回転速度差が減少される過程で、或いは第 2 要素 $R E 2$ とケース 12 との回転速度差が減少される過程で、切換制御手段 50 は切換クラッチ $C 0$ 或いは切換ブレーキ $B 0$ を係合制御するので、各回転要素の回転速度が有段変速状態とされるときに回転速度に向かって制御されて切換クラッチ $C 0$ 或いは切換ブレーキ $B 0$ の係合による回転速度差の回転同期に伴う切換ショックが抑制され、また切換クラッチ $C 0$ 或いは切換ブレーキ $B 0$ の半係合状態でのそれ自体の回転速度差が抑制されることでその仕事量が抑制されて切換クラッチ $C 0$ 或いは切換ブレーキ $B 0$ の耐久性が向上する。

40

【0187】

また、本実施例において、切換クラッチ $C 0$ 或いは切換ブレーキ $B 0$ の係合制御時の切

50

換ショックを抑制する制御を、前記第1要素RE1、第2要素RE2、および第3要素RE3の相互の回転速度差が抑制された後に、或いは前記第2要素RE2とケース12との回転速度差が抑制された後に、切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0が係合制御されることで実行した前述の実施例に替えて、前記第1要素RE1、第2要素RE2、および第3要素RE3の相互の回転速度差が減少される過程で、或いは前記第2要素RE2とケース12との回転速度差が減少される過程で、切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0が係合制御されることで実行したことが相違するだけであるので、この相違する点に関する効果以外は前述の実施例と同様の効果が得られる。

【実施例7】

【0188】

10

図26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27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28はその変速機構70の変速作動を説明する共線図である。

【0189】

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を備えている切換型変速部11と、その切換型変速部11と出力軸22との間で伝達部材18を介して直列に連結されている前進3段の自動変速部72とを備えている。動力分配機構16は、例えば「0.418」程度の所定のギヤ比1を有するシングルピニオン型の第1遊星歯車装置24と切換クラッチC0および切換ブレーキB0とを有している。自動変速部72は、例えば「0.532」程度の所定のギヤ比2を有するシ
20
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C
A2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。

20

【0190】

30

以上のように構成された変速機構70では、例えば、図27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NIN／出力軸回転速度NOUT）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、切換型変速部11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切換型変速部11と自動変速部72とで有段変速機として作動可能な有段変速状態が構成され、切換クラッチC0および
40
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切換型変速部11と自動変速部72とで電氣的な無段変速機として作動可能な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。

【0191】

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27に示すように、切

50

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 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 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 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 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 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 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 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 C 2 および第 2 ブレーキ B 2 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 C 0 のみが係合される。

10

【0192】

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 27 に示される係合表の切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 が共に解放される。これにより、切換型変速部 11 が無段変速機として機能し、それに直列の自動変速部 72 が有段変速機として機能することにより、自動変速部 72 の第 1 速、第 2 速、第 3 速の各ギヤ段に対しその自動変速部 72 に入力される回転速度すなわち伝達部材 18 の回転速度が無段的に変化させられて各ギヤ段は無段的な変速比幅が得られる。したがって、その各ギヤ段の間が無段的に連続変化可能な変速比となって変速機構 70 全体としてのトータル変速比 T が無段階に得られるようになる。

20

【0193】

図 28 は、無段変速部或いは第 1 変速部として機能する切換型変速部 11 と有段変速部或いは第 2 変速部として機能する自動変速部 72 から構成される変速機構 70 において、ギヤ段毎に連結状態が異なる各回転要素の回転速度の相対関係を直線上で表すことができる共線図を示している。切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 が解放される場合、および切換クラッチ C 0 または切換ブレーキ B 0 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。

【0194】

自動変速部 72 では、図 28 に示すように、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、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 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 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 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 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 C 0 が係合させられている結果、エンジン回転速度 NE と同じ回転速度で第 7 回転要素 RE7 に切換型変速部 11 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、切換型変速部 11 からの動力がエンジン回転速度 NE よりも高い回転速度で入力されることから、第 1 クラッチ 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 L4 と出力軸 22 と連結された第 6 回転要素 RE6 の回転速度を示す縦線 Y6 との交点で第 4 速の出力軸 22 の回転速度が示される。

30

40

【0195】

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切換型変速部 11 と、有段変速部或いは第 2 変速部として機能する自動変速部 72 とから構成されるので、前述の実施例と同様の効果が得られる。

50

【実施例 8】

【0196】

図 29 は切換型変速部 90 に備えられている動力分配機構 92 を説明する骨子図であって、前述の実施例における切換型変速部 11 に備えられている動力分配機構 16 の別の実施例である。

【0197】

その動力分配機構 92 は、良く知られたかさ歯車式の差動歯車装置 94 と、切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 とを主体的に備えている。この差動歯車装置 94 は、第 1 かさ歯車 B E 1、その第 1 かさ歯車 B E 1 を自転および公転可能に支持するギヤケース 92、第 2 かさ歯車 B E 2、第 1 かさ歯車 B E 1 を介して第 2 かさ歯車 B E 2 と噛み合う第 3 かさ歯車 B E 3 を備えており、ギヤケース 92 は第 1 要素 R E 1 に、第 2 かさ歯車 B E 2 は第 2 要素 R E 2 に、第 3 かさ歯車 B E 3 は第 3 要素 R E 3 にそれぞれ対応している。

【0198】

この動力分配機構 92 においては、ギヤケース 92 は入力軸 14 に相当する好適にはギヤ比 1.0 を有するカウンタギヤ対 96 すなわちそのカウンタギヤ対 96 を介してエンジン 8 に作動的に連結され、第 2 かさ歯車 B E 2 は第 1 電動機 M1 に連結され、第 3 かさ歯車 B E 3 は伝達部材 18 に連結されている。また、切換ブレーキ B0 は第 2 かさ歯車 B E 2 とトランスミッションケース 12 との間に設けられ、切換クラッチ C0 は第 2 かさ歯車 B E 2 とギヤケース 92 との間に設けられている。それら切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 が解放されると、ギヤケース 92、第 2 かさ歯車 B E 2、第 3 かさ歯車 B E 3 がそれぞれ相互に相対回転可能な状態とされることから、前述の実施例と同様にエンジン 8 の出力が第 1 電動機 M1 と伝達部材 18 とに分配されるとともに、分配されたエンジン 8 の出力の一部で第 1 電動機 M1 から発生させられた電気エネルギーで蓄電されたり第 2 電動機 M2 が回転駆動されるので、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、切換型変速部 90 がその変速比 0（カウンタギヤ対 96 の回転速度 / 伝達部材 18 の回転速度）が最小値 0min から最大値 0max まで連続的に変化させられる電氣的な無段変速機として機能する無段変速状態とされる。

【0199】

この状態で、エンジン 8 の出力で車両走行中に上記切換クラッチ C0 が係合させられて第 2 かさ歯車 B E 2 とギヤケース 92 とが一体的に係合させられると、差動歯車装置 94 の 3 要素であるギヤケース 92、第 2 かさ歯車 B E 2、第 3 かさ歯車 B E 3 が一体回転することから、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、切換型変速部 90 は変速比 0 が「1」に固定された変速機として機能する定変速状態とされる。次いで、上記切換クラッチ C0 に替えて切換ブレーキ B0 が係合させられて第 2 かさ歯車 B E 2 が非回転状態とされると、第 3 かさ歯車 B E 3 はギヤケース 92 よりも増速回転つまりエンジン回転速度 N E よりも増速回転されるので、切換型変速部 90 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定変速状態とされる。このように、本実施例では、上記切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 は、切換型変速部 90 を、変速比が連続的な変化可能な無段変速機として作動可能な無段変速状態と、無段変速機として作動させず無段変速作動を非作動として変速比変化を一定にロックするロック状態すなわち 1 または 2 種類以上の変速比の単段または複数段の変速機として作動可能な定変速状態、換言すれば変速比が一定の 1 段または複数段の変速機として作動可能な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。

【0200】

本実施例の切換型変速部 90 においても、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 92 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 とから構成されるので、この切

換型変速部 90 を前述の実施例での切換型変速部 11 に替えて用いても、前述の実施例と同様の効果が得られる。

【実施例 9】

【0201】

図 30 は、手動操作により動力分配機構 16 の差動状態とロック状態すなわち変速機構 10 の無段変速状態と有段変速状態との切換えを選択するための変速状態手動選択装置としてのシーソー型スイッチ 44（以下、スイッチ 44 と表す）の一例でありユーザにより手動操作可能に車両に備えられている。このスイッチ 44 は、ユーザが所望する変速状態での車両走行を選択可能とするものであり、無段変速走行に対応するスイッチ 44 の無段と表示された無段変速走行指令釦或いは有段変速走行に対応する有段と表示された有段変速走行指令釦がユーザにより押されることで、それぞれ無段変速走行すなわち変速機構 10 を電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。

10

【0202】

前述の実施例では、例えば図 6 または図 18 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 N_E の変化を所望すれば変速機構 10 が有段変速状態とされるように手動操作により選択する。

20

【0203】

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。

【0204】

本実施例のスイッチ 44 が手動操作されたことにより変速機構 10 の変速状態の手動切換が実行される場合であっても本発明は適用され得る。

30

【0205】

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。

【0206】

例えば、前述の実施例の電動機制御手段 82 は、第 1 サンギヤ S1 の回転速度とエンジン回転速度 N_E とを同期させるものであったが、完全に同期させる以外に同期回転速度に向かって制御するものであってもよい。また、電動機制御手段 82 は第 1 サンギヤ S1 の回転速度を非回転状態とするものであったが、完全に非回転状態とする以外に非回転状態に向かって制御するものであってもよい。この様にしても、切換ショックは抑制される。また、係合装置の耐久性が向上させられる。

40

【0207】

また、前述の実施例の変速機構 10、70 は、切換型変速部 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（非ロック状態）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、この無段変速状態と有段変速状態との切換えは切換型変速部 11 が差動状態と非差動状態とに切り換えられることによって行われていたが、例えば切換型変速部 11 が差動状態のままであっても切換型変速部 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、切換型変速

50

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、切換型変速部 11 は必ずしも無段変速状態と有段変速状態とに切換可能に構成される必要はなく、変速機構 10、70 (切換型変速部 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。

【0208】

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 A 1 がエンジン 8 に連結され、第 1 サンギヤ S 1 が第 1 電動機 M 1 に連結され、第 1 リングギヤ R 1 が伝達部材 18 に連結されたいが、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 M 1、伝達部材 18 は、第 1 遊星歯車装置 24 の 3 要素 C A 1、S 1、R 1 のうちのいずれと連結されていても差し支えない。

10

【0209】

また、前述の実施例の動力分配機構 92 では、ギヤケース 92 がエンジン 8 に連結され、第 2 かさ歯車 B E 2 が第 1 電動機 M 1 に連結され、第 3 かさ歯車 B E 3 が伝達部材 18 に連結されたいが、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 M 1、伝達部材 18 は、差動歯車装置 94 の 3 要素であるギヤケース 92、第 2 かさ歯車 B E 2、第 3 かさ歯車 B E 3 のうちのいずれと連結されていても差し支えない。

【0210】

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。

20

【0211】

また、前述の実施例では、第 1 電動機 M 1 および第 2 電動機 M 2 は、入力軸 14 に同心に配置されて第 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 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 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 18 に連結されてもよい。

【0212】

また、前述の動力分配機構 16 には切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 が備えられていたが、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 は必ずしも両方備えられる必要はなく、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の一方のみが備えられていてもよい。また、上記切換クラッチ C 0 は、サンギヤ S 1 とキャリヤ C A 1 とを選択的に連結するものであったが、サンギヤ S 1 とリングギヤ R 1 との間や、キャリヤ C A 1 とリングギヤ R 1 との間を選択的に連結するものであってもよい。要するに、第 1 遊星歯車装置 24 の 3 要素のうちのいずれか 2 つを相互に連結するものであればよい。

30

【0213】

また、前述の動力分配機構 92 には切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 が備えられていたが、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 は必ずしも両方備えられる必要はなく、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の一方のみが備えられていてもよい。また、上記切換クラッチ C 0 は、第 2 かさ歯車 B E 2 とギヤケース 92 とを選択的に連結するものであったが、第 2 かさ歯車 B E 2 と第 3 かさ歯車 B E 3 との間や、ギヤケース 92 と第 3 かさ歯車 B E 3 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、差動歯車装置 94 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。

40

【0214】

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

【0215】

また、前述の実施例では、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 などの油圧式摩擦係合装置は、パウダー (磁粉) クラッチ、電磁クラッチ、噛み合い型のドグクラッチなど

50

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。

【0216】

また、前述の実施例では、第2電動機M2が伝達部材18に連結されていたが、出力軸22に連結されていてもよいし、自動変速部20、72内の回転部材に連結されていてもよい。

【0217】

また、前述の実施例では、切換型変速部11、90すなわち動力分配機構16、92の出力部材である伝達部材18と駆動輪38との間の動力伝達経路に、自動変速部20、72が介装されていたが、例えば自動変速機的一种である無段変速機(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換られることが可能な自動変速機等の他の形式の動力伝達装置が設けられていてもよいし、必ずしも設けられていなくてもよい。その無段変速機(CVT)の場合には、動力分配機構16、92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。

【0218】

また、前述の実施例では、変速機構10、70はエンジン8以外に第1電動機M1或いは第2電動機M2のトルクによって駆動輪38が駆動されるハイブリッド車両用の駆動装置であったが、例えば変速機構10、70を構成する切換型変速部11、90すなわち動力分配機構16、92がハイブリッド制御されない電氣的CVTと称される無段変速機としての機能のみを有するような車両用の駆動装置であっても本発明は適用され得る。

【0219】

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

【0220】

また、前述の実施例の動力分配機構16は、1組の遊星歯車装置から構成されていたが、2以上の遊星歯車装置から構成されて、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。

【0221】

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

【0222】

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】

【0223】

【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

10

20

30

40

50

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】図 5 の実施例の電子制御装置における切換制御手段の切換作動を説明する図である。

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

10

【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】図 4 の電子制御装置の電子制御装置の制御作動の要部を説明するフローチャートであってアクセル戻しにより変速機構の有段変速状態から無段変速状態への切換えが発生するときの場合である。

【図 10】図 9 の制御作動を説明するタイムチャートであってアクセル戻しにより切換クラッチの解放による変速機構の有段変速状態から無段変速状態への切換えが発生するときの場合である。

20

【図 11】図 9 の制御作動を説明するタイムチャートであってアクセル戻しにより切換ブレーキの解放による変速機構の有段変速状態から無段変速状態への切換えが発生するときの場合である。

【図 12】図 4 の電子制御装置の電子制御装置の制御作動の要部を説明するフローチャートであってアクセル戻しにより切換型変速部のロック状態から非ロック状態への切換えが発生するときの場合である。

【図 13】図 12 の制御作動を説明するタイムチャートであってアクセル戻しにより切換クラッチの解放による変速機構のロック状態から非ロック状態への切換えが発生するときの場合である。

【図 14】図 9 の制御作動を説明するタイムチャートであってアクセル戻しにより切換クラッチの解放による変速機構の有段変速状態から無段変速状態への切換えが発生するときの場合であって、図 10 の別の実施例である。

30

【図 15】図 9 の制御作動を説明するタイムチャートであってアクセル戻しにより切換ブレーキの解放による変速機構の有段変速状態から無段変速状態への切換えが発生するときの場合であって、図 11 の別の実施例である。

【図 16】図 12 の制御作動を説明するタイムチャートであってアクセル戻しにより切換クラッチの解放による変速機構のロック状態から非ロック状態への切換えが発生するときの場合であって、図 13 の別の実施例である。

【図 17】図 4 の電子制御装置の電子制御装置の制御作動の要部を説明するフローチャートであってアクセル踏み込みにより変速機構の無段変速状態から有段変速状態への切換えが発生するときの場合である。

40

【図 18】図 5 の実施例の電子制御装置における切換制御手段の切換作動を説明する図であって、図 6 の別の実施例である。

【図 19】図 17 の制御作動を説明するタイムチャートであってアクセル踏み込みにより切換クラッチの係合による変速機構の無段変速状態から有段変速状態への切換えが発生するときの場合である。

【図 20】図 17 の制御作動を説明するタイムチャートであってアクセル踏み込みにより切換ブレーキの係合による変速機構の無段変速状態から有段変速状態への切換えが発生するときの場合である。

【図 21】図 4 の電子制御装置の電子制御装置の制御作動の要部を説明するフローチャー

50

トであってアクセル踏み込みにより切換型変速部の非ロック状態からロック状態への切換えが発生するときの場合である。

【図 2 2】図 2 1 の制御作動を説明するタイムチャートであってアクセル踏み込みにより切換クラッチの係合による変速機構の非ロック状態からロック状態への切換えが発生するときの場合である。

【図 2 3】図 1 7 の制御作動を説明するタイムチャートであってアクセル踏み込みにより切換クラッチの係合による変速機構の無段変速状態から有段変速状態への切換えが発生するときの場合であって、図 1 9 の別の実施例である。

【図 2 4】図 1 7 の制御作動を説明するタイムチャートであってアクセル踏み込みにより切換ブレーキの係合による変速機構の無段変速状態から有段変速状態への切換えが発生するときの場合であって、図 2 0 の別の実施例である。

10

【図 2 5】図 2 1 の制御作動を説明するタイムチャートであってアクセル踏み込みにより切換クラッチの係合による変速機構の非ロック状態からロック状態への切換えが発生するときの場合であって、図 2 2 の別の実施例である。

【図 2 6】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 2 7】図 2 6 の実施例のハイブリッド車両の駆動装置が無段或いは有段変速作動させられる場合における変速作動とそれに用いられる油圧式摩擦係合装置の作動の組み合わせとの関係を説明する作動図表であって、図 2 に相当する図である。

【図 2 8】図 2 6 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。

20

【図 2 9】切換型変速部に備えられている動力分配機構を説明する骨子図であって、図 1 の実施例における切換型変速部に備えられている動力分配機構の別の実施例である。

【図 3 0】切換装置としてのシーソー型スイッチ 4 4 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 2 2 4 】

8 : エンジン

1 0、7 0 : 変速状態切換型変速機構 (駆動装置)

30

1 1 : 切換型変速部 (差動部)

1 2 : トランスミッションケース (非回転部材)

1 6、9 2 : 動力分配機構 (差動機構)

1 8 : 伝達部材

2 0、7 2 : 自動変速部 (有段式自動変速機)

2 4 : 第 1 遊星歯車装置 (シングルピニオン型遊星歯車装置)

3 8 : 駆動輪

5 0 : 切換制御手段

8 2 : 電動機制御手段

8 8 : エンジン出力制御手段

40

9 4 : かさ歯車式の差動歯車装置

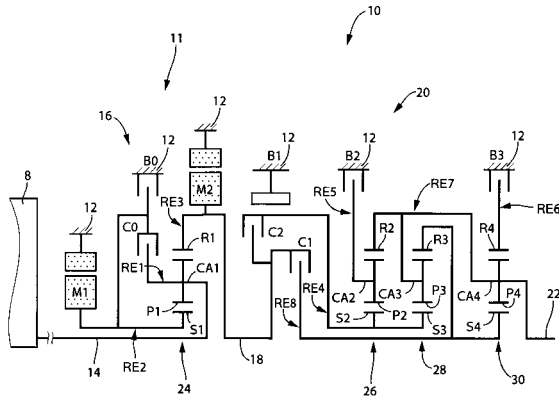
M 1 : 第 1 電動機

M 2 : 第 2 電動機

C 0 : 切換クラッチ (係合装置)

B 0 : 切換ブレーキ (係合装置)

【図 1】

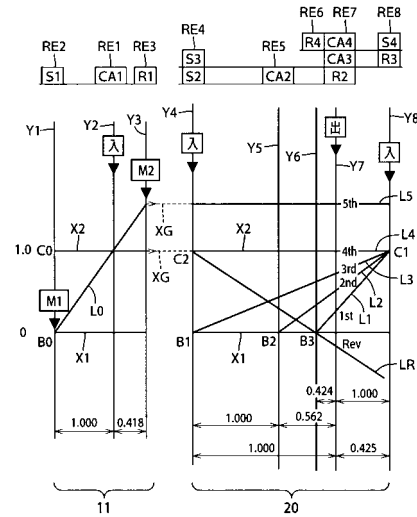


【図 2】

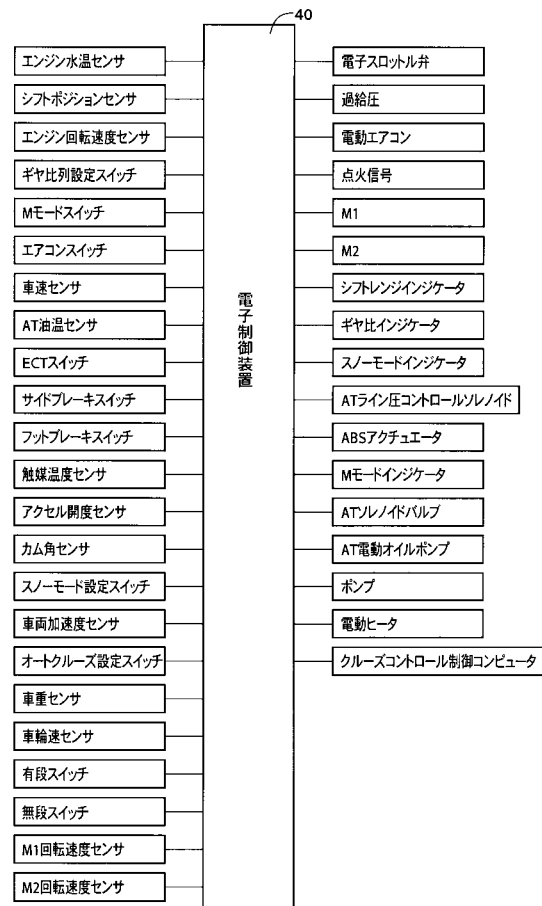
| | C0 | C1 | C2 | B0 | B1 | B2 | B3 | 変速比 | ステップ |
|-----|----|----|----|----|----|----|----|-------|------|
| 1st | ◎ | ○ | | | | | ○ | 3.357 | 1.54 |
| 2nd | ◎ | ○ | | | | ○ | | 2.180 | 1.53 |
| 3rd | ◎ | ○ | | | ○ | | | 1.424 | 1.42 |
| 4th | ◎ | ○ | ○ | | | | | 1.000 | 1.42 |
| 5th | | ○ | ○ | ◎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

○ 係合 ◎ 有段時係合, 無段時解放

【図 3】

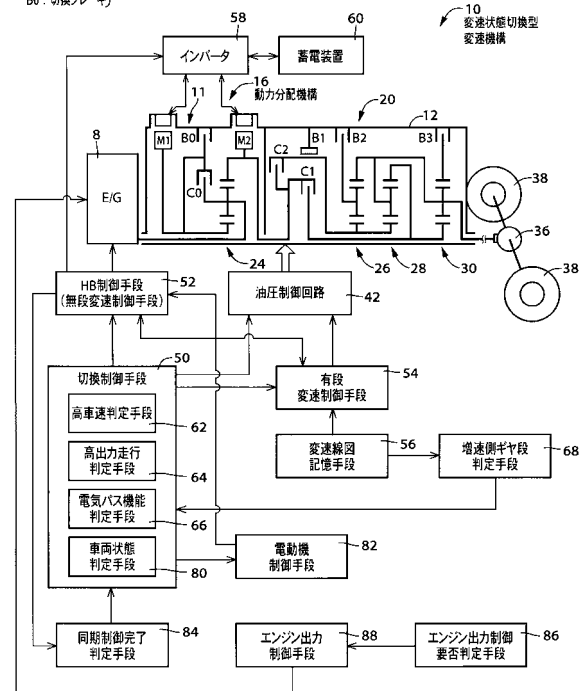


【図 4】

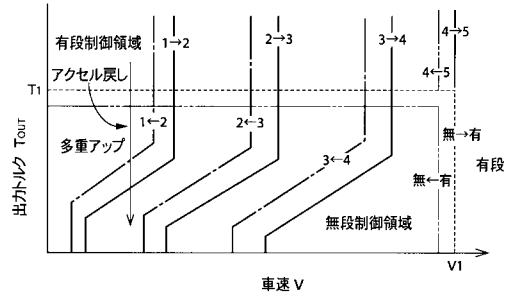


【図 5】

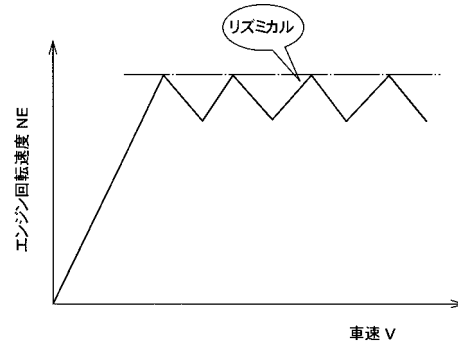
M1: 第1電動機
M2: 第2電動機
C0: 切換クラッチ (係合装置)
B0: 切換ブレーキ



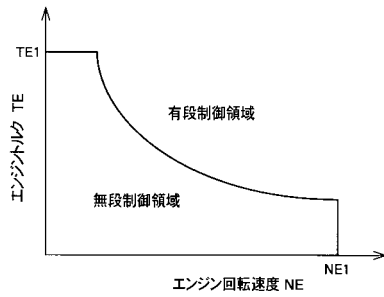
【図 6】



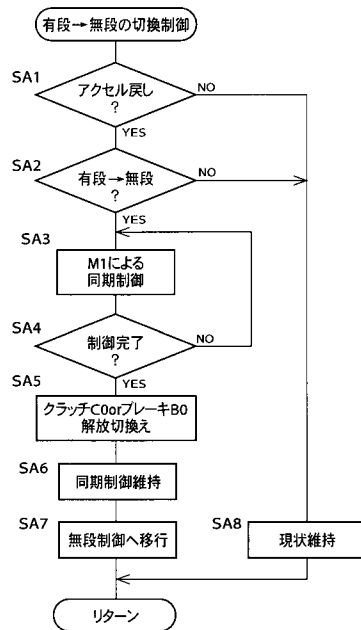
【図 8】



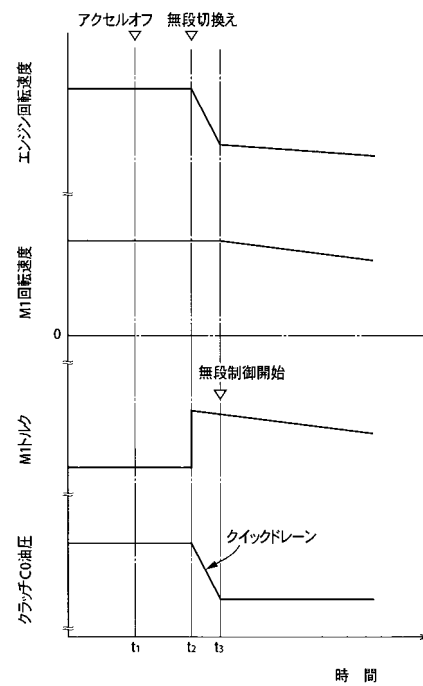
【図 7】



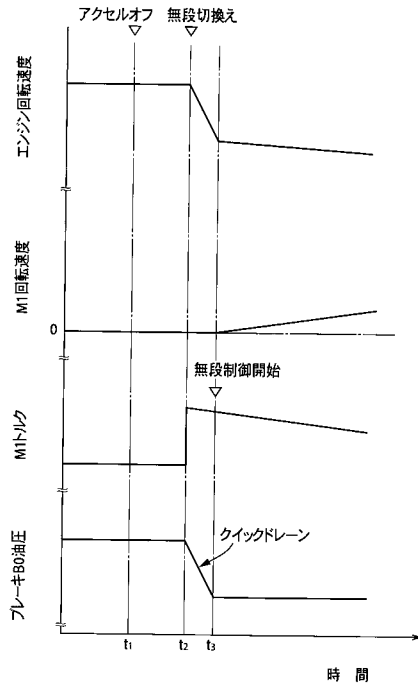
【図 9】



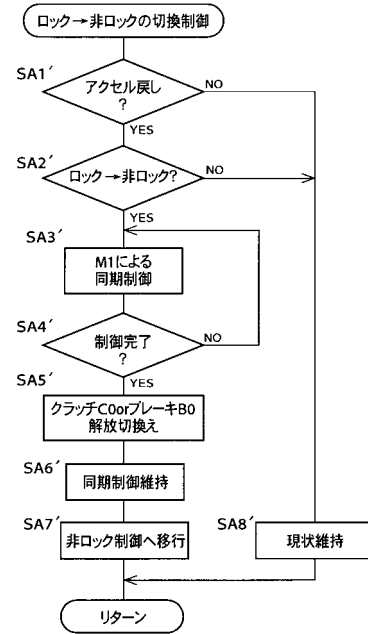
【図 10】



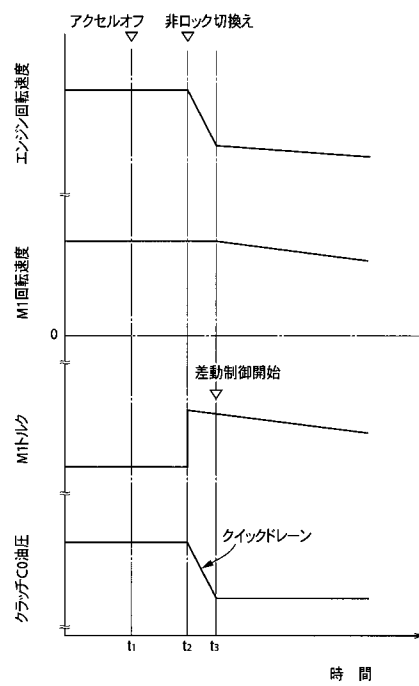
【図 1 1】



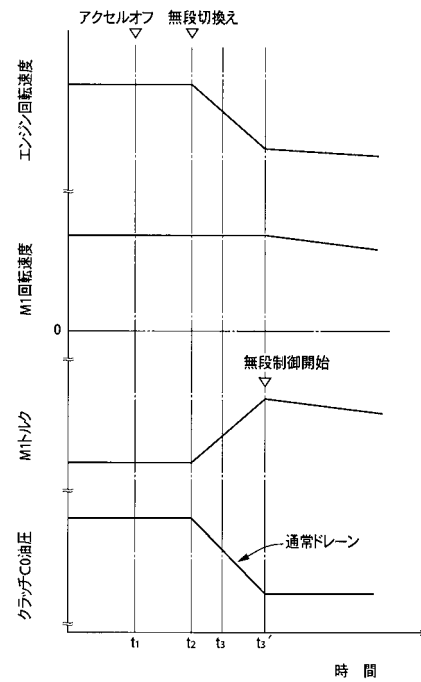
【図 1 2】



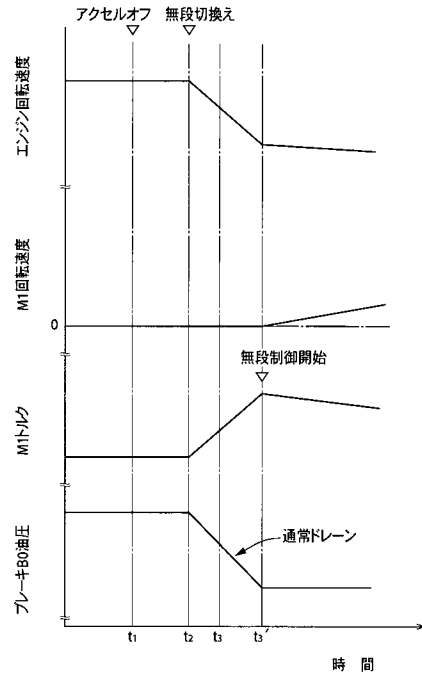
【図 1 3】



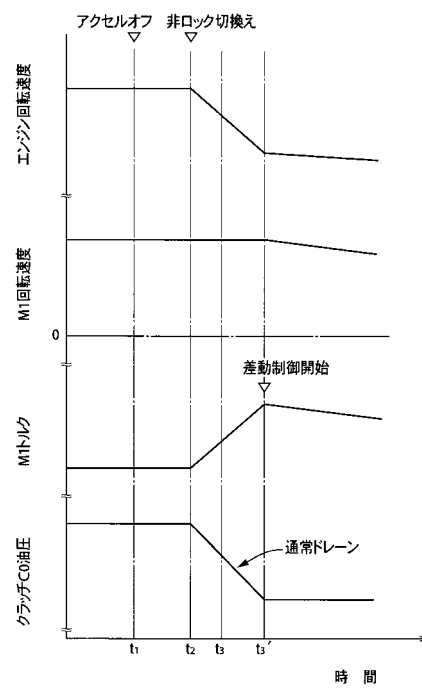
【図 1 4】



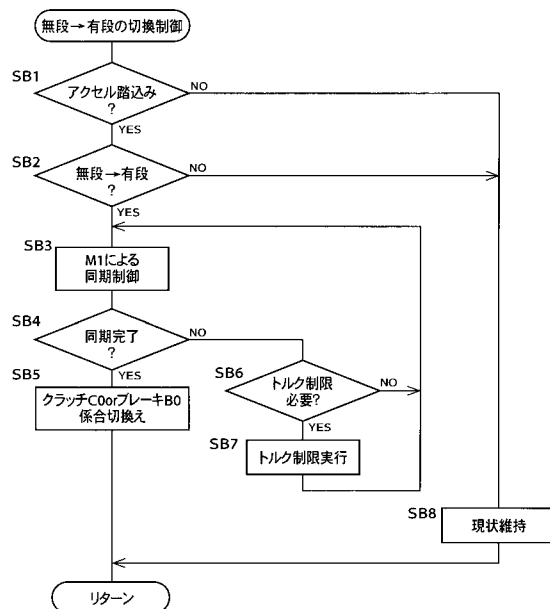
【図 15】



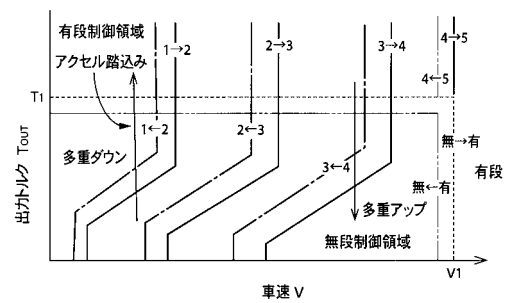
【図 16】



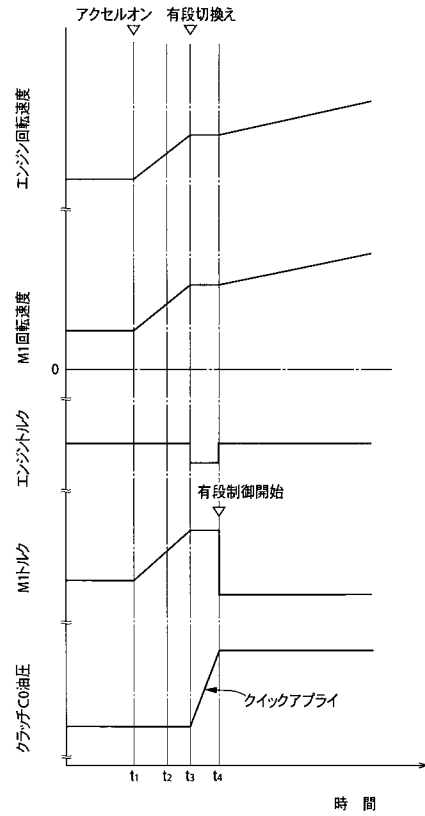
【図 17】



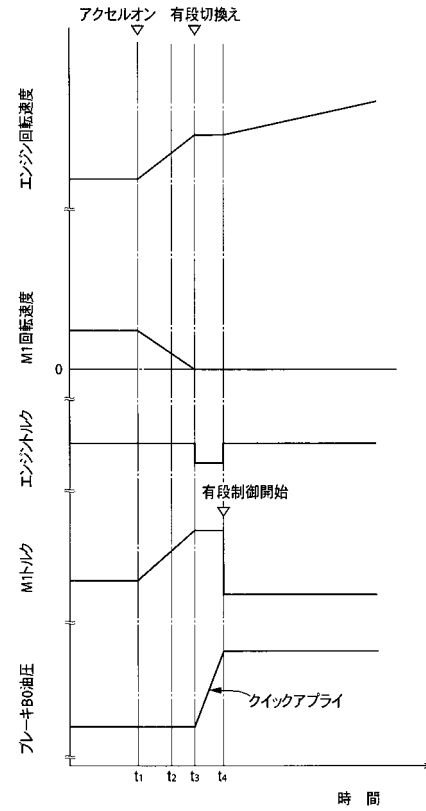
【図 18】



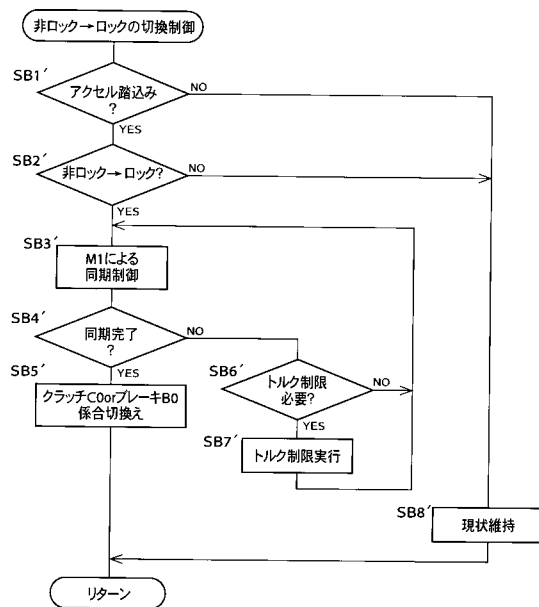
【図 19】



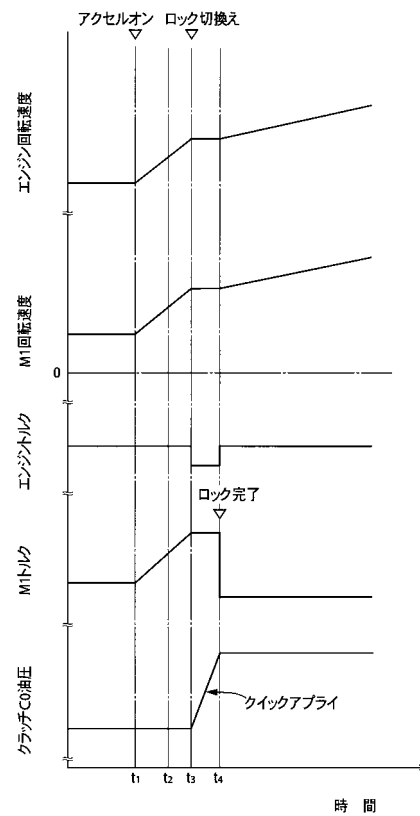
【図 20】



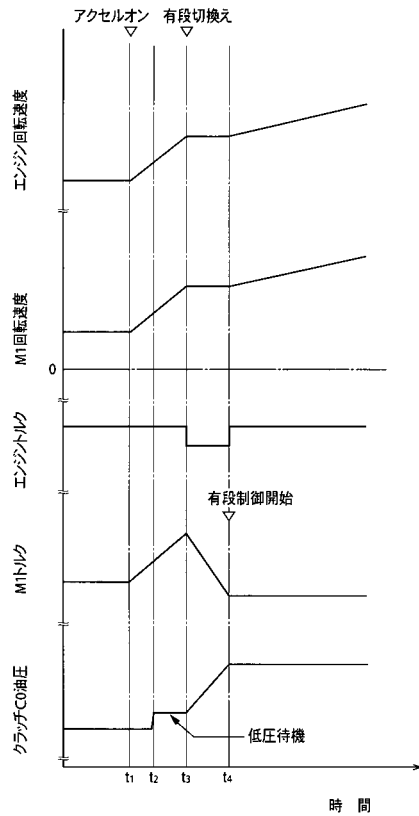
【図 21】



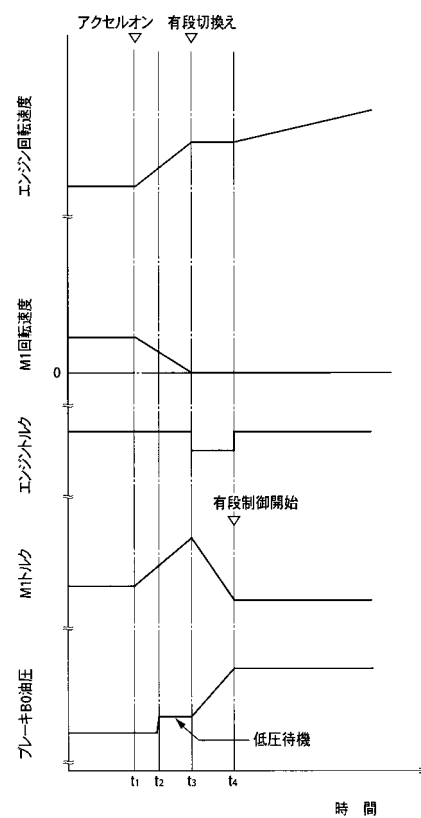
【図 22】



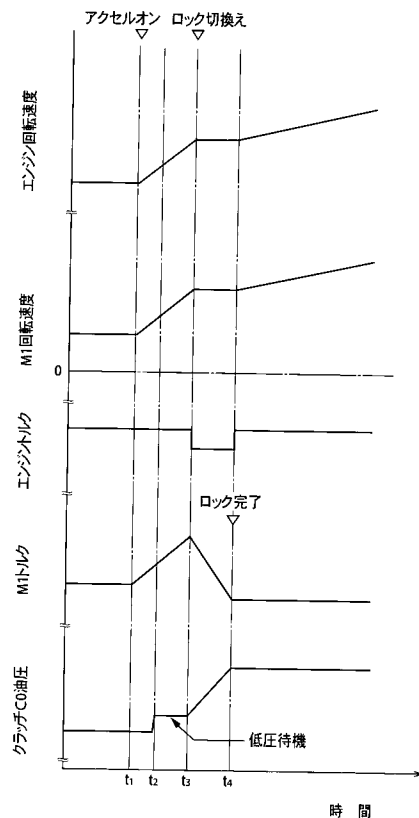
【図 23】



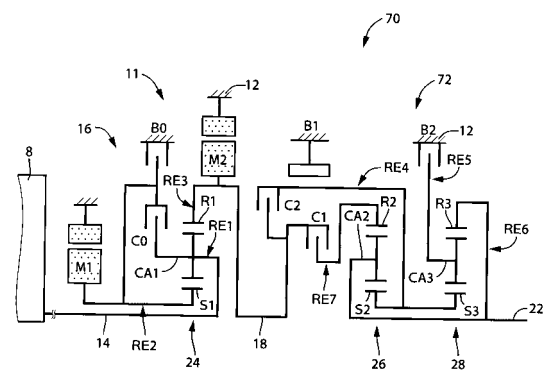
【図 24】



【図 25】



【図 26】

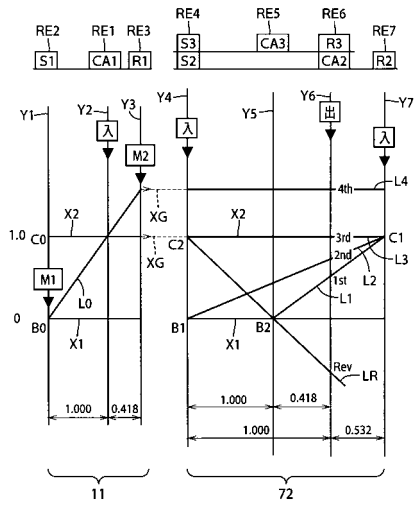


【図 27】

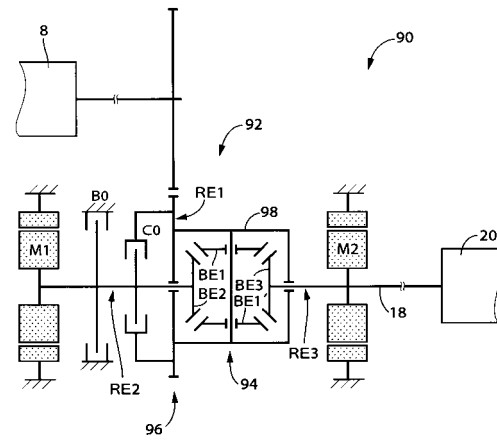
| | C0 | C1 | C2 | B0 | B1 | B2 | 変速比 | ステップ |
|-----|----|----|----|----|----|----|-------|-------|
| 1st | ◎ | ○ | | | | ○ | 2.804 | 1.54 |
| 2nd | ◎ | ○ | | | ○ | | 1.531 | 1.53 |
| 3rd | ◎ | ○ | ○ | | | | 1.000 | 1.42 |
| 4th | | ○ | ○ | ◎ | | | 0.705 | トータル |
| R | | | ○ | | | ○ | 2.393 | 3.977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

○ 係合 ◎ 有段時係合、無段時解放

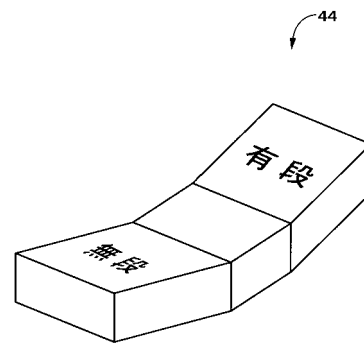
【図 28】



【図 29】



【図 30】



フロントページの続き

| | | | | |
|----------------|---------------|------------------|---------|---------------|
| (51)Int.Cl. | | F I | | |
| B 6 0 W | 10/04 | (2006.01) | B 6 0 K | 41/00 3 0 1 B |
| B 6 0 L | 11/14 | (2006.01) | B 6 0 K | 41/00 3 0 1 D |
| F 1 6 H | 61/04 | (2006.01) | B 6 0 K | 41/04 |
| F 1 6 H | 63/40 | (2006.01) | B 6 0 L | 11/14 |
| F 1 6 H | 59/14 | (2006.01) | F 1 6 H | 61/04 |
| F 1 6 H | 59/44 | (2006.01) | F 1 6 H | 63/40 |
| F 1 6 H | 59/68 | (2006.01) | F 1 6 H | 59:14 |
| F 1 6 H | 61/686 | (2006.01) | F 1 6 H | 59:44 |
| | | | F 1 6 H | 59:68 |
| | | | F 1 6 H | 103:12 |

- (56)参考文献 特開平 1 1 - 2 6 2 1 0 6 (J P , A)
 特開平 1 1 - 2 1 7 0 2 5 (J P , A)
 特開 2 0 0 1 - 2 3 3 0 7 0 (J P , A)
 特開平 0 8 - 1 3 5 7 6 2 (J P , A)
 特開平 1 0 - 3 4 1 5 0 3 (J P , A)
 特開平 0 9 - 0 3 7 4 1 1 (J P , A)
 特開 2 0 0 0 - 1 4 2 1 4 6 (J P , A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B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 |