(19)日本国特許庁(JP)　(12)公開特許公報(A)　(11)特許出願公開番号
特開2010-221979
(P2010-221979A)
(43)公開日　平成22年10月7日(2010.10.7)

(51) Int.Cl.		F I			テーマコード（参考）
B60W 10/08	(2006.01)	B60K	6/20	320	5H115
B60W 20/00	(2006.01)	B60K	6/445	ZHV	
B60K 6/445	(2007.10)	B60K	6/543		
B60K 6/543	(2007.10)	B60K	6/547		
B60K 6/547	(2007.10)	B60L	11/14		

審査請求 未請求　請求項の数 6　ＯＬ　（全 26 頁）　最終頁に続く

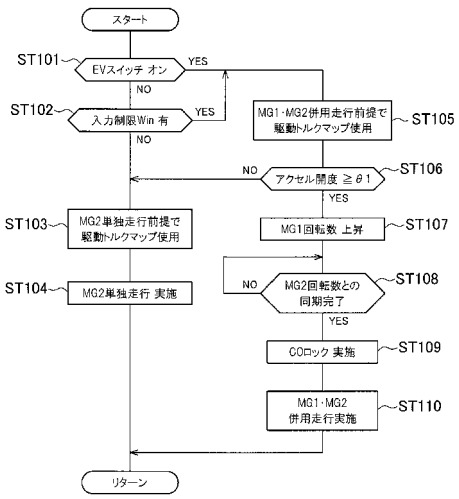
(21)出願番号　特願2009-74646 (P2009-74646)
(22)出願日　平成21年3月25日 (2009.3.25)

(71)出願人　000003207
トヨタ自動車株式会社
愛知県豊田市トヨタ町１番地
(74)代理人　110000947
特許業務法人あーく特許事務所
(72)発明者　今井　恵太
愛知県豊田市トヨタ町１番地　トヨタ自動車株式会社内
(72)発明者　松原　亨
愛知県豊田市トヨタ町１番地　トヨタ自動車株式会社内
(72)発明者　熊▲崎▼　健太
愛知県豊田市トヨタ町１番地　トヨタ自動車株式会社内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】車両用駆動装置の制御装置

(57)【要約】
【課題】エンジン等の駆動力源と、第１電動機、第２電動機及び差動機構を有する電気式差動部とを備えた車両駆動装置の制御装置において、駆動トルクの確保とエネルギ損失の低減とを両立する。
【解決手段】ＥＶスイッチオン時または蓄電装置７０への入力制限Ｗｉｎがある時に、電動機走行で高駆動トルク（アクセル開度≧θ１）を確保する必要がある場合に限って、第１電動機ＭＧ１及び第２電動機ＭＧ２を併用して電動機走行を実施し、第２電動機ＭＧ２による単独走行が可能な範囲（駆動トルクが第２電動機ＭＧ２の上限トルクに達するまでの範囲）では第１電動機ＭＧ１を併用しないようにすることで、駆動トルクの確保とエネルギ損失の低減とを両立する。
【選択図】図９



【特許請求の範囲】
【請求項１】
第１電動機、第２電動機及び差動機構を備え、前記第１電動機の運転状態が制御されることにより入力軸回転数と出力軸回転数との差動状態が制御される電気式差動部と、前記電気式差動部の差動状態を制限する差動制限手段とを備えた車両用駆動装置の制御装置であって、
前記第２電動機による電動機走行時に、特定条件が成立した場合に前記電気式差動部の差動状態を制限して前記第１電動機及び第２電動機にて電動機走行を実施することを特徴とする車両用駆動装置の制御装置。
【請求項２】
請求項１記載の車両用駆動装置の制御装置において、
前記特定条件は高トルク要求時であることを特徴とする車両用駆動装置の制御装置。
【請求項３】
請求項１記載の車両用駆動装置の制御装置において、
前記特定条件は電動機走行強制域であることを特徴とする車両用駆動装置の制御装置。
【請求項４】
請求項３記載の車両用駆動装置の制御装置において、
前記電動機走行強制域は、当該車両に搭載される蓄電装置の入力制限時であることを特徴とする車両用駆動装置の制御装置。
【請求項５】
請求項３または４記載の車両用駆動装置の制御装置において、
前記電動機走行強制域は電動機走行モードスイッチオン時であることを特徴とする車両用駆動装置の制御装置。
【請求項６】
請求項２～５のいずれか１つに記載の車両用駆動装置の制御装置において、
前記電動機走行強制域で高トルク要求時である場合に、前記電気式差動部の差動状態を制限して前記第１電動機及び第２電動機にて電動機走行を実施す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、エンジン（内燃機関）などの駆動力源と、差動機構及び電動機を有する電気式差動部と、機械式変速部とを備えた車両用駆動装置の制御装置に関する。
【背景技術】
【０００２】
近年、環境保護の観点から、車両に搭載されたエンジンからの排気ガスの排出量低減と燃料消費率（燃費）の向上が望まれており、これを満足する車両として、ハイブリッドシステムを搭載したハイブリッド車両が実用化されている。
【０００３】
ハイブリッド車両は、ガソリンエンジンやディーゼルエンジンなどの駆動力源と、エンジンの出力により発電または蓄電装置の電力により駆動する電動機（例えばモータジェネレータまたはモータ）とを備え、エンジン及び電動機のいずれか一方または双方を走行駆動力源としている。
【０００４】
この種のハイブリッド車両においては、車速及びアクセル開度に基づいて、エンジン及び電動機の運転領域（具体的には駆動または停止）が制御される。例えば、発進時や低速走行時のようにエンジン効率が低くなる領域では、エンジンを停止させて電動機のみの動力で駆動輪を駆動する。また、通常走行時には、エンジンを駆動して、そのエンジンの動力で駆動輪を駆動するという制御を行う。さらに、全開加速等の高負荷時には、エンジンの動力に加えて、蓄電装置から電動機に電力を供給して電動機による動力を補助動力とし

て追加するという制御を行う。
【０００５】
ハイブリッド車両の駆動装置として、例えば、差動部の回転要素に連結された第１電動機、差動部の入力軸に入力されたエンジンの出力を第１電動機及び出力軸（伝達軸）に分配（もしくはエンジンの出力と第１電動機の出力とを合成して伝達軸に出力）する動力分配機構、及び、出力軸に連結された第２電動機などによって構成される電気式差動部と、この電気式差動部と駆動輪との間の動力伝達経路の一部を構成する変速部（例えば、有段式変速機）と、第１電動機乃至第２電動機からの発電電力の充電及び第１電動機乃至第２電動機への電力供給が可能な蓄電装置（例えばバッテリ）とを備えた駆動装置が知られている（例えば、特許文献１～３参照）。このような車両用駆動装置では、第１電動機及び第２電動機の各運転状態を制御することにより、電気式差動部が無段変速機構（電気式無段変速部）として作動する。
【先行技術文献】
【特許文献】
【０００６】
【特許文献１】特開２００８－２６５５７６号公報
【特許文献２】特開２００５－２０６１３６号公報
【特許文献３】特開２００５－３１９９２４号公報
【発明の概要】
【発明が解決しようとする課題】
【０００７】
ところで、上記した駆動装置つまりエンジン及び電気式差動部を備えた車両用駆動装置では、低出力領域において第２電動機のみを駆動力源とする電動機走行（以下、単独走行ともいう）を行っている。
【０００８】
また、この種の車両用駆動装置において、電動機走行時の駆動トルクを大きくするために、電気式差動部の差動状態を制限して、第１電動機ＭＧ１及び第２電動機ＭＧ２の両方を走行用の駆動力源とする電動機走行（以下、併用走行ともいう）を行うことが考えられる。しかし、このような併用走行では、エンジンも回転するので引き摺りが発生し、その引き摺り抵抗によりエネルギの損失が生じるため、併用走行を常用するとエネルギ損失が生じる。従って、駆動トルクの確保とエネルギ損失の低減とを両立するには、併用走行の範囲と単独走行の範囲とを、どのようにして切り分けたらよいのかが課題となる。この点は、未公知の事項であって、本発明者らが新たに見出したものである。
【０００９】
本発明はそのような実情を考慮してなされたもので、エンジン等の駆動力源、電気式差動部及び機械式変速部を備えた車両駆動装置の制御装置において、併用走行の範囲を限定することにより、駆動トルクの確保とエネルギ損失の低減とを両立することが可能な制御の提供を目的とする。
【課題を解決するための手段】
【００１０】
本発明は、第１電動機、第２電動機及び差動機構を備え、前記第１電動機の運転状態が制御されることにより入力軸回転数と出力軸回転数との差動状態が制御される電気式差動部と、前記電気式差動部の差動状態を制限する差動制限手段とを備えた車両用駆動装置の制御装置を前提としており、このような車両用駆動装置の制御装置において、前記第２電動機による電動機走行時に、特定条件が成立した場合に前記電気式差動部の差動状態を制限して前記第１電動機及び第２電動機にて電動機走行を実施することを特徴としている。
【００１１】
本発明では、第１電動機及び第２電動機を使用した併用走行を常用するのではなく、併用走行の範囲を限定することで、駆動トルクの確保とエネルギ損失の低減とを両立する。
【００１２】

具体的には、例えば、アクセル開度が所定値以上の高トルク要求時のみに第１電動機及び第２電動機を併用し、アクセル開度が所定値よりも小さい場合には第２電動機のみを使用する。このように電動機走行で高駆動トルクを確保する必要があるときのみに限って第１電動機ＭＧ１及び第２電動機ＭＧ２を併用することで、低アクセル開度から第１電動機を併用（常用）する案と比べてエネルギ損失を低減することができる。

【００１３】

また、本発明では、電動機走行強制域でのみ第１電動機及び第２電動機を併用し、それ以外の電動機走行領域（非強制域）では第２電動機のみを使用する。この場合、電動機走行強制域は、蓄電装置の入力制限時（エンジン走行が不可能な時）、または、電動機走行モードスイッチ（ＥＶスイッチ）オン時であることとする。そして、このように、蓄電装置の入力制限時、または、電動機走行モードスイッチオン時のみに限って第１電動機及び第２電動機を併用することで、第１電動機を併用（常用）する案と比べてエネルギ損失を低減することができる。

【００１４】

以上のように、本発明によれば、高トルク要求時または電動機走行強制域など、必要なときだけ第１電動機及び第２電動機を併用しているので、駆動トルクの確保とエネルギ損失の低減とを両立することができる。

【００１５】

本発明のより具体的な構成として、電動機走行強制域で高トルク要求がある場合に、電気式差動部の差動状態を制限して第１電動機及び第２電動機にて電動機走行を実施するという構成を挙げることができる。

【図面の簡単な説明】

【００１６】

【図１】本発明を適用する駆動装置の概略構成を示すスケルトン図である。

【図２】図１の駆動装置が無段または有段変速作動する場合の作動表である。

【図３】図１の駆動装置が有段変速作動す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の駆動装置を制御するＥＣＵの入力・出力信号を説明する図である。

【図５】図１の駆動装置を制御するＥＣＵの制御機能の要部を示すブロック図である。

【図６】目標ギヤ段の算出及び無段制御領域と有段制御領域との切替判定に用いる変速線図である。

【図７】図６の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。

【図８】シフト操作装置のシフトゲートを示す図である。

【図９】ＥＣＵが実行する電動機走行制御の一例を示すフローチャートである。

【図１０】ＥＣＵが実行する電動機走行制御の一例を示すタイミングチャートである。

【図１１】電動機走行時の要求駆動トルクを求めるマップを示す図である。

【図１２】電動機走行の拡大領域を示す図である。

【図１３】本発明を適用する駆動装置の他の例の概略構成を示すスケルトン図である。

【図１４】図１３の駆動装置が無段または有段変速作動する場合の作動表である。

【図１５】図１３の駆動装置が有段変速作動す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。

【発明を実施するための形態】

【００１７】

以下、本発明の実施形態を図面に基づいて説明する。

【００１８】

＜第１実施形態＞

－車両用の駆動装置－

図１は、本発明の制御装置を適用する駆動装置の一例を示すスケルトン図である。

【００１９】

この例の駆動装置１は、ＦＲ（フロントエンジン・リアドライブ）型のハイブリッド車両に用いられるものであって、走行用の駆動力源としてのエンジン（例えばガソリンエンジン）１０を備えている。さらに、駆動装置１は、車体に取り付けられる非回転部材としてのトランスミッションケース１Ａ（以下、ケース１Ａともいう）内において共通の軸心上に配設され、エンジン１０の出力軸（クランクシャフト）に連結される入力軸１１と、出力軸１２と、入力軸１１に直接に連結、もしく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電気式差動部２０と、電気式差動部２０の出力回転部材である伝達軸２３に連結され、電気式差動部２０と出力軸１２との間の動力伝達経路の一部を構成する機械式変速部３０とを備えており、図５に示すように、エンジン１０からの動力を、電気式差動部２０、機械式変速部３０、出力軸１２、及び、ディファレンシャル装置（終減速機）２を介して左右の駆動輪３に伝達するようになっている。

【００２０】

－電気式差動部－

電気式差動部２０は、第１電動機ＭＧ１と、入力軸１１に入力されたエンジン１０の出力を機械的に分配／合成する機械的機構であって、エンジン１０の出力を第１電動機ＭＧ１及び伝達軸２３に分配するか、もしくはエンジン１０の出力と第１電動機ＭＧ１の出力とを合成して伝達軸２３に出力する動力分配機構２１と、伝達軸２３と一体的に回転するように設けられた第２電動機ＭＧ２とを備えている。この例の第１電動機ＭＧ１及び第２電動機ＭＧ２は、電動機（駆動力源）として機能するとともに発電機としても機能するモータジェネレータ（回転電機）である。

【００２１】

動力分配機構２１は、所定のギヤ比ρ０（例えば０．４１８）を有するシングルピニオン型の遊星歯車装置２２と、切替クラッチＣ０及び切替ブレーキＢ０とを備えている。遊星歯車装置２２は、サンギヤＳ０、遊星歯車Ｐ０、この遊星歯車Ｐ０を自転及び公転可能に支持するキャリヤＣＡ０、遊星歯車Ｐ０を介してサンギヤＳ０と噛み合うリングギヤＲ０を回転要素として備えている。サンギヤＳ０の歯数をＺＳ０、リングギヤＲ０の歯数をＺＲ０とすると、上記ギヤ比ρ０はＺＳ０／ＺＲ０である。

【００２２】

この動力分配機構２１において、キャリヤＣＡ０は入力軸１１つまりエンジン１０に連結されており、サンギヤＳ０は第１電動機ＭＧ１に連結されている。また、リングギヤＲ０は伝達軸２３に連結されている。

【００２３】

切替ブレーキＢ０はサンギヤＳ０とトランスミッションケース１Ａとの間に設けられており、切替クラッチＣ０はサンギヤＳ０とキャリヤＣＡ０との間に設けられている。これら切替クラッチＣ０及び切替ブレーキＢ０が解放されると、サンギヤＳ０、キャリヤＣＡ０、リングギヤＲ０がそれぞれ相互に相対回転可能な差動作用が働く差動状態となり、エンジン１０の出力が第１電動機ＭＧ１と伝達軸２３とに分配されるとともに、その分配されたエンジン１０の出力の一部により第１電動機ＭＧ１から発生した電気エネルギによって図５に示す蓄電装置（例えばバッテリ）７０が充電される。また、発生した電気エネルギにより第２電動機ＭＧ２が回転駆動されるので、例えば無段変速状態とされて、エンジン１０の回転数に関わらず伝達軸２３の回転が連続的に変化させられる。すなわち、電気式差動部２０は、電気的に変速比γ０（入力軸１１の回転数／伝達軸２３の回転数）が最小値γ０ｍｉｎから最大値γ０ｍａｘまで変化する差動状態、例えば変速比γ０が最小値γ０ｍｉｎから最大値γ０ｍａｘまで連続的に変化する電気的な無段変速機として機能する。

【００２４】

一方、切替クラッチＣ０が係合してサンギヤＳ０とキャリヤＣＡ０とが一体的に係合すると、遊星歯車装置２２を構成する３つの要素、つまり、サンギヤＳ０、キャリヤＣＡ０及びリングギヤＲ０が一体回転する非差動状態となり、エンジン１０の回転数Ｎｅと伝達軸２３の回転数とが一致する状態となるので、電気式差動部２０は変速比γ０が「１」に

固定された変速機として機能する定変速状態（有段変速状態）となる。

【００２５】

また、切替クラッチＣ０に替えて切替ブレーキＢ０が係合すると、サンギヤＳ０が非回転状態（非差動状態）となって、リングギヤＲ０がキャリヤＣＡ０よりも増速回転されるので、電気式差動部２０は変速比γ０が「１」よりも小さい値、例えば「０．７０５」に固定された増速変速機として機能する定変速状態（有段変速機）となる。

【００２６】

以上のように、この例では、切替クラッチＣ０及び切替ブレーキＢ０は、電気式差動部２０を、変速比が連続的変化可能な電気的な無段変速機として作動する無段変速状態と、無段変速機として作動させずに変速比変化をロックする状態、すなわち、１種類または２種類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とに選択的に切り替える差動状態切替装置として機能する。

【００２７】

電気式差動部２０は、切替クラッチＣ０及び切替ブレーキＢ０が解放され、かつ、第１電動機ＭＧ１が反力を発生しない自由回転状態にされた場合には、電気式差動部２０内の動力伝達経路における動力伝達を遮断する動力伝達遮断状態となる。一方、第１電動機ＭＧ１が反力を発生し、または、切替クラッチＣ０もしくは切替ブレーキＢ０のいずれか一方が係合された場合には、電気式差動部２０内の動力伝達経路における動力伝達を可能とする動力伝達可能状態となる。そして、電気式差動部２０が動力伝達遮断状態または動力伝達可能状態とされることにより、駆動装置１全体が動力伝達遮断状態または動力伝達可能状態となる。ただし、この例では、第２電動機ＭＧ２と駆動輪３との間の動力伝達経路は遮断されることがないので、駆動装置１全体を動力伝達遮断状態とするには第２電動機ＭＧ２は自由回転状態とする。

【００２８】

上記切替クラッチＣ０及び切替ブレーキＢ０は、従来の車両用有段式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ようになっている。

【００２９】

－機械式変速部－

機械式変速部３０は、前進４段・後進１段の有段式自動変速機であって、シングルピニオン型の第１遊星歯車装置３１、シングルピニオン型の第２遊星歯車装置３２、及び、シングルピニオン型の第３遊星歯車装置３３を備えている。

【００３０】

第１遊星歯車装置３１は、第１サンギヤＳ１、第１遊星歯車Ｐ１、その第１遊星歯車Ｐ１を自転及び公転可能に支持する第１キャリヤＣＡ１、第１遊星歯車Ｐ１を介して第１サンギヤＳ１と噛み合う第１リングギヤＲ１を備えており、例えば「０．５６２」程度の所定のギヤ比ρ１を有している。

【００３１】

第２遊星歯車装置３２は、第２サンギヤＳ２、第２遊星歯車Ｐ２、その第２遊星歯車Ｐ２を自転及び公転可能に支持する第２キャリヤ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「０．４２５」程度の所定のギヤ比ρ２を有している。

【００３２】

第３遊星歯車装置３３は、第３サンギヤＳ３、第３遊星歯車Ｐ３、その第３遊星歯車Ｐ３を自転及び公転可能に支持する第３キャリヤ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「０．４２１」程度の所定のギヤ比ρ３を有している。

【００３３】
以上の第１サンギヤＳ１の歯数をＺＳ１、第１リングギヤＲ１の歯数をＺＲ１、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とすると、上記ギヤ比ρ１はＺＳ１／ＺＲ１、上記ギヤ比ρ２はＺＳ２／ＺＲ２、上記ギヤ比ρ３はＺＳ３／ＺＲ３である。
【００３４】
この例の機械式変速部３０では、第１サンギヤＳ１と第２サンギヤＳ２とが一体的に連結されて第２クラッチＣ２を介して伝達軸２３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１Ａに選択的に連結される。また、第１キャリヤＣＡ１は第２ブレーキＢ２を介してケース１Ａに選択的に連結され、第３リングギヤＲ３は第３ブレーキＢ３を介してケース１Ａに選択的に連結される。さらに、第１リングギヤＲ１と第２キャリヤＣＡ２と第３キャリヤＣＡ３とが一体的に連結されて出力軸１２に連結され、第２リングギヤＲ２と第３サンギヤＳ３とが一体的に連結されて第１クラッチＣ１を介して伝達軸２３に選択的に連結される。
【００３５】
切替クラッチＣ０、第１クラッチＣ１、第２クラッチＣ２、切替ブレーキＢ０、第１ブレーキＢ１、第２ブレーキＢ２、及び、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要素であって、例えば、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。
【００３６】
以上のように構成された駆動装置１においては、例えば、図２の係合作動表に示すように、切替クラッチＣ０、第１クラッチＣ１、第２クラッチＣ２、切替ブレーキＢ０、第１ブレーキＢ１、第２ブレーキＢ２、及び、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１ｓｔ（第１変速段）～第５速ギヤ段５ｔｈ（第５変速段）のいずれか１つのギヤ段が選択的に成立させられ、後進ギヤ段（後進変速段）またはニュートラルが選択的に成立させられることによって、略等比的に変化する変速比γ（γ＝入力軸回転数Ｎｉｎ／出力軸回転数Ｎｏｕｔ）が各ギヤ段毎に得られるようになっている。
【００３７】
特に、この例では、電気式差動部２０に切替クラッチＣ０及び切替ブレーキＢ０が設けられており、それら切替クラッチＣ０及び切替ブレーキＢ０のいずれか一方が係合させられることによって、電気式差動部２０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である。従って、この例の駆動装置１では、切替クラッチＣ０及び切替ブレーキＢ０のいずれか一方を係合させることで、定変速状態とされた電気式差動部２０と機械式変速部３０とで有段変速機が構成され、切替クラッチＣ０及び切替ブレーキＢ０の双方を解放することで無段変速状態とされた電気式差動部２０と機械式変速部３０とで無段変速機が構成される。
【００３８】
例えば、駆動装置１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、切替クラッチＣ０、第１クラッチＣ１及び第３ブレーキＢ３の係合により、変速比γ１が最大値例えば「３．３５７」程度である第１速ギヤ段（１ｓｔ）が成立し、切替クラッチＣ０、第１クラッチＣ１及び第２ブレーキＢ２の係合により、変速比γ２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（２ｎｄ）が成立する。
【００３９】
また、切替クラッチＣ０、第１クラッチＣ１及び第１ブレーキＢ１の係合により、変速比γ３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（３ｒｄ）が成立し、切替クラッチＣ０、第１クラッチＣ１及び第２クラッチＣ２の係合に

より、変速比γ４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（４ｔｈ）が成立する。さらに、第１クラッチＣ１、第２クラッチＣ２及び切替ブレーキＢ０の係合により、変速比γ５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（５ｔｈ）が成立する。

【００４０】

一方、第２クラッチＣ２及び第３ブレーキＢ３の係合により、変速比γＲが第１速ギヤ段（１ｓｔ）と第２速ギヤ段（２ｎｄ）との間の値、例えば「３．２０９」程度である後進ギヤ段（Ｒ）が成立する。なお、ニュートラル「Ｎ」状態とする場合には、例えば切替クラッチＣ０のみが係合される。

【００４１】

一方、駆動装置１が無段変速機として機能する場合には、切替クラッチＣ０及び切替ブレーキＢ０がともに解放される。これにより、電気式差動部２０が無段変速機として機能し、この電気式差動部２０に直列に連結された機械式変速部３０が有段変速機として機能することによって、機械式変速部３０の第１速ギヤ段、第２速ギヤ段、第３速ギヤ段、第４速ギヤ段の各ギヤ段に対し、その機械式変速部３０に入力される回転数すなわち伝達軸２３の回転数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。これによって機械式変速部３０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駆動装置１全体としてのトータル変速比γＴが無段階に得られるようになる。

【００４２】

図３は、無段変速部または第１変速部として機能する電気式差動部２０と、有段変速部または第２変速部として機能する機械式変速部３０とを備えた駆動装置１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数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。

【００４３】

この図３の共線図は、横軸方向において各遊星歯車装置２２，３１，３２，３３のギヤ比ρ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２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「０」を示し、上側の横線Ｘ２が回転速度「１．０」すなわち入力軸１１に連結されたエンジン１０のエンジン回転数Ｎｅを示し、横軸ＸＧが伝達軸２３の回転速度を示している。

【００４４】

また、電気式差動部２０を構成する遊星歯車装置２２の３つの要素に対応する３本の縦線Ｙ１、Ｙ２、Ｙ３のうち、縦線Ｙ１は、第２回転要素（第２要素）ＲＥ２に対応するサンギヤＳ０を表し、縦線Ｙ２は、第１回転要素（第１要素）ＲＥ１に対応するキャリヤＣＡ０を表している。縦線Ｙ３は、第３回転要素（第３要素）ＲＥ３に対応するリングギヤＲ０の相対回転速度を表しており、それらの間隔は遊星歯車装置２２のギヤ比ρ０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ρ０に対応する。

【００４５】

さらに、機械式変速部３０の５本の縦線Ｙ４、Ｙ５、Ｙ６、Ｙ７、Ｙ８のうち、縦線Ｙ４は、第４回転要素（第４要素）ＲＥ４に対応し、かつ、相互に連結された第１サンギヤＳ１及び第２サンギヤＳ２を表し、縦線Ｙ５は、第５回転要素（第５要素）ＲＥ５に対応する第１キャリヤＣＡ１を表している。縦線Ｙ６は、第６回転要素（第６要素）ＲＥ６に対応する第３リングギヤＲ３を表し、縦線Ｙ７は、第７回転要素（第７要素）ＲＥ７に対応し、かつ、相互に連結された第１リングギヤＲ１、第２キャリヤＣＡ２及び第３キャリヤＣＡ３を表している。第８回転要素（第８要素）ＲＥ８に対応し、かつ、相互に連結された第２リングギヤＲ２及び第３サンギヤＳ３を表しており、それらの間隔は３つの遊星歯車装置（第１～第３）３１，３２，３３のギヤ比ρ１，ρ３，ρ３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、各遊星歯車装置（第１～第３）３１，３２，３３ごとに、そのサンギヤとキャリヤとの間が「１」に対応するものとされ、キャリヤとリングギヤとの間がρに対応する。

【００４６】
図３の共線図を用いて表現すれば、この例の駆動装置１は、図１に示す電気式差動部（無段変速部）２０において、遊星歯車装置２２の３回転要素（要素）の１つである第１回転要素ＲＥ１（キャリヤＣＡ０）が入力軸１１に連結されるとともに、切替クラッチＣ０を介して他の回転要素の１つであるサンギヤＳ０と選択的に連結される。これ以外の回転要素の１つである第２回転要素ＲＥ２（サンギヤＳ０）が第１電動機ＭＧ１に連結されるとともに、切替ブレーキＢ０を介してトランスミッションケース１Ａに選択的に連結される。また、残りの回転要素である第３回転要素ＲＥ３（リングギヤＲ０）が伝達軸２３及び第２電動機ＭＧ２に連結されて、入力軸１１の回転を前記伝達軸２３を介して機械式変速部（有段変速機）３０へ伝達する（入力させる）ように構成されている。このとき、Ｙ２とＸ２の交点を通る斜めの直線Ｌ０によりサンギヤＳ０の回転速度とリングギヤＲ０の回転速度との関係が示される。

【００４７】
例えば、上記切替クラッチＣ０及び切替ブレーキＢ０の解放により無段変速状態に切替えられたときは、第１電動機ＭＧ１の発電による反力を制御することによって、直線Ｌ０と縦線Ｙ１との交点で示されるサンギヤＳ０の回転が上昇または下降させられると、直線Ｌ０と縦線Ｙ３との交点で示されるリングギヤＲ０の回転速度が下降または上昇させられる。また、切替クラッチＣ０の係合によりサンギヤＳ０と第１キャリヤＣＡ１とが連結されると、上記３つ回転要素が一体回転するロック状態となるので、直線Ｌ０は横線Ｘ２に一致し、エンジン回転数Ｎｅと同じ回転で伝達軸２３が回転する。また、切替ブレーキＢ０の係合によってサンギヤＳ０の回転が停止させられると、直線Ｌ０は図３に示す状態となり、その直線Ｌ０と縦線Ｙ３との交点で示される第１リングギヤＲ０すなわち伝達軸２３の回転速度は、エンジン回転数Ｎｅよりも増速された回転で自動変速部２０へ入力される。

【００４８】
機械式変速部３０では、図３に示すように、第１クラッチＣ１と第３ブレーキＢ３とが係合させられることにより、第８回転要素ＲＥ８の回転速度を示す縦線Ｙ８と横線Ｘ２との交点と第６回転要素ＲＥ６の回転速度を示す縦線Ｙ６と横線Ｘ１との交点とを通る斜めの直線Ｌ１と、出力軸１２と連結された第７回転要素ＲＥ７の回転速度を示す縦線Ｙ７との交点で第１速の出力軸１２の回転速度が示される。

【００４９】
同様に、第１クラッチＣ１と第２ブレーキＢ２とが係合させられることにより決まる斜めの直線Ｌ２と出力軸１２と連結された第７回転要素ＲＥ７の回転速度を示す縦線Ｙ７との交点で第２速の出力軸１２の回転速度が示され、第１クラッチＣ１と第１ブレーキＢ１とが係合させられることにより決まる斜めの直線Ｌ３と出力軸１２と連結された第７回転要素ＲＥ７の回転速度を示す縦線Ｙ７との交点で第３速の出力軸１２の回転速度が示される。また、第１クラッチＣ１と第２クラッチＣ２とが係合させられることにより決まる水平な直線Ｌ４と出力軸１２と連結された第７回転要素ＲＥ７の回転速度を示す縦線Ｙ７との交点で第４速の出力軸１２の回転速度が示される。

【００５０】
上記第１速～第４速では、切替クラッチＣ０が係合させられているので、エンジン回転数Ｎｅと同じ回転数で第８回転要素ＲＥ８に電気式差動部２０からの動力が入力される。一方、切替クラッチＣ０に替えて切替ブレーキＢ０が係合させられると、電気式差動部２０からの動力がエンジン回転数Ｎｅよりも高い回転数で入力されることから、第１クラッチＣ１、第２クラッチＣ２、及び、切替ブレーキＢ０が係合させられることにより決まる水平な直線Ｌ５と出力軸１２と連結された第７回転要素ＲＥ７の回転速度を示す縦線Ｙ７との交点で第５速の出力軸１２の回転速度が示される。また、第２クラッチＣ２と第３ブレーキＢ３とが係合させられることにより決まる斜めの直線ＬＲと出力軸１２と連結された第７回転要素ＲＥ７の回転速度を示す縦線Ｙ７との交点で後進Ｒの出力軸１２の回転速度が示される。

【００５１】
以上の駆動装置１はＥＣＵ（Ｅｌｅｃｔｒｏｎｉｃ Ｃｏｎｔｒｏｌ Ｕｎｉｔ）１００（図４及び図５参照）によって制御される。そして、このＥＣＵ１００により実行されるプログラムによって本発明の車両用駆動装置の制御装置が実現される。
【００５２】
－ＥＣＵ－
ＥＣＵ１００は、ＣＰＵ、ＲＯＭ、ＲＡＭ、バックアップＲＡＭ及び入出力インターフェースなどを備えており、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１０、第１電動機ＭＧ１及び第２電動機ＭＧ２の各駆動制御、及び、機械式変速部３０の変速制御等の駆動制御を実行する。
【００５３】
ＥＣＵ１００には、図４に示す各種センサや各種スイッチからの信号、例えば、エンジン１０の冷却水温を表す信号、シフトポジションを表す信号、エンジン１０の出力軸（クランクポジション）の回転数であるエンジン回転数Ｎｅを表す信号、第１電動機ＭＧ１の回転数を表す信号、第２電動機ＭＧ２の回転数を表す信号、Ｍモード（手動変速走行モード）を指令する信号、エアコンの作動を示すエアコン信号、出力軸１２の回転数に対応する車速信号、機械式変速部３０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、エンジン１０の排気通路に配置された触媒の温度を示す触媒温度信号、蓄電装置７０の温度を示すバッテリ温度信号、アクセルペダルの操作量（アクセル開度）を示すアクセル開度信号（アクセル開度センサ２０１の出力信号）、ＥＶ走行モードを要求するＥＶ走行モード要求信号（ＥＶスイッチ２０２のオン・オフ信号）、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、オートクルーズモードを設定するオートクルーズモード設定信号、及び、車両の重量を示す車重信号などが入力される。
【００５４】
また、ＥＣＵ１００からは、エンジン１０のスロットルバルブの開度（スロットル開度）を操作するスロットルモータへの駆動信号、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１０の点火時期を指令する点火信号、第１電動機ＭＧ１及び第２電動機ＭＧ２の作動を指令する指令信号、シフトインジケータを作動させるためのシフトポジション（操作位置）表示信号、ギヤ比を表示させるためのギヤ比表示信号、スノーモードであることを表示させるためのスノーモード表示信号、制動時の車輪のスリップを防止するＡＢＳアクチュエータを作動させるためのＡＢＳ作動信号、Ｍモードが選択されていることを表示させるＭモード表示信号、油圧制御回路２００に含まれるＡＴライン圧コントロールソレノイドバルブを作動させるバルブ指令信号、電気式差動部２０や機械式変速部３０の油圧式摩擦係合要素の油圧アクチュエータを制御するために油圧制御回路２００に含まれるＡＴソレノイドバルブを作動させるバルブ指令信号、油圧制御回路２００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などが、それぞれ出力される。
【００５５】
－ＥＣＵの動作説明－
ＥＣＵ１００の動作について説明する前に、ＥＣＵ１００が実行する変速制御に用いる変速線図について図６を参照して説明する。図６に示す変速線図は、車速Ｖと駆動力関連値である出力トルクＴｏｕｔとをパラメータとして、目標ギヤ段等を求めるための２次元マップであって、ＥＣＵ１００に記憶されている。図６に示す変速線図において、アップシフト線（変速線）を実線で示し、ダウンシフト線（変速線）を破線で示している。また、太線内の領域は電動機走行領域（ＥＶ走行領域）を示している。
【００５６】
図６の変速線図において、一点鎖線は有段制御領域と無段制御領域とを判定するための所定条件を定める判定車速Ｖ１及び判定出力トルクＴ１を示しており、高車速判定値であ

る判定車速Ｖ１の連なりと、高出力走行判定値である判定出力トルクＴ１の連なりである高車速判定線と高出力走行判定線とを示している。なお、図６に示す一点鎖線は、例えば図７に示すエンジン回転数Ｎｅ及びエンジントルクＴｅをパラメータとする無段制御領域と有段制御領域との関係（境界線）に基づいて設定されている。また、図６の変速線図には、一点鎖線に対して二点鎖線で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。

【００５７】

なお、無段制御領域と有段制御領域との判定は、実際のエンジン回転数Ｎｅとエンジントルクに基づいて図７の関係図に基づいて判定するようにしてもよい。

【００５８】

次に、ＥＣＵ１００の制御機能の要部を図５を参照して説明する。

【００５９】

ＥＣＵ１００は、切替制御部１０１、ハイブリッド制御部１０２、有段変速制御部１０３、増速側ギヤ段判定部１０４、及び、エンジン制御部１０５などを備えている。

【００６０】

切替制御部１０１は、高車速判定部１１１、高出力走行判定部１１２、及び、電気パス機能判定部１１３を備えており、車両状態に基づいて駆動装置１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替える。

【００６１】

高車速判定部１１１は、ハイブリッド車両の車両状態、例えば実際の車速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（図６参照）以上の高車速となったか否かを判定する。

【００６２】

高出力走行判定部１１２は、ハイブリッド車両の車両状態、例えば駆動力に関連する駆動力関連値、例えば機械式変速部３０の出力トルクＴｏｕｔが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。

【００６３】

電気パス機能判定部１１３は、駆動装置１を無段変速状態とするための車両状態、例えば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ＭＧ１における電気エネルギの発生からその電気エネルギが機械的エネルギに変換されるまでの電気パスに関連する機器の機能低下、すなわち、第１電動機ＭＧ１、第２電動機ＭＧ２、インバータ６０、蓄電装置７０、それらを接続する伝送路などの故障や、故障（フェイル）とか低温による機能低下あるいは機能不全の発生に基づいて判定する。

【００６４】

上記駆動力関連値とは、車両の駆動力に１対１に対応するパラメータであって、駆動輪３での駆動トルクや駆動力のみならず、例えば機械式変速部３０の出力トルクＴｏｕｔ、エンジントルクＴｅ、車両加速度や、例えばアクセル開度あるいはスロットル開度（または吸入空気量、空燃比、燃料噴射量）とエンジン回転数Ｎｅとによって算出されるエンジントルクＴｅなどの実際値や、運転者のアクセルペダル操作量また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。

【００６５】

また、上記駆動トルクは、出力トルクＴｏｕｔ等からデフ比、駆動輪３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、高出力走行判定部１１２では車両の駆動力を直接もしく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。

【００６６】

増速側ギヤ段判定部１０４は、駆動装置１を有段変速状態とする際に切替クラッチＣ０及び切替ブレーキ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下記の変速線図（図６）に従って駆動装置１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、駆動装置１の全体が有段式自動変速機として機能する場合に、第１速～第４速では切替クラッチＣ０が係合させられるか、あるいは第５速では切替ブレーキＢ０が係合させられるようにするためである。

【００６７】

そして、切替制御部１０１は、高車速判定部１１１による高車速判定、高出力走行判定部１１２による高出力走行判定すなわち高トルク判定、電気パス機能判定部１１３による電気パス機能不全の判定のうち、少なくとも１つが発生したことに基づいて、駆動装置１を有段変速状態に切り替える有段変速制御領域であると判定して、ハイブリッド制御部１０２に対してハイブリッド制御または無段変速制御を不許可つまり禁止とする信号を出力するとともに、有段変速制御部１０３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。

【００６８】

このときの有段変速制御部１０３は、図６に示す変速線図に従って機械式変速部３０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クラッチＣ０，Ｃ１，Ｃ２、ブレーキＢ０，Ｂ１，Ｂ２，Ｂ３の作動の組み合わせを示しており、駆動装置１の全体つまり電気式差動部２０及び機械式変速部３０が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。

【００６９】

例えば、高車速判定部１１１による高車速判定、増速側ギヤ段判定部１０４による第５速ギヤ段判定、または、高出力走行判定部１１２による高出力走行判定であっても、増速側ギヤ段判定部１０４によって第５速ギヤ段が判定される場合には、駆動装置１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替制御部１０１は電気式差動部２０が固定の変速比γ０例えば変速比γ０が「０．７０５」の副変速機として機能させられるように切替クラッチＣ０を解放させ、かつ切替ブレーキＢ０を係合させる指令を油圧制御回路２００へ出力する。

【００７０】

また、高出力走行判定部１１２による高出力走行判定、または、増速側ギヤ段判定部１０４により第５速ギヤ段でないと判定される場合には、駆動装置１全体として変速比が１．０以上の減速側ギヤ段を得るために、切替制御部１０１は、電気式差動部２０が固定の変速比γ０、例えば変速比γ０が「１」の副変速機として機能させられるように切替クラッチＣ０を係合させ、かつ切替ブレーキＢ０を解放させる指令を油圧制御回路２００へ出力する。

【００７１】

このように、切替制御部１０１によって所定条件に基づいて駆動装置１が有段変速状態に切り替えられるとともに、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替えられる。これによって、電気式差動部２０が副変速機として機能し、それに直列の機械式変速部３０が有段変速機として機能することにより、駆動装置１の全体が有段式自動変速機として機能する。

【００７２】

例えば、判定車速Ｖ１（図６）は、高速走行において駆動装置１が無段変速状態とされると、かえって燃費が悪化するのを抑制するように、その高速走行において駆動装置１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（図６）は、車両の高出力走行において第１電動機ＭＧ１の反力トルクをエンジン１０の高出力域まで対応させないで第１電動機ＭＧ１を小型化するために、例えば第１電動機ＭＧ１からの電気エネルギの最大出力を小さくして配設可能とされた第１電動機ＭＧ１の特性に応じて設定されることになる。

【００７３】

一方、切替制御部１０１は、上記高車速判定部１１１による高車速判定、高出力走行判定部１１２による高出力走行判定、電気パス機能判定部１１３による電気パス機能不全の判定のいずれも発生しないときは、駆動装置１を無段変速状態に切り替える無段変速制御

領域であると判定して、駆動装置１の全体として無段変速状態が得られるために、電気式差動部２０を無段変速状態として無段変速可能とするように、切替クラッチＣ０及び切替ブレーキＢ０を解放させる指令を油圧制御回路２００へ出力する。同時に、ハイブリッド制御部１０２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、有段変速制御部１０３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、あるいは、図６の変速線図に従って機械式変速部３０を自動変速することを許可する信号を出力する。この場合、有段変速制御部１０３により、図２の係合表内において切替クラッチＣ０及び切替ブレーキＢ０の係合を除いた作動により自動変速が行われる。

【００７４】

このように、切替制御部１０１により所定条件に基づいて無段変速状態に切り替えられた電気式差動部２０が無段変速機として機能し、それに直列の機械式変速部３０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、機械式変速部３０の第１速、第２速、第３速、第４速の各ギヤ段に対し、その機械式変速部３０に入力される回転数すなわち伝達軸２３の回転数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。従って、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駆動装置１全体として無段変速状態となり、トータル変速比γＴが無段階に得られるようになる。

【００７５】

ハイブリッド制御部１０２は、エンジン１０を効率の良い運転域で作動させる一方で、エンジン１０と第１電動機ＭＧ１及び／または第２電動機ＭＧ２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、その要求出力と充電要求値から必要な駆動力を算出する。さらに、エンジン回転数Ｎｅ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数Ｎｅとに基づいて、エンジン出力を得るようにエンジン１０を制御するとともに、第１電動機ＭＧ１の発電量を制御する。

【００７６】

また、ハイブリッド制御部１０２は、機械式変速部３０の変速段を考慮して制御を実行したり、あるいは燃費向上などのために機械式変速部３０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１０を効率の良い運転域で作動させるエンジン回転数Ｎｅと、車速及び機械式変速部３０の変速段で定まる伝達軸２３の回転数とを整合させるために、電気式差動部２０を電気的な無段変速機として機能させる。すなわち、ハイブリッド制御部１０２は無段変速走行の時に運転性と燃費性とを両立した最適燃費率曲線に基づいて、エンジン１０が作動するように駆動装置１のトータル変速比γＴの目標値を求め、その目標値が得られるように電気式差動部２０の変速比γ０を制御し、トータル変速比γＴをその変速可能な変化範囲内（例えば１３～０．５）の範囲内で制御する。

【００７７】

このとき、ハイブリッド制御部１０２は、第１電動機ＭＧ１により発電された電気エネルギをインバータ６０を通して蓄電装置７０や第２電動機ＭＧ２へ供給するので、エンジン１０の動力の主要部は機械的に伝達軸２３へ伝達されるが、エンジン１０の動力の一部は第１電動機ＭＧ１の発電のために消費され電気エネルギに変換される。この電気エネルギはインバータ６０を介して第２電動機ＭＧ２または第１電動機ＭＧ１へ供給され、第２電動機ＭＧ２または第１電動機ＭＧ１から電気式差動部２０の伝達軸２３へ伝達される。この電気エネルギの発生から第２電動機ＭＧ２で消費されるまでに関連する機器により、エンジン１０の動力の一部を電気エネルギに変換し、その電気エネルギを機械的エネルギに変換するまでの電気パスが構成される。

【００７８】

また、ハイブリッド制御部１０２は、エンジン１０の停止またはアイドル状態に関わらず、電気式差動部２０の電気的ＣＶＴ機能によって電動機走行（モータ走行）させることができる。さらに、ハイブリッド制御部１０２は、エンジン１０の停止状態で電気式差動部２０が有段変速状態（定変速状態）であっても第１電動機ＭＧ１及び／または第２電動

機ＭＧ２を作動させて電動機走行させることもできる。
【００７９】
また、ハイブリッド制御部１０２は、例えば、運転者によりＥＶスイッチ２０２（図４参照）がオン操作された場合、第１電動機ＭＧ１及び第２電動機ＭＧ２の両方を走行用の駆動力源とする電動機走行（以下、ＭＧ１・ＭＧ２併用走行ともいう）を行う。また、蓄電装置７０への入力制限Ｗｉｎがあり、エンジン走行が不可能なときにも、ＭＧ１・ＭＧ２併用走行を行う。その詳細については後述する。
【００８０】
ここで、蓄電装置７０の入力制限Ｗｉｎは、例えばバッテリ温度センサ（図４参照）にて検出された蓄電装置７０の電池温度と蓄電装置７０の充電状態ＳＯＣ（Ｓｔａｔｅ ｏｆ Ｃｈａｒｇｅ）とに基づいて設定される。なお、充電状態ＳＯＣは、例えば蓄電装置７０の充放電電流の積算値に基づいて算出される。
【００８１】
エンジン制御部１０５は、エンジン１０のスロットルバルブの開度制御（吸入空気量制御）、燃料噴射量制御、点火時期制御などを含むエンジン１０の各種制御を実行する。
【００８２】
そして、ＥＣＵ１００は、以上説明した種々の制御に加えて、後述する「電動機走行制御」を実行する。
【００８３】
－シフト操作装置－
次に、手動変速操作装置であるシフト操作装置について図８を参照して説明する。
【００８４】
この例のシフト操作装置８０は、例えば運転席の横に配設され、複数種類のシフトポジションを選択するために操作されるシフトレバー８１を備えている。
【００８５】
シフトレバー８１は、例えば図２の係合作動表に示すように、クラッチＣ１及びクラッチＣ２がともに解放され、駆動装置１内の動力伝達経路が遮断されたニュートラル状態（中立状態）とするとともに、駆動装置１の出力軸１２をロックするための駐車ポジション「Ｐ（パーキング）」、後進走行のための後進走行ポジション「Ｒ（リバース）」、駆動装置１内の動力伝達経路が遮断された中立状態とする中立ポジション「Ｎ（ニュートラル）」、前進自動変速走行ポジション「Ｄ（ドライブ）」、または、前進手動変速走行ポジション「Ｍ（マニュアル）」のいずれかのポジションに手動操作されるように設けられている。
【００８６】
「Ｐ」ポジション及び「Ｎ」ポジションは、車両を走行させないときに選択される非走行ポジションであり、「Ｒ」ポジション、「Ｄ」ポジション及び「Ｍ」ポジションは、車両を走行させるときに選択される走行ポジションである。また、「Ｄ」ポジションは、最高速走行ポジションでもあり、「Ｍ」ポジションにおける例えば「４」レンジ乃至「Ｌ」レンジはエンジンブレーキ効果が得られるエンジンブレーキレンジでもある。
【００８７】
「Ｍ」ポジションは、例えば車両の前後方向において上記「Ｄ」ポジションと同じ位置において車両の幅方向に隣接して設けられており、シフトレバー８１が「Ｍ」ポジションへ操作されることにより、「Ｄ」レンジ～「Ｌ」レンジのいずれかのレンジがシフトレバー８１の操作に応じて変更される。具体的には、この「Ｍ」ポジションには、車両の前後方向にアップシフト位置「＋」及びダウンシフト位置「－」が設けられており、シフトレバー８１がそれ等のアップシフト位置「＋」またはダウンシフト位置「－」へ操作されると、「Ｄ」レンジ乃至「Ｌ」レンジのいずれかに切り替えられる。例えば、「Ｍ」ポジションにおける「Ｄ」レンジ～「Ｌ」レンジの５つの変速レンジは、駆動装置１の自動変速制御が可能なトータル変速比γＴの変化範囲における高速側（変速比が最小側）のトータル変速比γＴが異なる複数種類の変速レンジであり、また、機械式変速部３０の変速が可

能な最高速側変速段が異なるように変速段（ギヤ段）の変速範囲を制限するものである。

【００８８】

また、シフトレバー８１はスプリング等の付勢手段により上記アップシフト位置「＋」及びダウンシフト位置「－」から、「Ｍ」ポジションへ自動的に戻されるようになっている。また、シフト操作装置８０にはシフトレバー８１の各シフトポジションを検出するためのシフトポジションセンサ（図４参照）が備えられており、そのシフトレバー８１のシフトポジションや「Ｍ」ポジションにおける操作回数等をＥＣＵ１００へ出力する。

【００８９】

例えば、「Ｄ」ポジションがシフトレバー８１の操作により選択された場合には、図６の変速線図に基づいて切替制御部１０１により駆動装置１の変速状態の自動切替制御が実行され、ハイブリッド制御部１０２により電気式差動部２０の無段変速制御が実行され、有段変速制御部１０３により機械式変速部３０の自動変速制御が実行される。例えば、駆動装置１が有段変速状態に切り替えられる有段変速走行時には駆動装置１が、例えば図２に示すような第１速ギヤ段～第５速ギヤ段の範囲で自動変速制御され、あるいは、駆動装置１が無段変速状態に切り替えられる無段変速走行時には駆動装置１が電気式差動部２０の無段的な変速比幅と機械式変速部３０の第１速ギヤ段～第４速ギヤ段の範囲で自動変速制御される各ギヤ段とで得られる駆動装置１の変速可能なトータル変速比γＴの変化範囲内で自動変速制御される。この「Ｄ」ポジションは駆動装置１の自動変速制御が実行される制御様式である自動変速走行モード（自動モード）を選択するシフトポジションでもある。

【００９０】

一方、「Ｍ」ポジションがシフトレバー８１の操作により選択された場合には、変速レンジの最高速側変速段または変速比を超えないように、切替制御部１０１、ハイブリッド制御部１０２、及び、有段変速制御部１０３により駆動装置１の各変速レンジで変速可能なトータル変速比γＴの範囲で自動変速制御される。例えば、駆動装置１が有段変速状態に切り替えられる有段変速走行時には駆動装置１が各変速レンジで駆動装置１が変速可能なトータル変速比γＴの範囲で自動変速制御され、あるいは、駆動装置１が無段変速状態に切り替えられる無段変速走行時には駆動装置１が電気式差動部２０の無段的な変速比幅と各変速レンジに応じた機械式変速部３０の変速可能な変速段の範囲で自動変速制御される各ギヤ段とで得られる駆動装置１の各変速レンジで変速可能なトータル変速比γＴの範囲で自動変速制御される。この「Ｍ」ポジションは駆動装置１の手動変速制御が実行される制御様式である手動変速走行モードを選択するシフトポジションでもある。

【００９１】

－電動機走行制御－

ＥＣＵ１００が実行する電動機走行制御ついて図９のフローチャートを参照して説明する。図９の制御ルーチンはＥＣＵ１００において所定時間（例えば数ｍｓｅｃ乃至数十ｍｓｅｃ程度）毎に繰り返して実行される。

【００９２】

まず、ステップＳＴ１０１において、ＥＶスイッチ２０２（図４）がオンであるか否かを判定し、その判定結果が肯定判定である場合（ＥＶスイッチオンである場合）はステップＳＴ１０５に進む。ステップＳＴ１０１の判定結果が否定判定である場合（ＥＶスイッチオフである場合）はステップＳＴ１０２に進む。

【００９３】

ステップＳＴ１０２では、蓄電装置７０への入力制限Ｗｉｎがあるか否かを判定し、その判定結果が肯定判定である場合はステップＳＴ１０５に進む。ステップＳＴ１０２の判定結果が否定判定である場合（蓄電装置７０への入力制限Ｗｉｎがない場合）はステップＳＴ１０３に進む。

【００９４】

ステップＳＴ１０３では、第２電動機ＭＧ２での単独走行を前提とし、アクセル開度に対するトルクマップを採用する。具体的には、図１１に示すマップのうち、第２電動機Ｍ

Ｇ２のみを使用する場合のマップＭａを用い、アクセル開度センサ２０１（図４）の出力信号から得られるアクセル開度に基づいて、マップＭａを参照して要求駆動トルクを算出し、その算出した要求駆動トルクに基づいて第２電動機ＭＧ２の駆動制御を行うことにより、第２電動機ＭＧ２のみを使用した電動機走行を実施する（ステップＳＴ１０４）。

【００９５】

一方、ステップＳＴ１０１の判定結果が肯定判定である場合（ＥＶスイッチオンである場合）、つまり、運転者の要求が、エンジン１０を始動せずに電動機走行を行いたい場合は、ステップＳＴ１０５において、第１電動機ＭＧ１及び第２電動機ＭＧ２による併用走行を前提とし、アクセル開度に対するトルクマップを採用する。具体的には、図１１に示すマップのうち、第１電動機ＭＧ１及び第２電動機ＭＧ２を使用する場合のマップＭｂを採用する。

【００９６】

次に、ステップＳＴ１０６において、アクセル開度センサ２０１（図４）の出力信号から得られるアクセル開度が併用判定値θ１以上であるか否かを判定し、その判定結果が否定判定である場合（アクセル開度＜θ１である場合）は、ステップＳＴ１０３に移行して第２電動機ＭＧ２のみを使用した電動機走行を実施（継続）する。

【００９７】

ステップＳＴ１０６が肯定判定である場合（アクセル開度≧θ１である場合）はステップＳＴ１０７に進む。なお、併用判定値θ１は、第２電動機ＭＧ２が出力してもよい許容トルクの上限値を考慮し、その許容トルクの上限値までは、第２電動機ＭＧ２のみを使用した電動機走行を実施できるような値（アクセル開度）を適合して設定する。

【００９８】

ステップＳＴ１０７では、第１電動機ＭＧ１の回転数を上昇させて、図１に示す電気式差動部２０のサンギヤＳ０の回転数を引き上げる。このとき、第１電動機ＭＧ１の回転数上昇に伴ってエンジン回転数も上昇するので、そのエンジン１０の引き摺り抵抗を低減するために、エンジン１０の圧縮行程において吸気バルブまたは排気バルブを開いて、エンジン１０をデコンプレッション状態にしておく。

【００９９】

次に、ステップＳＴ１０８において、上記第１電動機ＭＧ１によって引き上げたサンギヤＳ０の回転数（エンジン回転数センサ（図４）の出力信号から算出）が同期回転数（第２電動機ＭＧ２の回転数）に達したか否かを判定し、サンギヤＳ０の回転数が第２電動機ＭＧ２の回転数に到達した時点（ステップＳＴ１０８の判定結果が肯定判定となった時点）で、図１に示す電気式差動部２０のクラッチＣ０を係合（ロック）する（ステップＳＴ１０９）。このようにしてクラッチＣ０を係合すると、サンギヤＳ０、キャリヤＣＡ０及びリングギヤＲ０が一体回転し、第１電動機ＭＧ１及び第２電動機ＭＧ２を併用した電動機走行が可能になる。

【０１００】

そして、ステップＳＴ１１０において、図１１に示すマップのうち、第１電動機ＭＧ１及び第２電動機ＭＧ２を使用する場合のマップＭｂを用い、アクセル開度センサ２０１（図４）の出力信号から得られるアクセル開度に基づいてマップＭｂを参照して要求駆動トルクを算出し、その算出した要求駆動トルクに基づいて、第１電動機ＭＧ１のトルクを上昇させること（第１電動機ＭＧ１及び第２電動機ＭＧ２を併用すること）により、アクセルペダルの踏み込みによる高トルク要求に応じた高駆動トルクを確保する。

【０１０１】

ここで、ＥＶスイッチオフの場合（ステップＳＴ１０１の判定結果が否定判定）であっても、蓄電装置７０への入力制限Ｗｉｎが掛かっていると、エンジン走行で走れる領域と駆動トルクとが限られるため、第１電動機ＭＧ１及び第２電動機ＭＧ２を併用した走行（併用走行）が要求される場合がある。つまり、入力制限Ｗｉｎが掛かっていると、エンジン１０を始動できないので、例えば急登坂時などにおいて、どうしても電動機走行で駆動トルクを確保することが必要になる場合がある。

【０１０２】
そこで、この例では、そのような場合にも、第１電動機ＭＧ１及び第２電動機ＭＧ２を併用した電動機走行を実施する。具体的には、蓄電装置７０への入力制限Ｗｉｎがある場合（ステップＳＴ１０２の判定結果が肯定判定の場合）で、アクセルペダルの踏み込み量が大きいとき（アクセル開度≧θ１）には、上記したステップＳＴ１０７～ステップＳＴ１１０の処理を実行して、第１電動機ＭＧ１及び第２電動機ＭＧ２を併用した走行を実施する。
【０１０３】
以上のように、この例では、ＥＶスイッチ２０２がオン操作された場合、または、蓄電装置７０への入力制限Ｗｉｎが掛かった場合で、高トルク要求（アクセル開度≧θ１）があるときに限って、第２電動機ＭＧ２による駆動トルク（許容上限トルク）に、第１電動機ＭＧ１による駆動トルクがアシストされるので、図１２に示すように、通常電動機走行領域（太線で示す領域）に対して電動機走行領域が拡大され（図１２の２点鎖線で示す領域）、低車速で高駆動トルクを実現することができる。
【０１０４】
次に、以上の電動機走行制御について、図１０のタイミングチャートを参照して具体的に説明する。
【０１０５】
まず、第２電動機ＭＧ２の単独使用による電動機走行中において、アクセルペダルが踏み込まれると、その時点Ｔ１（アクセル開度上昇開始時点）から第２電動機ＭＧ２のトルク上昇を開始する。具体的には、アクセル開度に基づいて図１１のマップＭａから得られる要求駆動トルクに一致させるべく、第２電動機ＭＧ２を駆動制御して第２電動機ＭＧ２のトルク上昇を行う。
【０１０６】
次に、アクセル開度が併用判定値θ１以上（アクセル開度≧θ１）となった時点Ｔ２で併用切替制御を開始する。具体的には、図１に示すサンギヤＳ０の回転数を第２電動機ＭＧ２の回転数に同期させるために、第１電動機ＭＧ１を上昇させてサンギヤＳ０の回転数を引き上げを開始する。このとき、アクセル開度が併用判定値θ１以上となっても、要求駆動トルクに対し実際の駆動トルクの応答遅れがあるので、第２電動機ＭＧ２のトルクは上昇している。なお、第１電動機ＭＧ１を上昇させるときには、上述したようにエンジン１０の引き摺り抵抗を低減するために、エンジン１０をデコンプレッション状態にしておく。
【０１０７】
そして、第１電動機ＭＧ１によるサンギヤＳ０の回転数の引き上げにより、サンギヤＳ０の回転数が第２電動機ＭＧ２の回転数に同期した時点Ｔ３で、図１に示す電気式差動部２０のクラッチＣ０をロック（係合）する。さらに、第２電動機ＭＧ２のトルクを一定にするとともに、第１電動機ＭＧ１のトルクを上昇させることにより、アウトプットトルク（駆動トルク）を更に上昇させる。この後、スロットル開度が一定となった時点Ｔ４で併用切替制御を終了する。
【０１０８】
以上のように、図９及び図１０の電動機走行制御によれば、ＥＶスイッチオン時、または、蓄電装置７０への入力制限Ｗｉｎがある場合（電動機走行強制域である場合）で、電動機走行で高駆動トルクを確保する必要がある場合等の特定条件が成立したときのみに限って、第１電動機ＭＧ１及び第２電動機ＭＧ２を併用して電動機走行を実施し、第２電動機ＭＧ２による単独走行が可能な範囲（駆動トルクが第２電動機ＭＧ２の上限トルクに達するまでの範囲）では第１電動機ＭＧ１を併用しないので、電動機走行範囲の大部分を第２電動機ＭＧ２での単独走行とすることができる。これによって駆動トルクの確保とエネルギ損出の低減とを両立することができる。なお、低アクセル開度から第１電動機ＭＧ１を併用（常用）する案に比べて、第１電動機ＭＧ１の回転上昇のためのエネルギやエンジン引き摺り抵抗を抑制することができるので、燃費の点で有利である。

【０１０９】
ここで、以上の図９に示す電動機走行制御では、ＥＶスイッチオン時を判定するステップＳＴ１０１と、入力制限Ｗｉｎ時を判定するステップＳＴ１０２とを実行しているが、これに限られることなく、ＥＶスイッチオン時を判定するステップＳＴ１０１、または、入力制限Ｗｉｎ時を判定するステップＳＴ１０２のいずれか一方の判定ステップのみを実行するようにしてもよい。
【０１１０】
また、ＥＶスイッチオン時を判定するステップＳＴ１０１及び入力制限Ｗｉｎ時を判定するステップＳＴ１０２を省略して、第２電動機ＭＧ２を第２電動機ＭＧ２の単独使用による電動機走行中において、アクセルペダルが踏み込まれてアクセル開度がθ１以上になった時点で、上記した併用切替制御を実行して第１電動機ＭＧ１及び第２電動機ＭＧ２を使用した電動機走行を行うようにしてもよい。
【０１１１】
＜第２実施形態＞
本発明の制御装置を適用する駆動装置の他の例について、図１３～図１５を参照して説明する。
【０１１２】
図１３はこの例の駆動装置５００のスケルトン図であり、図１４はその駆動装置５００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である。図１５は駆動装置５００の変速作動を説明する共線図である。なお、図１３に示すスケルトン図では、電気式差動部２０及び機械式変速部５０の上半分の構成のみを示している。
【０１１３】
この例の駆動装置５００は、上記した＜第１実施形態＞に対し、機械式変速部５０の構成が異なる。その他の構成、例えばエンジン１０及び電気式差動部２０（第１電動機ＭＧ１、第２電動機ＭＧ２を含む）などの構成は上記した＜第１実施形態＞と基本的に同じである。
【０１１４】
この例に適用する機械式変速部５０は、前進３段・後進１段の有段式自動変速機であって、シングルピニオン型の第１遊星歯車装置５１、及び、シングルピニオン型の第２遊星歯車装置５２を備えている。
【０１１５】
第１遊星歯車装置５１は、第１サンギヤＳ１、第１遊星歯車Ｐ１、その第１遊星歯車Ｐ１を自転及び公転可能に支持する第１キャリヤＣＡ１、第１遊星歯車Ｐ１を介して第１サンギヤＳ１と噛み合う第１リングギヤＲ１を備えており、例えば「０．５３２」程度の所定のギヤ比ρ１を有している。
【０１１６】
第２遊星歯車装置５２は、第２サンギヤＳ２、第２遊星歯車Ｐ２、その第２遊星歯車Ｐ２を自転及び公転可能に支持する第２キャリヤ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「０．４１８」程度の所定のギヤ比ρ２を有している。
【０１１７】
この例の機械式変速部５０では、第１サンギヤＳ１と第２サンギヤＳ２とが一体的に連結されて第２クラッチＣ２を介して伝達軸２３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１Ａに選択的に連結される。また、第１遊星歯車装置５１の第１キャリヤＣＡ１と第２遊星歯車装置５２の第２リングギヤＲ２とが一体的に連結されて出力軸１２に連結され、第１リングギヤＲ１は第１クラッチＣ１を介して伝達軸２３に選択的に連結される。さらに、第２キャリヤＣＡ２は第２ブレーキＢ２を介してケース１２に選択的に連結される。
【０１１８】
切替クラッチＣ０、第１クラッチＣ１、第２クラッチＣ２、切替ブレーキＢ０、第１ブ

レーキＢ１、及び、第２ブレーキＢ２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要素であって、例えば、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。

【０１１９】

以上のように構成された駆動装置５００においては、例えば図１４の係合作動表に示すように、切替クラッチＣ０、第１クラッチＣ１、第２クラッチＣ２、切替ブレーキＢ０、第１ブレーキＢ１、及び、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１ｓｔ（第１変速段）～第４速ギヤ段４ｔｈ（第４変速段）のいずれか１つのギヤ段が選択的に成立させられ、後進ギヤ段（後進変速段）またはニュートラルが選択的に成立させられることによって、略等比的に変化する変速比γ（γ＝入力軸回転数Ｎｉｎ／出力軸回転数Ｎｏｕｔ）が各ギヤ段毎に得られるようになっている。

【０１２０】

特に、この例では、電気式差動部２０に切替クラッチＣ０及び切替ブレーキＢ０が設けられており、それら切替クラッチＣ０及び切替ブレーキＢ０のいずれか一方が係合させられることによって、電気式差動部２０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である。従って、この例の駆動装置５００では、切替クラッチＣ０及び切替ブレーキＢ０のいずれか一方を係合させることで、定変速状態とされた電気式差動部２０と機械式変速部５０とで有段変速機が構成され、切替クラッチＣ０及び切替ブレーキＢ０の双方を解放することで無段変速状態とされた電気式差動部２０と機械式変速部５０とで無段変速機が構成される。

【０１２１】

例えば駆動装置５００が有段変速機として機能する場合には、図１４に示すように、切替クラッチＣ０、第１クラッチＣ１及び第２ブレーキＢ２の係合により、変速比γ１が最大値、例えば「２．８０４」程度である第１速ギヤ段（１ｓｔ）が成立し、切替クラッチＣ０、第１クラッチＣ１及び第１ブレーキＢ１の係合により、変速比γ２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（２ｎｄ）が成立する。

【０１２２】

また、切替クラッチＣ０、第１クラッチＣ１、及び、第２クラッチＣ２の係合により、変速比γ３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（３ｒｄ）が成立し、第１クラッチＣ１、第２クラッチＣ２、及び切替ブレーキＢ０の係合により、変速比γ４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（４ｔｈ）が成立する。

【０１２３】

また、第２クラッチＣ２及び第２ブレーキＢ２の係合により、変速比γＲ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する。なお、ニュートラル「Ｎ」状態とする場合には、例えば切替クラッチＣ０のみが係合される。

【０１２４】

一方、駆動装置５００が無段変速機として機能する場合には、図１４に示される係合表の切替クラッチＣ０及び切替ブレーキＢ０がともに解放される。これにより、電気式差動部２０が無段変速機として機能し、それに直列の機械式変速部５０が有段変速機として機能することにより、機械式変速部５０の第１速、第２速、第３速の各ギヤ段に対しその機械式変速部５０に入力される回転速度すなわち伝達軸２３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。これによって機械式変速５０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駆動装置５００全体としてのトータル変速比γＴが無段階に得られるようになる。

【０１２５】
図１５は、無段変速部または第１変速部として機能する電気式差動部２０と、有段変速部または第２変速部として機能する機械式変速部５０とを備えた駆動装置５００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。なお、電気式差動部２０の切替クラッチＣ０及び切替ブレーキＢ０が解放される場合、及び、切替クラッチＣ０または切替ブレーキＢ０が係合させられる場合の電気式差動部２０の各要素の回転速度は前述の場合と同様である。
【０１２６】
この図１５の共線図は、横軸方向において各遊星歯車装置２２，３１，３２のギヤ比ρ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２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「０」を示し、上側の横線Ｘ２が回転速度「１．０」すなわち入力軸１１に連結されたエンジン１０のエンジン回転数Ｎｅを示し、横軸ＸＧが伝達軸２３の回転速度を示している。
【０１２７】
また、電気式差動部２０を構成する遊星歯車装置２２の３つの要素に対応する３本の縦線Ｙ１、Ｙ２、Ｙ３のうち、縦線Ｙ１は、第２回転要素（第２要素）ＲＥ２に対応するサンギヤＳ０を表し、縦線Ｙ２は、第１回転要素（第１要素）ＲＥ１に対応するキャリヤＣＡ０を表し、縦線Ｙ３は、第３回転要素（第３要素）ＲＥ３に対応するリングギヤＲ０の相対回転速度を表しており、それらの間隔は遊星歯車装置２２のギヤ比ρ０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ρ０に対応する。
【０１２８】
さらに、機械式変速部５０の４本の縦線Ｙ４、Ｙ５、Ｙ６、Ｙ７のうち、縦線Ｙ４は、第４回転要素（第４要素）ＲＥ４に対応し、かつ、相互に連結された第１サンギヤＳ１及び第２サンギヤＳ２を表しており、縦線Ｙ５は、第５回転要素（第５要素）ＲＥ５に対応する第２キャリヤＣＡ２を表している。縦線Ｙ６は、第６回転要素（第６要素）ＲＥ６に対応し、かつ、相互に連結された第１キャリヤＣＡ１及び第２リングギヤＲ２を表しており、縦線Ｙ７は、第７回転要素（第７要素）ＲＥ７に対応する第１リングギヤＲ１をそれぞれ表している。
【０１２９】
また、図１３に示すように、機械式変速部５０において第４回転要素ＲＥ４は、第２クラッチＣ２を介して伝達軸２３に選択的に連結されるとともに、第１ブレーキＢ１を介してケース１２に選択的に連結され、第５回転要素ＲＥ５は第２ブレーキＢ２を介してケース１２に選択的に連結される。第６回転要素ＲＥ６は出力軸１２に連結され、第７回転要素ＲＥ７は第１クラッチＣ１を介して伝達軸２３に選択的に連結される。
【０１３０】
この例の機械式変速部５０では、図１５に示すように、第１クラッチＣ１と第２ブレーキＢ２とが係合させられることにより、第７回転要素ＲＥ７（Ｒ１）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（ＣＡ２）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１２と連結された第６回転要素ＲＥ６（ＣＡ１，Ｒ２）の回転速度を示す縦線Ｙ６との交点で第１速の出力軸１２の回転速度が示される。
【０１３１】
同様に、第１クラッチＣ１と第１ブレーキＢ１とが係合させられることにより決まる斜めの直線Ｌ２と出力軸１２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１２の回転速度が示され、第１クラッチＣ１と第２クラッチＣ２とが係合させられることにより決まる水平な直線Ｌ３と出力軸１２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１２の回転速度が示される。
【０１３２】

第１速～第３速では、切替クラッチＣ０が係合させられている結果、エンジン回転速度ＮＥと同じ回転速度で第７回転要素ＲＥ７に電気式差動部２０からの動力が入力される。一方、切替クラッチＣ０に替えて切替ブレーキＢ０が係合させられると、電気式差動部２０からの動力がエンジン回転速度ＮＥよりも高い回転速度で入力されることから、第１クラッチＣ１、第２クラッチＣ２、及び、切替ブレーキＢ０が係合させられることにより決まる水平な直線Ｌ４と出力軸１２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１２の回転速度が示される。また、第２クラッチＣ２と第２ブレーキＢ２とが係合させられることにより決まる斜めの直線ＬＲと出力軸１２と連結された第６回転要素ＲＥ６の回転速度を示す縦線Ｙ６との交点で後進Ｒの出力軸１２の回転速度が示される。

【０１３３】

そして、この例においても、上述した＜第１実施形態＞の場合と同様に、ＥＶスイッチオン時、または、蓄電装置７０の入力制限Ｗｉｎがある時に、電動機走行で高駆動トルク（アクセル開度≧θ１）を確保する必要がある場合のみに限って、第１電動機ＭＧ１及び第２電動機ＭＧ２を併用して電動機走行を実施し、第２電動機ＭＧ２による単独走行が可能な範囲（駆動トルクが第２電動機ＭＧ２の上限トルクに達するまでの範囲）では第１電動機ＭＧ１を併用しないようにすることで、駆動トルクの確保とエネルギ損出の低減とを達成することができる。

【０１３４】

－他の実施形態－

以上の例では、機械式変速部３０（５０）として、前進４（前進３段）段変速の遊星歯車式自動変速機を用いているが、本発明はこれに限られることなく、他の任意の変速段の遊星歯車式自動変速機を機械式変速部に適用してもよい。また、機械式変速部はベルト式無段変速機またはトロイダル式無段変速機であってもよい。

【０１３５】

以上の例では、電気式差動部２０の動力分配機構２１を１組の遊星歯車装置によって構成しているが、本発明はこれに限られることなく、電気式差動部の動力分配機構を２組以上の遊星歯車装置で構成し、定速状態で動力分配機構が３段以上の変速機として機能するようにしてもよい。

【０１３６】

以上の例では、駆動源としてガソリンエンジンを搭載した車両用駆動装置の制御に本発明を適用した例を示したが、本発明はこれに限られることなく、ディーゼルエンジン等の他のエンジンを搭載した車両用駆動装置の制御にも適用可能である。さらに、本発明は、ＦＲ（フロントエンジン・リアドライブ）型車両に限れられることなく、ＦＦ（フロントエンジン・フロントドライブ）型車両や、４輪駆動車の制御にも適用できる。

【産業上の利用可能性】

【０１３７】

本発明は、エンジン（内燃機関）などの駆動力源と、差動機構及び電動機を有する電気式差動部と、機械式変速部とを備えた車両用駆動装置の制御装置に利用可能である。

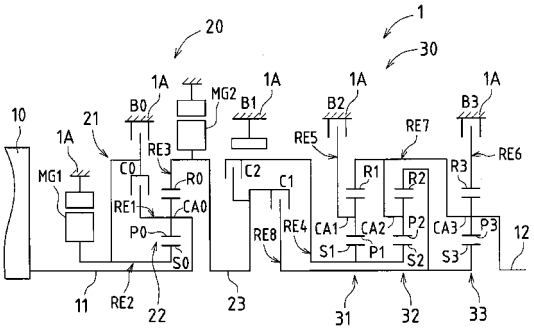
【符号の説明】

【０１３８】

１　駆動装置
１０　エンジン
１１　入力軸（電気式差動部の入力軸）
１２　出力軸（駆動装置の出力軸）
２０　電気式差動部
２１　動力分配機構
２２　伝達軸（電気式差動部の出力軸）
ＭＧ１　第１電動機
ＭＧ２　第２電動機

３０　機械式変速部
６０　蓄電装置（バッテリ）
１００　ＥＣＵ
２０１　アクセル開度センサ
２０２　ＥＶスイッチ（電動機走行モードスイッチ）

【図１】

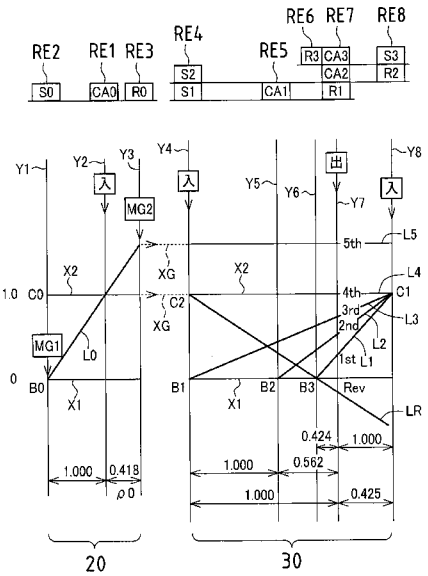


【図２】

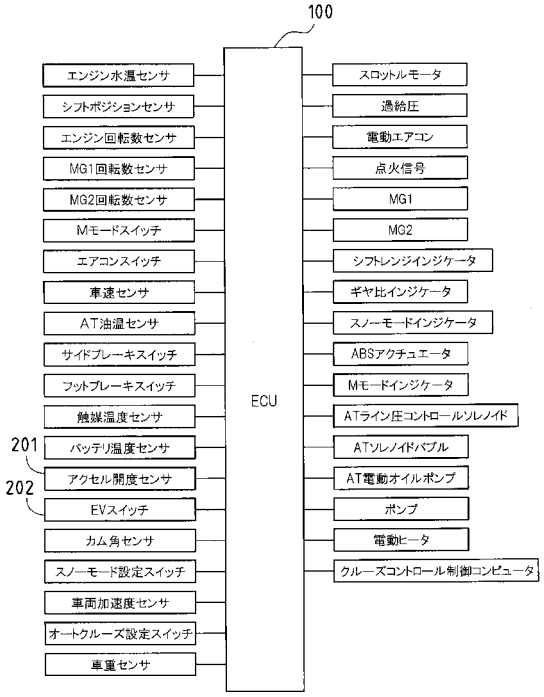
	C0	C1	C2	B0	B1	B2	B3	変速比	ステップ
1st	◎	○					○	3.357	1.54
2nd	◎	○				○		2.180	1.53
3rd	◎	○			○			1.424	1.42
4th	◎	○	○					1.000	1.42
5th		○	○	◎				0.705	トータル
R			○				○	3.209	4.76
N	○								

○係合　◎有段時係合、無段時解放

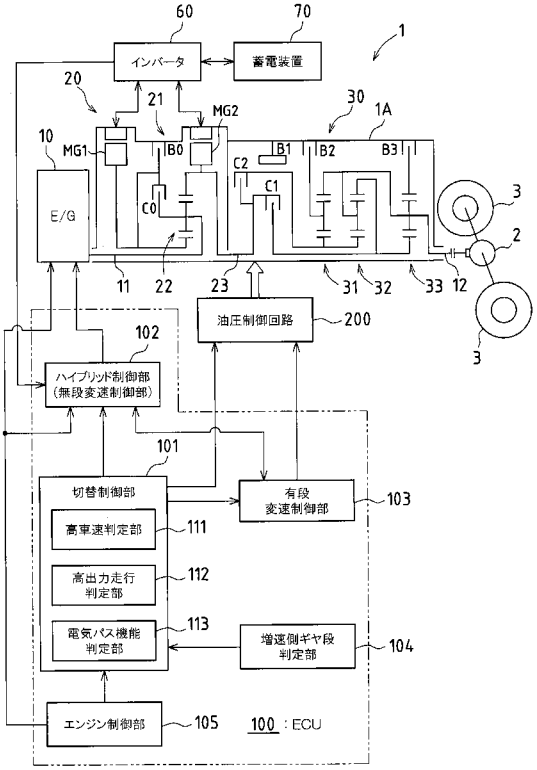
【図３】



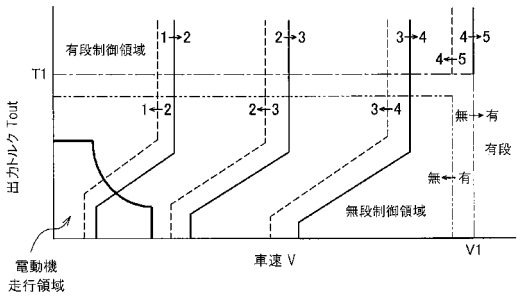
【図４】


100
ECU
エンジン水温センサ
シフトポジションセンサ
エンジン回転数センサ
MG1回転数センサ
MG2回転数センサ
Mモードスイッチ
エアコンスイッチ
車速センサ
AT油温センサ
サイドブレーキスイッチ
フットブレーキスイッチ
触媒温度センサ
201
バッテリ温度センサ
アクセル開度センサ
202
EVスイッチ
カム角センサ
スノーモード設定スイッチ
車両加速度センサ
オートクルーズ設定スイッチ
車重センサ
スロットルモータ
過給圧
電動エアコン
点火信号
MG1
MG2
シフトレンジインジケータ
ギヤ比インジケータ
スノーモードインジケータ
ABSアクチュエータ
Mモードインジケータ
ATライン圧コントロールソレノイド
ATソレノイドバブル
AT電動オイルポンプ
ポンプ
電動ヒータ
クルーズコントロール制御コンピュータ

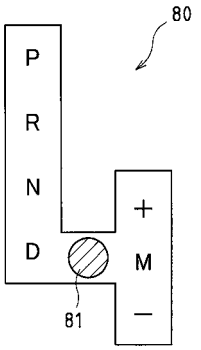
【図５】


60
70
1
インバータ
蓄電装置
20
21
MG2
30
1A
10
MG1
B0
B1
B2
B3
C2
C1
C0
E/G
3
2
11
22
23
31
32
33
12
3
油圧制御回路
200
102
ハイブリッド制御部
(無段変速制御部)
101
切替制御部
有段
変速制御部
103
高車速判定部
111
高出力走行
判定部
112
電気パス機能
判定部
113
増速側ギヤ段
判定部
104
エンジン制御部
105
100：ECU

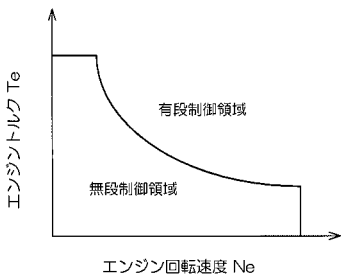
【図６】


有段制御領域
1→2
2→3
3→4
4→5
4←5
T1
1←2
2←3
3←4
無→有
有段
無←有
無段制御領域
出力トルク Tout
電動機
走行領域
車速 V
V1

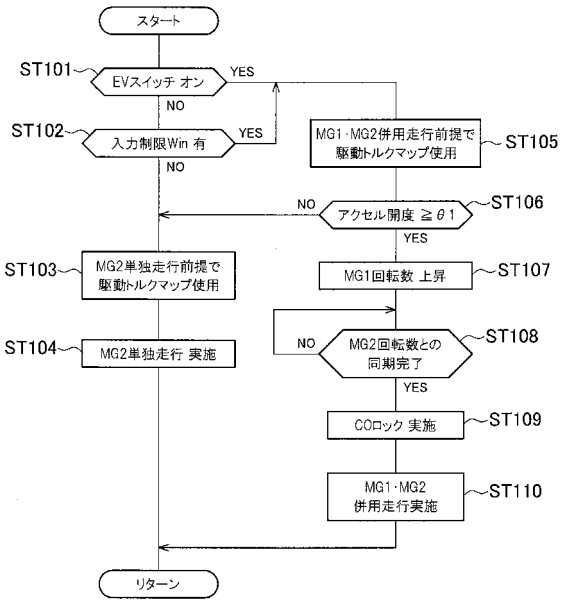
【図８】


80
P
R
N
D
+
M
−
81

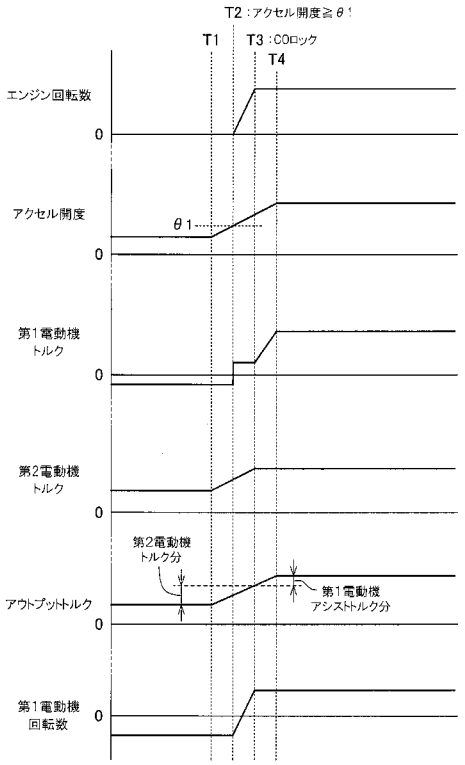
【図７】


エンジントルク Te
有段制御領域
無段制御領域
エンジン回転速度 Ne

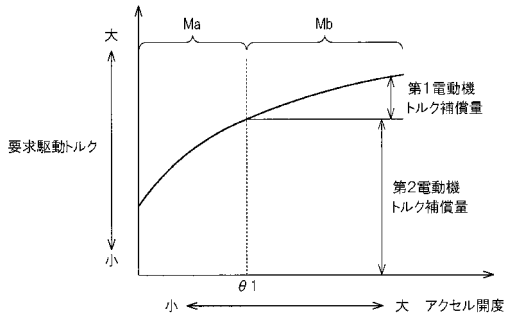
【図９】



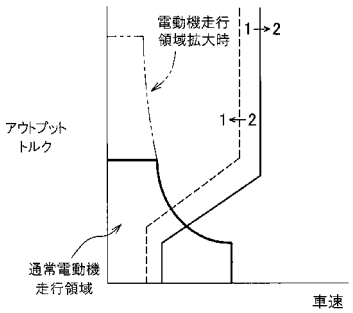
【図１０】



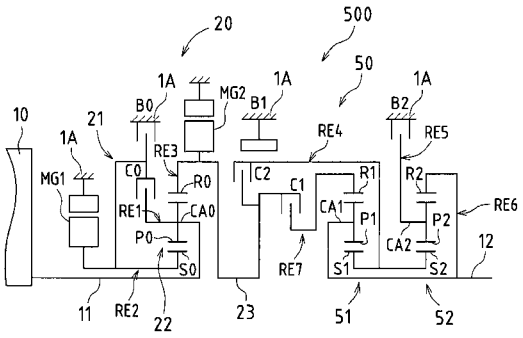
【図１１】



【図１２】



【図１３】

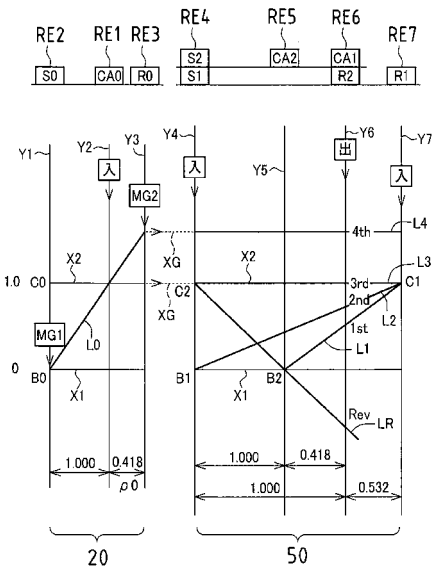


【図１４】

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

○係合　◎有段時係合、無段時解放

【図１５】


RE2
RE1
RE3
RE4
RE5
RE6
RE7
S0
CA0
R0
S2
S1
CA2
CA1
R2
R1
Y1
Y2
Y3
Y4
Y5
Y6
Y7
入
出
MG2
MG1
4th
3rd
2nd
1st
L4
L3
L2
L1
L0
X2
XG
C0
C2
C1
B0
B1
B2
X1
Rev
LR
1.0
0
1.000
0.418
0.532
ρ0
20
50

フロントページの続き

(51)Int.Cl.	F I	テーマコード（参考）
Ｂ６０Ｌ 11/14 (2006.01)		

(72)発明者 今村 達也
愛知県豊田市トヨタ町１番地 トヨタ自動車株式会社内
(72)発明者 田端 淳
愛知県豊田市トヨタ町１番地 トヨタ自動車株式会社内

Ｆターム(参考) 5H115 PA11 PC06 PG04 PI16 PU08 PU25 PV09 QE18 SE03 SE05
SE09 TB01 T004

(19) **Japan Patent Office (JP)**

(12) **Japanese Unexamined Patent Application Publication (A)**

(11) Japanese Unexamined Patent Application Publication Number

Japanese Unexamined Patent Application Publication 2010-221979

(P2010-221979A)

(43) Publication date: **October 7, 2022 (10/7/2022)**

(51) Int.Cl.			FI			Theme codes (reference)
B60W	10/08	***(01.2006)***	B6OK	6/20	320	5H115
B60W	20/00	***(01.2006)***	B6OK	6/445	ZHV	
B60K	6/445	***(10.2007)***	B6OK	6/543		
B60K	6/543	***(10.2007)***	B6OK	6/547		
B60K	6/547	***(10.2007)***	B6OL	11/14		

Number of unclaimed claims for review 6 OL (26 pages in total) Continued on last page

(21) Application number Japanese Patent Application No. 2009-74646 (P2009-74646)

(22) Date of application March 25, 2009 (03/25/2009)

(71) Applicant 000003207

Toyota Motor Corporation

1 Toyota-cho, Toyota-shi, Aichi Prefecture

(74) Agent 110000947

ARC PATENT ATTORNEYS' OFFICE

(72) Inventor Keita Imai

Toyota Motor Corporation, 1 Toyota-cho, Toyota-shi, Aichi Prefecture

(72) Inventor Toru Matsubara

Toyota Motor Corporation, 1 Toyota-cho, Toyota-shi, Aichi Prefecture

(72) Inventor Kenta Kuma▲zaki▼

Toyota Motor Corporation, 1 Toyota-cho, Toyota-shi, Aichi Prefecture

Continued on the last page

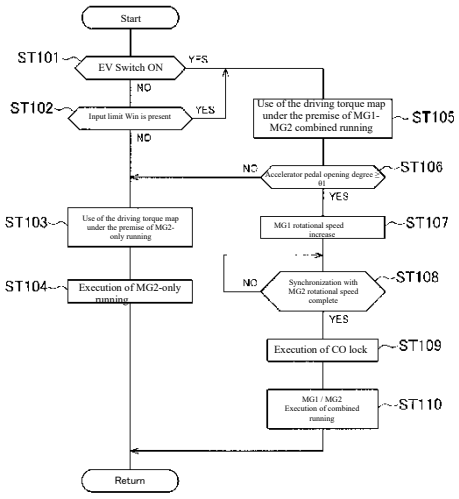
(54) [Title of the Invention] Control device for vehicle drive device

(57) [Summary]

[Problem] In a control device for a vehicle drive device furnished with a drive power source such as an engine and an electric differential unit having a first electric motor, a second electric motor, and a differential mechanism, to secure driving torque and to reduce energy loss.

[Means for Solving] When the EV switch is on or when there is an input limit Win for the power storage device 70, the first electric motor MG1 and the second electric motor MG2 are used together to perform motor running, limited to where necessary in order to secure high driving torque (accelerator pedal opening degree ≧ θ1) during motor running, and the securing of driving torque and reduction of energy loss are achieved by not using the first electric motor MG1 within the range that running solely by the second electric motor MG2 is possible (the range until the driving torque reaches the upper limit torque of the second electric motor MG2).

[Selected Drawing] FIG. 9



[Scope Patent Claims]
[Claim 1]
A control device for a vehicle drive device, comprising an electric differential unit including a first electric motor, a second electric motor, and a differential mechanism, the differential state between the input shaft rotational speed and the output shaft rotational speed being controlled through the control of the operating state of the first electric motor; and a differential limiting means that limits the differential state of the electric differential unit,
wherein, during motor running by the second electric motor, when a specific condition is met, the differential state of the electric differential unit is limited and motor running is performed by the first electric motor and the second electric motor.
[Claim 2]
The control device for a vehicle drive device according to claim 1,
wherein the specific condition is a condition at high torque demand.
[Claim 3]
The control device for a vehicle drive device according to claim 1,
wherein the specific condition is a motor running forcing region.
[Claim 4]
The control device for a vehicle drive device according to claim 3,
wherein the motor running forcing region is a condition in which an input limit for a power storage device mounted on the vehicle is present.
[Claim 5]
The control device for a vehicle drive device according to claim 3 or 4,
wherein the motor running forcing region is a condition in which the motor running mode switch is switched on.
[Claim 6]
The control device for a vehicle drive device according to any one of claims 2 to 5,
wherein, when high torque is required in the motor running forcing region, the differential state of the electric differential unit is limited and motor running is performed by the first electric motor and the second electric motor.
[Detailed Description of the Invention]
[Technical Field]
[0001]
The present invention relates to a control device for a vehicle drive device that includes a drive power source such as an engine (internal combustion engine), an electric differential unit having a differential mechanism and an electric motor, as well as a mechanical transmission unit.
[Background Art]
[0002]
In recent years, from the perspective of the protection of the environment, a reduction in the amount of exhaust gas discharged from engines installed in vehicles and an improvement in fuel consumption rate (fuel economy) have been desired, and hybrid vehicles equipped with a hybrid system have been put into practical use as vehicles that meet such requirements.
[0003]
Hybrid vehicles are equipped with a drive power source such as a gasoline engine or diesel engine, and an electric motor (for example, a motor generator or motor) that is driven by engine output for power generation or by electric power of a power storage device, and either one or both of the engine and the electric motor are used as the running drive power source.
[0004]
In this type of hybrid vehicle, the operating regions (specifically, driving or stopping) of the engine and the electric motor are controlled based on vehicle speed and accelerator pedal opening level. For example, in a region where engine efficiency becomes low, such as at start or during low speed running, the engine is stopped and the drive wheels are driven by the power of the electric motor only. In addition, during normal running, control is performed such that the engine is driven and the drive wheels are driven by the power of the engine. Furthermore, at times of high load such as full throttle acceleration, control is performed such that electric power is supplied from the power storage device to the electric motor and power by the electric motor is added as auxiliary power to the power of the engine.

[0005]
In terms of the drive device for a hybrid vehicle, for example, an electric differential unit comprised of a first electric motor connected to a rotating element of a differential unit, a power distribution mechanism that distributes to the first electric motor and an output shaft (drive shaft) the output of an engine input to the input shaft of the differential unit (or combines the output of the engine and the output of the first electric motor and outputs the combined power to the drive shaft), and a second electric motor connected to the output shaft; a transmission unit (for example, a stepped transmission) that constitutes a part of the power transmission path between the electric differential unit and the drive wheels; and a power storage device (for example, a battery) that can charge generated electric power from the first electric motor or the second electric motor and can supply electric power to the first electric motor or the second electric motor, are known (for example, see Patent Documents 1 to 3). In such a vehicle drive device, the electric differential unit operates as a continuously variable transmission mechanism (electric continuously variable transmission unit) through the control of the operating states of the first electric motor and the second electric motor.
[Prior art literature]
[Patent Literature]
[0006]
[Patent Literature 1] Japanese Patent Application Publication No. 2008-265576
[Patent Literature 2] Japanese Unexamined Patent Application Publication No. 2005-206136
[Patent Literature 3] Japanese Unexamined Patent Application Publication No. 2005-319924
[Summary of Invention]
[Problems to be solved by the invention]
[0007]
Meanwhile, in the above-described drive device, that is, a vehicle drive device having an engine and an electric differential unit, motor running that uses only the second electric motor as a drive power source in a low output region (hereinafter also referred to as “single running”) is performed.
[0008]
In addition, in this type of vehicle drive device, in order to increase the driving torque during motor running, it is conceivable to limit the differential state of the electric differential unit and to perform motor running that uses both the first electric motor MG1 and the second electric motor MG2 as drive power sources for running (hereinafter also referred to as “combined running”). However, in such combined running, as the engine also rotates, drag occurs, as does energy loss due to the drag resistance, and therefore energy loss occurs if combined running is routinely used. Therefore, in order to achieve both the securing of driving torque and the reduction of energy loss, the problem becomes how to delineate the range of combined running and the range of single running. This point is an unknown matter and is something that has been newly found by the present inventors.
[0009]
The present invention has been made in consideration of such circumstances, and an object of the invention is to provide control that is capable of achieving both the securing of driving torque and the reduction of energy loss by limiting the range of combined running in a control device for a vehicle drive device equipped with a drive power source such as an engine, an electric differential unit, and a mechanical transmission unit.
[Means of Solving the Problems]
[0010]
The present invention assumes a control device for a vehicle drive device comprised of an electric differential unit including a first electric motor, a second electric motor, and a differential mechanism, the differential state between the input shaft rotational speed and the output shaft rotational speed being controlled through the control of the operating state of the first electric motor, as well as a differential limiting means that limits the differential state of the electric differential unit, and is characterized in that, in such a control device for a vehicle drive device, during motor running by the second electric motor, when a specific condition is met, the differential state of the electric differential unit is limited and motor running is performed by the first electric motor and the second electric motor.
[0011]
In the present invention, rather than routinely using combined running that uses the first electric motor and the second electric motor, both the securing of driving torque and the reduction of energy loss are achieved by limiting the range of combined running.
[0012]

Specifically, for example, the first electric motor and the second electric motor are used together only when high torque is required, that is, where the accelerator pedal opening degree is equal to or greater than the predetermined value, and only the second electric motor is used when the accelerator pedal opening degree is lower than the predetermined value. By using the first electric motor MG1 and the second electric motor MG2 together only when it is necessary in order to secure high driving torque in motor running in such a manner, energy loss can be reduced compared with an approach in which the first electric motor is also (routinely) used from a low accelerator pedal opening degree.

[0013]

In addition, in the present invention, the first electric motor and the second electric motor are used together only in the motor running forcing region, and the second electric motor only is used in other motor running regions (non-forcing regions). In this case, the motor running forcing region is a condition in which an input limit for the power storage device is present (a condition in which engine running is impossible), or a condition in which the motor running mode switch (EV switch) is switched on. Then, by using the first electric motor and the second electric motor together only when an input limit for the power storage device is present or when the motor running mode switch is switched on, energy loss can be reduced compared with an approach in which the first electric motor is (routinely) used together.

[0014]

As described above, according to the present invention, as the first electric motor and the second electric motor are used together only when necessary, such as when high torque is required or when in a motor running forcing region, both the securing of driving torque and the reduction of energy loss can be achieved.

[0015]

As a more specific configuration of the present invention, a configuration may be cited in which, when high torque is required in the motor running forcing region, the differential state of the electric differential unit is limited and motor running is performed by the first electric motor and the second electric motor.

[Brief Description of the Drawings]

[0016]

[FIG. 1] is a schematic skeleton diagram showing an outline configuration of a drive device to which the present invention has been applied.

[FIG. 2] is an operation table in a case where the drive device of FIG. 1 performs continuously variable transmission operation or stepped transmission operation.

[FIG. 3] is a collineation diagram that explains the relative rotational speeds of the respective gear stages in a case where the drive device of FIG. 1 performs stepped transmission operation.

[FIG. 4] is a diagram that explains the input and output signals of the ECU that controls the drive device of FIG. 1.

[FIG. 5] is a block diagram that shows the essential portions of the control functions of the ECU that controls the drive device of FIG. 1.

[FIG. 6] is a shift diagram used for calculating the target gear stage and for determining switches between the continuously variable control region and the stepped control region.

[FIG. 7] is a conceptual diagram for mapping the boundary between the continuously variable control region and the stepped control region of FIG. 6.

[FIG. 8] is a diagram showing the shift gate of a shift operation device.

[FIG. 9] is a flowchart showing one example of motor running control executed by the ECU.

[FIG. 10] is a timing chart showing one example of motor running control executed by the ECU.

[FIG. 11] is a diagram showing the map for obtaining the required driving torque during motor running.

[FIG. 12] is a diagram showing the expanded region of motor running.

[FIG. 13] is a schematic skeleton diagram showing an outline configuration of another example of a drive device to which the present invention has been applied.

[FIG. 14] is an operation table in a case where the drive device of FIG. 13 performs continuously variable transmission operation or stepped transmission operation.

[FIG. 15] is a collineation diagram that explains the relative rotational speeds of the respective gear stages in a case where the drive device of FIG. 13 performs stepped transmission operation.

[Detailed Description of the Embodiments]

[0017]

Hereinafter, embodiments of the present invention will be described based on the drawings.

[0018]

<First Embodiment>

- Drive device for a vehicle -

FIG. 1 is a skeleton diagram showing one example of a drive device to which the control device of the present invention has been applied.

[0019]

The drive device 1 in this example is used in an FR (front engine, rear drive) hybrid vehicle and includes an engine 10 (for example, a gasoline engine) as a drive power source for running. Furthermore, the drive device 1 is arranged on a common axis within a transmission case 1A (hereinafter also referred to as "case 1A"), which is a non-rotating member attached to the vehicle body, and is comprised of an input shaft 11 connected to the output shaft (crankshaft) of the engine 10; an output shaft 12; an electric differential unit 20 that is connected directly to the input shaft 11 or indirectly via a pulsation absorption damper (vibration damping device), etc., not shown; and a mechanical transmission unit 30 that is connected to the transmission shaft 23, which is the output rotating member of the electric differential unit 20, and constitutes a part of the power transmission path between the electric differential unit 20 and the output shaft 12; as shown in FIG. 5, power from the engine 10 is transmitted to the left and right drive wheels 3 via the electric differential unit 20, the mechanical transmission unit 30, the output shaft 12, and the differential device (final reduction gear) 2.

[0020]

—Electric differential unit —

The electric differential unit 20 has a first electric motor MG1 and a mechanical mechanism that mechanically distributes / combines the output of the engine 10 input to the input shaft 11, and includes a power distribution mechanism 21 which distributes the output of the engine 10 to the first electric motor MG1 and the transmission shaft 23 or that combines the output of the engine 10 and the output of the first electric motor MG1 and outputs the combined power to the transmission shaft 23, as well as a second electric motor MG2 which is provided so as to rotate integrally with the transmission shaft 23. The first electric motor MG1 and the second electric motor MG2 in this example are motor generators (rotary electric machines) that function as electric motors (drive power sources) and which also function as generators.

[0021]

The power distribution mechanism 21 is comprised of a single pinion planetary gear device 22 having a predetermined gear ratio ρ0 (for example, 0. 418), as well as a switching clutch C0 and a switching brake B0. The planetary gear device 22 includes, as rotating elements, a sun gear S0, a pinion gear P0, a carrier CA0 that supports the pinion gear P0 so that it can rotate and revolve, as well as a ring gear R0 that meshes with the sun gear S0 via the pinion gear P0. When the number of teeth of the sun gear S0 is ZS0 and the number of teeth of the ring gear R0 is ZR0, the above gear ratio ρ0 is ZS0/ZR0.

[0022]

In this power distribution mechanism 21, the carrier CA0 is connected to the input shaft 11, that is, the engine 10, and the sun gear S0 is connected to the first electric motor MG1. In addition, the ring gear R0 is connected to the transmission shaft 23.

[0023]

The switching brake B0 is provided between the sun gear S0 and the transmission case 1A, and the switching clutch C0 is provided between the sun gear S0 and the carrier CA0. When the switching clutch C0 and the switching brake B0 are released, a differential state is established in which a differential action is produced that allows the sun gear S0, the carrier CA0, and the ring gear R0 to rotate relative to one another, and the output of the engine 10 is distributed to the first electric motor MG1 and the transmission shaft 23; in addition, the power storage device 70 (for example, a battery) shown in FIG. 5 is charged by electric energy generated by the first electric motor MG1 through the use of part of the distributed output of the engine 10. Further, as the second electric motor MG2 is rotationally driven by the generated electric energy, a continuously variable transmission state, for example, is established and the rotation of the transmission shaft 23 can be changed continuously regardless of the rotational speed of the engine 10. That is, the electric differential unit 20 functions as an electric continuously variable transmission in which a gear ratio γ0 (the rotational speed of the input shaft 11 / the rotational speed of the transmission shaft 23) varies in a differential state from a minimum value γ0min to a maximum value γ0max, for example, in which the gear ratio γ0 varies continuously from the minimum value γ0min to the maximum value γ0max.

[0024]

Meanwhile, when the switching clutch C0 is engaged and the sun gear S0 and the carrier CA0 are engaged to rotate integrally, a non-differential state in which the three elements constituting the planetary gear device 22, that is, the sun gear S0, the carrier CA0, and the ring gear R0, rotate integrally is established, and the rotational speed Ne of the engine 10 and the rotational speed of the transmission shaft 23 become equal, and therefore, the electric differential unit 20 becomes a fixed ratio transmission (stepped transmission state) in which the gear ratio γ0 is fixed at "1".

[0025]
In addition, when the switching brake B0 is engaged instead of the switching clutch C0, the sun gear S0 enters a non-rotating state (non-differential state), and the ring gear R0 is rotated at an increased speed relative to the carrier CA0, and therefore, the electric differential unit 20 becomes a fixed ratio transmission (stepped transmission) in which the gear ratio γ0 is fixed to a value smaller than "1", for example, "0. 705".
[0026]
As described above, in this example, the switching clutch C0 and the switching brake B0 function as a differential state switching device that selectively switches the electric differential unit 20 between a continuously variable transmission state, in which the gear ratio can be continuously varied and the unit operates as an electric continuously variable transmission, and a fixed ratio transmission state in which the continuously variable transmission operation is not performed and the variation of the gear ratio is locked, that is, a state in which the unit can operate as a single stage or multi-stage transmission with one or two types of gear ratios.
[0027]
The electric differential unit 20 enters a power transmission cutoff state in which power transmission in the power transmission path inside the electric differential unit 20 is cut off when the switching clutch C0 and the switching brake B0 are released and the first electric motor MG1 is brought into a free rotation state that generates no reaction torque. On the other hand, when the first electric motor MG1 generates a reaction torque, or when either the switching clutch C0 or the switching brake B0 is engaged, the electric differential unit 20 enters a power transmittable state in which power transmission in the power transmission path inside the electric differential unit 20 is possible. Then, through the electric differential unit 20 being in the power transmission cutoff state or the power transmittable state, the entire drive device 1 enters a power transmission cutoff state or a power transmittable state. However, in this example, as the power transmission path between the second electric motor MG2 and the drive wheels 3 is never cut off, the second electric motor MG2 is brought into a free rotation state in order to set the entire drive device 1 to the power transmission cutoff state.
[0028]
The switching clutch C0 and the switching brake B0 are hydraulic friction engagement devices commonly used in conventional stepped automatic transmissions for vehicles, and are configured by a wet multiple-disc type in which a plurality of friction plates stacked upon one another are pressed by a hydraulic actuator, or by a band brake in which one or two bands wound around the outer circumferential surface of a rotating drum have one end tightened by a hydraulic actuator, and are configured so as to selectively connect the members on both sides in which they are interposed.
[0029]
- Mechanical transmission unit -
The mechanical transmission unit 30 is a stepped automatic transmission having four forward gear stages and one reverse gear stage, and includes a single pinion first planetary gear device 31, a single pinion second planetary gear device 32, and a single pinion third planetary gear device 33.
[0030]
The first planetary gear device 31 includes a first sun gear S1, a first pinion gear P1, a first carrier CA1 that supports the first pinion gear P1 so as to rotate and revolve, as well as a first ring gear R1 that meshes with the first sun gear S1 via the first pinion gear P1, and has a predetermined gear ratio ρ1 of, for example, approximately "0. 562".
[0031]
The second planetary gear device 32 includes a second sun gear S2, a second opinion gear P2, a second carrier CA2 that supports the second pinion gear P2 so as to rotate and revolve, as well as a second ring gear R2 that meshes with the second sun gear S2 via the second pinion gear P2, and has a predetermined gear ratio ρ2 of, for example, approximately "0. 425".
[0032]
The third planetary gear device 33 includes a third sun gear S3, a third pinion gear P3, a third carrier CA3 that supports the third pinion gear P3 so as to rotate and revolve, as well as a third ring gear R3 that meshes with the third sun gear S3 via the third pinion gear P3, and has a predetermined gear ratio ρ3 of, for example, approximately "0. 421".

[0033]
When the number of teeth of the first sun gear S1 is ZS1, the number of teeth of the first ring gear R1 is ZR1, the number of teeth of the second sun gear S2 is ZS2, the number of teeth of the second ring gear R2 is ZR2, the number of teeth of the third sun gear S3 is ZS3, and the number of teeth of the third ring gear R3 is ZR3, the above gear ratio ρ1 is ZS1/ZR1, the above gear ratio ρ2 is ZS2/ZR2, and the above gear ratio ρ3 is ZS3/ZR3.
[0034]
In the mechanical transmission unit 30 of this example, the first sun gear S1 and the second sun gear S2 are integrally connected together and selectively connected to the transmission shaft 23 via the second clutch C2, and in addition, are selectively connected to the case 1A via the first brake B1. In addition, the first carrier CA1 is selectively connected to the case 1A via the second brake B2, and the third ring gear R3 is selectively connected to the case 1A via the third brake B3. Furthermore, the first ring gear R1, the second carrier CA2, and the third carrier CA3 are integrally connected together and connected to the output shaft 12, and the second ring gear R2 and the third sun gear S3 are integrally connected together and are selectively connected to the transmission shaft 23 via the first clutch C1.
[0035]
The switching clutch C0, the first clutch C1, the second clutch C2, the switching brake B0, the first brake B1, the second brake B2, and the third brake B3 are hydraulic friction engagement elements commonly used in conventional automatic transmissions for vehicles, and are composed of, for example, a wet multiple-disc type in which a plurality of friction plates stacked upon one another are pressed by a hydraulic actuator, or a band brake in which one or two bands wound around the outer circumferential surface of a rotating drum have one end tightened by a hydraulic actuator, and are for the purpose of selectively connecting the members on both sides in which they are interposed.
[0036]
In the drive device 1 configured as described above, as shown, for example, in the engagement operation table in FIG. 2, through the selective engagement of the switching clutch C0, the first clutch C1, the second clutch C2, the switching brake B0, the first brake B1, the second brake B2, and the third brake B3, any one of the gear stages from a first speed gear stage 1st (first gear stage) to a fifth speed gear stage 5th (fifth gear stage) is selectively engaged, or alternatively, a reverse gear stage (reverse gear stage) or neutral is selectively engaged, so that a gear ratio γ (γ= input shaft rotational speed Nin / output shaft rotational speed Nout) that changes substantially in geometric progression is obtained for each gear stage.
[0037]
In particular, in this example, the switching clutch C0 and the switching brake B0 are provided in the electric differential unit 20, and by engaging either the switching clutch C0 or the switching brake B0, the electric differential unit 20 can be formed by, in addition to the continuously variable transmission state in which it can operate as the continuously variable transmission described above, a fixed ratio transmission state in which it can operate as a transmission having a constant gear ratio. Therefore, in the drive device 1 of this example, by engaging either the switching clutch C0 or the switching brake B0, a stepped transmission is formed by the electric differential unit 20 that is set in the fixed ratio transmission state and the mechanical transmission unit 30, and by releasing both the switching clutch C0 and the switching brake B0, a continuously variable transmission is formed by the electric differential unit 20 that is set in the continuously variable transmission state and the mechanical transmission unit 30.
[0038]
For example, when the drive device 1 functions as a stepped transmission, as shown in FIG. 2, by engaging the switching clutch C0, the first clutch C1, and the third brake B3, a first speed gear stage (1st) having a gear ratio γ1 whose maximum value is, for example, approximately “3. 357” is engaged, and by engaging the switching clutch C0, the first clutch C1, and the second brake B2, a second speed gear stage (2nd) having a gear ratio γ2 smaller than that of the first speed gear stage, for example, approximately “2. 180,” is engaged.
[0039]
In addition, by engaging the switching clutch C0, the first clutch C1, and the first brake B1, a third speed gear stage (3rd) having a gear ratio γ3 smaller than that of the second speed gear stage, for example, approximately “1. 424,” is engaged, and by engaging the switching clutch C0, the first clutch C1, and the second clutch C2, a fourth speed gear stage (4th) having a gear ratio γ4 smaller than that of the third speed gear stage, for example, approximately “1. 000,” is engaged. Furthermore, by engaging the first clutch C1, the second clutch C2, and the switching brake B0, a fifth speed gear stage (5th) having a gear ratio γ5 smaller than that of the fourth speed gear stage, for example, approximately “0. 705,” is engaged.

[0040]
Meanwhile, by engaging the second clutch C2 and the third brake B3, a reverse gear stage (R) having a gear ratio γR with a value between that of the first speed gear stage (1st) and the second speed gear stage (2nd), for example, approximately "3. 209," is engaged. In addition, for a neutral "N" state, for example, only the switching clutch C0 is engaged.
[0041]
Meanwhile, when the drive device 1 functions as a continuously variable transmission, both the switching clutch C0 and the switching brake B0 are released. As a result, the electric differential unit 20 functions as a continuously variable transmission, and as the mechanical transmission unit 30 connected in series to the electric differential unit 20 functions as a stepped transmission, for each of the gear stages of the mechanical transmission unit 30, that is, the first speed gear stage, the second speed gear stage, the third speed gear stage, and the fourth speed gear stage, the rotational speed input to the mechanical transmission unit 30, that is, the rotational speed of the transmission shaft 23, can be changed continuously, and each gear stage is provided with a continuously variable gear ratio range. Through this, the gear ratios between the gear stages of the mechanical transmission unit 30 are capable of continuous variation, and a total gear ratio γT for the entire drive device 1 is obtained continuously.
[0042]
FIG. 3 is a rotational speed relationship diagram that can represent on a straight line the relative relationship of the rotational speeds of respective rotating elements, whose connected state differs according to each gear stage, in the drive device 1 that includes the electric differential unit 20 functioning as a continuously variable transmission or a first transmission unit, and the mechanical transmission unit 30 functioning as a stepped transmission or a second transmission unit.
[0043]
The rotational speed relationship diagram of FIG. 3 is a two-dimensional coordinate diagram in which the relative relationships of the gear ratios ρ of the respective planetary gear devices 22, 31, 32, and 33 are shown in the horizontal-axis direction and the relative rotational speeds are shown in the vertical-axis direction; among the three horizontal lines, the lower horizontal line X1 indicates the rotational speed "0," and the upper horizontal line X2 indicates the rotational speed "1. 0," that is, the engine rotational speed Ne of the engine 10 connected to the input shaft 11, and the horizontal axis XG indicates the rotational speed of the transmission shaft 23.
[0044]
In addition, among the three vertical lines Y1, Y2, and Y3 corresponding to the three elements of the planetary gear device 22 that constitutes the electric differential unit 20, the vertical line Y1 represents the sun gear S0 corresponding to the second rotating element (second element) RE2, and the vertical line Y2 represents the carrier CA0 corresponding to the first rotating element (first element) RE1. The vertical line Y3 represents the relative rotational speed of the ring gear R0 corresponding to the third rotating element (third element) RE3, and the spacing between them is determined according to the gear ratio ρ0 of the planetary gear device 22. That is, when the spacing between vertical lines Y1 and Y2 corresponds to "1," the spacing between vertical lines Y2 and Y3 corresponds to the gear ratio ρ0.
[0045]
Furthermore, among the five vertical lines Y4, Y5, Y6, Y7, and Y8 of the mechanical transmission unit 30, the vertical line Y4 corresponds to the fourth rotating element (fourth element) RE4 and represents the first sun gear S1 and the second sun gear S2 that are connected to each other, and the vertical line Y5 represents the first carrier CA1 corresponding to the fifth rotating element (fifth element) RE5. The vertical line Y6 represents the third ring gear R3 corresponding to the sixth rotating element (sixth element) RE6, and the vertical line Y7 corresponds to the seventh rotating element (seventh element) RE7 and represents the first ring gear R1, the second carrier CA2, as well as the third carrier CA3, which are connected to each other. The vertical line Y8 corresponds to the eighth rotating element (eighth element) RE8 and represents the second ring gear R2 and the third sun gear S3, which are connected to each other; the spacing between them is determined according to the respective gear ratios ρ1, ρ2, and ρ3 of the three planetary gear devices (first to third) 31, 32, and 33. That is, as shown in FIG. 3, for each planetary gear device (first to third) 31, 32, and 33, the spacing between its sun gear and its carrier corresponds to "1," and the spacing between its carrier and its ring gear corresponds to ρ.

[0046]
Expressed using the rotational speed relationship diagram of FIG. 3, in the drive device 1 of this example, in the electric differential unit (continuously variable transmission unit) 20 shown in FIG. 1, the first rotating element RE1 (carrier CA0), which is one of the three rotating elements (elements) of the planetary gear device 22, is connected to the input shaft 11, and in addition, is selectively connected to the sun gear S0, which is one of the other rotating elements, via the switching clutch C0. Another rotating element, that is, the second rotating element RE2 (sun gear S0), is connected to the first electric motor MG1, and in addition, is selectively connected to the transmission case 1A via the switching brake B0. In addition, the remaining rotating element, that is, the third rotating element RE3 (ring gear R0), is connected to the transmission shaft 23 and the second electric motor MG2 so that the rotation of the input shaft 11 is transmitted (input) to the mechanical transmission unit (stepped transmission) 30 via the transmission shaft 23. At this time, the relationship between the rotational speed of the sun gear S0 and the rotational speed of the ring gear R0 is indicated by the oblique straight line L0 that passes through the intersection of Y2 and X2.
[0047]
For example, when the switching clutch C0 and the switching brake B0 are released and the system is switched to the continuously variable transmission state, if the rotation of the sun gear S0 indicated at the intersection of the straight line L0 and the vertical line Y1 is increased or decreased through the control of the reaction torque produced by the power generation of the first electric motor MG1, the rotational speed of the ring gear R0 indicated at the intersection of the straight line L0 and the vertical line Y3 is decreased or increased. In addition, when the sun gear S0 and the carrier CA0 are connected by engagement of the switching clutch C0, the three rotating elements rotate as a single unit in a locked state, and therefore, the straight line L0 coincides with the horizontal line X2, and the transmission shaft 23 rotates at the same rotational speed as the engine rotational speed Ne. Furthermore, when the rotation of the sun gear S0 is stopped by the engagement of the switching brake B0, the straight line L0 enters the state shown in FIG. 3, and the rotational speed of the first ring gear R0, that is, the rotational speed of the transmission shaft 23 indicated at the intersection of the straight line L0 and the vertical line Y3, is input to the automatic transmission unit 20 at a rotational speed which has been increased relative to the engine rotational speed Ne.
[0048]
In the mechanical transmission unit 30, as shown in FIG. 3, through the engagement of the first clutch C1 and the third brake B3, the diagonal straight line L1 passing through the intersection of the vertical line Y8 indicating the rotational speed of the eighth rotating element RE8 with the horizontal line X2 and the intersection of the vertical line Y6 indicating the rotational speed of the sixth rotating element RE6 with the horizontal line X1, and the intersection of that diagonal straight line with the vertical line Y7 indicating the rotational speed of the seventh rotating element RE7 connected to the output shaft 12, indicates the rotational speed of the output shaft 12 in the first gear.
[0049]
Similarly, at the intersection of a diagonal straight line L2 determined by the engagement of the first clutch C1 and the second brake B2 with the vertical line Y7 indicating the rotational speed of the seventh rotating element RE7 connected to the output shaft 12, the rotational speed of the output shaft 12 in the second gear is indicated, and at the intersection of the diagonal straight line L3 determined by the engagement of the first clutch C1 and the first brake B1 with the vertical line Y7 indicating the rotational speed of the seventh rotating element RE7 connected to the output shaft 12, the rotational speed of the output shaft 12 in the third gear is indicated. Furthermore, at the intersection of the horizontal straight line L4 determined by the engagement of the first clutch C1 and the second clutch C2 with the vertical line Y7 indicating the rotational speed of the seventh rotating element RE7 connected to the output shaft 12, the rotational speed of the output shaft 12 in the fourth gear is indicated.
[0050]
In the first to fourth gears above, as the switching clutch C0 is engaged, power from the electric differential unit 20 is input to the eighth rotating element RE8 at the same rotational speed as the engine rotational speed Ne. On the other hand, when the switching brake B0 is engaged instead of the switching clutch C0, as power from the electric differential unit 20 is input at a rotational speed higher than the engine rotational speed Ne, at the intersection of the horizontal straight line L5 determined by the engagement of the first clutch C1, the second clutch C2, and the switching brake B0 with the vertical line Y7 indicating the rotational speed of the seventh rotating element RE7 connected to the output shaft 12, the rotational speed of the output shaft 12 in the fifth gear is indicated. In addition, at the intersection of the diagonal straight line LR determined by the engagement of the second clutch C2 and the third break B3 with the vertical line Y7 indicating the rotational speed of the seventh rotating element RE7 connected to the output shaft 12, the rotational speed of the output shaft 12 in the reverse gear R is indicated.

[0051]
The drive device 1 described above is controlled by an ECU (Electronic Control Unit) 100 (see FIG. 4 and FIG. 5). In addition, the control device for the vehicle drive device of the present invention is implemented through a program executed by the ECU 100.
[0052]
－ECU－
The ECU 100 is provided with a CPU, a ROM, a RAM, a backup RAM, and an input/output interface, etc., and executes the drive control of the engine 10, the first electric motor MG1, and the second electric motor MG2, and drive control such as shift control of the mechanical transmission unit 30, through the performance of signal processing in accordance with a program prestored in the ROM while using the temporary storage function of the RAM.
[0053]
Signals are input to the ECU 100 from the various sensors and various switches shown in FIG. 4, for example, a signal indicating the cooling water temperature of the engine 10, a signal indicating the shift position, a signal indicating the engine rotational speed Ne that is the rotational speed of the output shaft (crank position) of the engine 10, a signal indicating the rotational speed of the first electric motor MG1, a signal indicating the rotational speed of the second electric motor MG2, a signal commanding the M mode (manual shift running mode), an air-conditioner signal indicating the operation of the air conditioner, a vehicle speed signal corresponding to a rotational speed of the output shaft 12, an oil temperature signal indicating the hydraulic-fluid temperature of the mechanical transmission unit 30, a signal indicating the parking brake operation, a signal indicating the foot brake operation, a catalyst temperature signal indicating the temperature of the catalyst disposed in the exhaust passage of the engine 10, a battery temperature signal indicating the temperature of the electrical storage device 70, an accelerator opening signal (the output signal of the accelerator opening sensor 201) indicating the operation amount (accelerator opening degree) of the accelerator pedal, an EV running mode request signal (an on/off signal of the EV switch 202) requesting an EV running mode, a camera angle signal, a snow mode setting signal indicating the snow mode setting, an acceleration signal indicating the longitudinal acceleration of the vehicle, an auto cruise mode setting signal for setting the auto cruise mode, and a vehicle weight signal indicating the weight of the vehicle, etc.
[0054]
In addition, the ECU 100 outputs a drive signal to the throttle motor that operates the degree of opening (throttle opening degree) of the throttle valve of the engine 10, a boost pressure adjustment signal for adjusting the boost pressure, an electric air conditioner drive signal for operating the electric air conditioner, an ignition signal commanding the ignition timing of the engine 10, command signals commanding the operation of the first electric motor MG1 and the second electric motor MG2, a shift position (operation position) display signal for operating the shift indicator, a gear ratio display signal for displaying the gear ratio, a snow mode display signal for displaying that the snow mode is set, an ABS operation signal for operating the ABS actuator that prevents wheel slippage when braking, an M-mode display signal for displaying that the M mode is selected, a valve command signal for operating the AT-line-pressure control solenoid valve included in the hydraulic control circuit 200, a valve command signal for operating the AT solenoid valve included in the hydraulic control circuit 200 in order to control the hydraulic actuators of the hydraulic friction engagement elements of the electric differential unit 20 and the mechanical transmission unit 30, a drive command signal for operating an electric hydraulic pump that is the hydraulic source of the hydraulic control circuit 200, a signal for running the electric heater, and a signal to the cruise-control control computer, etc.
[0055]
－Explanation of ECU operation－
Before describing the operation of the ECU 100, a shift diagram used for the shift control executed by the ECU 100 is described with reference to FIG. 6. The shift diagram shown in FIG. 6 is a two-dimensional map for obtaining the target gear stage, etc., by using the vehicle speed V and the output torque Tout, which is a drive force-related value, as parameters, and is stored in the ECU 100. In the shift diagram shown in FIG. 6, an upshift line (shift line) is shown as a solid line, and a downshift line (shift line) is shown as a broken line. In addition, a region inside a thick line indicates an electric-motor running region (EV running region).
[0056]
In the shift diagram of FIG. 6, a single-dot chain line indicates the determination vehicle speed V1 and the determination output torque T1 that define the predetermined conditions for determining the stepped control region and the continuously variable control region, and indicates a high vehicle speed determination line, which is a series of the determination vehicle speeds V1 that are high vehicle speed determination values, and a high output running determination line, which is a series of the determination output torque T1 that is the high output running determination value. Further, the single-dot chain line shown in FIG. 6 is set based on the relationship (boundary line) between the continuously variable control region and the stepped control region using the engine rotational speed Ne and the engine torque Te as parameters, as shown, for example, in FIG.

7. In addition, in the shift diagram of FIG. 6, hysteresis is provided in the determination of the stepped control region and the continuously variable control region, as shown by the double-dot chain line relative to the single-dot chain line.

[0057]

Furthermore, the determination between the continuously variable control region and the stepped control region may also be made based on the relationship diagram of FIG. 7, using the actual engine rotational speed Ne and the engine torque Te.

[0058]

Next, the main portions of the control functions of the ECU 100 are described with reference to FIG. 5.

[0059]

The ECU 100 includes a switching control unit 101, a hybrid control unit 102, a stepped gear control unit 103, an upshift side gear stage determination unit 104, and an engine control unit 105, etc.

[0060]

The switching control unit 101 includes a high vehicle speed determination unit 111, a high output running determination unit 112, and an electric path function determination unit 113, and selectively switches the drive device 1 to either the continuously variable transmission state or the stepped transmission state based on the vehicle state.

[0061]

The high vehicle speed determination unit 111 determines whether or not the vehicle state of the hybrid vehicle, for example whether or not the actual vehicle speed V, has entered into a high vehicle speed that is equal to or higher than the determination vehicle speed V1 (see FIG. 6), which is the preset high speed running determination value.

[0062]

The high output running determination unit 112 determines whether or not a vehicle state of the hybrid vehicle, for example whether or not a drive force related value related to the drive force, for example the output torque Tout of the mechanical transmission unit 30, has become high torque (high drive force) that is equal to or higher than the determination output torque T1, which is the preset high output running determination value.

[0063]

The electric path function determination unit 113 determines whether or not the vehicle state for setting the drive device 1 to the continuously variable transmission state, for example, a fault determination condition in which the functional degradation of the control device is determined, is satisfied, based on the functional degradation of equipment related to the electric path from the generation of electric energy in the first electric motor MG1 to conversion of that electric energy into mechanical energy, that is, based on the failure of the first electric motor MG1, the second electric motor MG2, the inverter 60, the electrical storage device 70, or the transmission path connecting them, or upon the occurrence of a malfunction (failure) or a functional degradation or functional disorder as a result of low temperature.

[0064]

The above drive force-related value is a parameter that corresponds one-to-one to the drive force of the vehicle, and may be not only a drive torque or drive force at the drive wheel 3 but also, for example, an actual value such as the output torque Tout of the mechanical transmission unit 30, the engine torque Te, vehicle acceleration, or the engine torque Te calculated from, for example, the accelerator opening degree or the throttle opening degree (or the intake-air amount, the air-fuel ratio, or the fuel-injection amount) and the engine rotational speed Ne, or may be an estimated value such as the required drive force as calculated based on the degree of operation of the accelerator pedal or degree of opening of the throttle.

[0065]

In addition, the above drive torque may also be calculated from the output torque Tout, etc., by taking into account the differential ratio and the radius of the drive wheel 3, or may be directly detected through the use of, for example, a torque sensor, etc. The same also applies to the respective other torques, etc. That is, the high output running determination unit 112 determines the high output running of the vehicle based on a drive force-related parameter that directly or indirectly indicates the drive force of the vehicle.

[0066]

The upshift side gear stage determination unit 104 determines, in order to determine whether or not to engage the switching clutch C0 or the switching brake B0 when setting the drive device 1 to the stepped transmission state, whether or not, for example, based on the vehicle state and in accordance with the shift diagram (FIG. 6) described below, the gear stage to be shifted to in the drive device 1 is a gear stage on the upshift side, for example, the fifth gear stage. This is in order to allow for the switching clutch C0 to be engaged in the first to fourth gears, or to enable the switching brake B0 to be engaged in the fifth gear, when the entire drive device 1 functions as a stepped automatic transmission.

[0067]
Then, the switching control unit 101 determines that the drive device 1 is in a stepped transmission control region for switching the drive device 1 to the stepped transmission state, based on at least one of the high vehicle speed determination by the high vehicle speed determination unit 111, the high output running determination (that is, the high torque determination) by the high output running determination unit 112, and the determination of electric path functional failure by the electric path function determination unit 113, outputs a signal to the hybrid control unit 102 prohibiting hybrid control or continuously variable transmission control, and permits the stepped gear control unit 103 to execute the preset shift control for the stepped transmission.
[0068]
At this time, the stepped gear control unit 103 performs the automatic shift control of the mechanical transmission unit 30 in accordance with the shift diagram shown in FIG. 6. FIG. 2 shows combinations of operations of the hydraulic friction engagement devices, that is, the clutches C0, C1, and C2 and the brakes B0, B1, B2, and B3, which are selected during the shift control at such times; the drive device 1 as a whole, that is, the electric differential unit 20 and the mechanical transmission unit 30, functions as a stepped automatic transmission, and gear stages are achieved in accordance with the engagement table shown in FIG. 2.
[0069]
For example, even in the case of a high vehicle speed determination by the high vehicle speed determination unit 111, a fifth gear stage determination by the upshift side gear stage determination unit 104, or a high output running determination by the high output running determination unit 112, when the upshift side gear stage determination unit 104 determines that the fifth gear stage is to be selected, the switching control unit 101 outputs to the hydraulic control circuit 200 a command to release the switching clutch C0 and to engage the switching brake B0 so that a gear stage having a gear ratio smaller than 1. 0, that is, an upshift side gear stage (an overdrive gear stage), is obtained as the entire drive device 1, and the electric differential unit 20 is made to function as a sub-transmission having a fixed gear ratio $\gamma 0$, for example $\gamma 0$ = “0. 705.”
[0070]
In addition, when the high output running determination by the high output running determination unit 112 is made, or when the upshift side gear stage determination unit 104 determines that the gear stage to be shifted to is not the fifth speed gear stage, the switching control unit 101 outputs to the hydraulic control circuit 200 a command to engage the switching clutch C0 and release the switching brake B0 so that a gear stage having a gear ratio of 1. 0 or greater, that is, a reduction side gear stage, is obtained as the entire drive device 1, and the electric differential unit 20 is thereby made to function as a sub-transmission having a fixed gear ratio $\gamma 0$, for example $\gamma 0$ = “1.”
[0071]
In this manner, when the drive device 1 is switched to the stepped transmission state based on predetermined conditions by the switching control unit 101, it is selectively switched so as to become one of two types of gear stages within such stepped transmission state. As a result, the electric differential unit 20 functions as a sub-transmission, and the mechanical transmission unit 30 arranged in series therewith functions as a stepped transmission, whereby the drive device 1 as a whole functions as a stepped automatic transmission.
[0072]
For example, the determination vehicle speed V1 (FIG. 6) is set such that, during high speed running, the drive device 1 is placed in the stepped transmission state so as to suppress fuel consumption deterioration that would otherwise occur if the drive device 1 were to be placed in the continuously variable state during high speed running. In addition, the determination torque T1 (FIG. 6) is set in accordance with the characteristics of the first electric motor MG1, which, for example, is arranged such that the maximum output of electric energy from the first electric motor MG1 is made smaller in order to allow for the first electric motor MG1 to be of a smaller size.
[0073]
On the other hand, when none of the high vehicle-speed determination by the high vehicle speed determination unit 111, the high output running determination by the high output running determination unit 112, or the electric path function failure determination by the electric path function determination unit 113 occurs, the switching control unit 101 determines that the drive device 1 is in a continuously variable control region in which the drive device 1 is switched to the continuously variable state, and outputs to the hydraulic control circuit 200 a command to release the switching clutch C0 and the switching brake B0 so that the electric differential unit 20 is put into the continuously variable state and can perform continuously variable control, whereby the drive device 1 as a whole is placed in the continuously variable state. At the same time, it outputs to the hybrid control unit 102 a signal permitting hybrid control, and outputs to the stepped gear control unit 103 either a signal for fixing the gear stage at the predetermined gear stage for continuously variable operation, or a signal permitting the automatic shifting of the mechanical transmission 30 in accordance with the shift map of FIG. 6. In this case, automatic shifting is performed by the stepped gear control unit 103 by way of the

operation of the clutches and brakes shown in the engagement chart of FIG. 2, excluding the engagement of the switching clutch C0 and the switching brake B0.

[0074]

In this way, when the electric differential unit 20, having been switched to the continuously variable state by the switching control unit 101 based the predetermined conditions, functions as a continuously variable transmission, and the mechanical transmission 30 disposed in series therewith functions as a stepped transmission, an appropriate magnitude of driving force is obtained, and at the same time, for each of the gear stages of the mechanical transmission 30, that is the first gear, second gear, third gear, and fourth gear, the rotational speed input to the mechanical transmission 30, that is, the rotational speed of the transfer shaft 23, is varied continuously, so that each gear stage obtains a continuously variable range of gear ratios. Through this, the gear ratios between each of the gear stages are capable of continuous variation, and a total gear ratio γT for the entire drive device 1 becomes obtainable in a stepless manner.

[0075]

The hybrid control unit 102 operates the engine 10 in an efficient operating region while varying the distribution of driving force among the engine 10, the first electric motor MG1, and/or the second electric motor MG2 so as to optimize distribution. For example, at the current vehicle speed at that time, the accelerator pedal operation amount and the vehicle speed are used to calculate the driver's required output, and the necessary driving force is calculated from this required output and the charging request value. Furthermore, the engine speed Ne and the total output are calculated, and based on this total output and the engine speed Ne, the engine 10 is controlled so as to obtain the engine output, and in addition, the power generation amount of the first electric motor MG1 is controlled.

[0076]

In addition, the hybrid control unit 102 also executes control while taking into consideration the gear stage of the mechanical transmission 30, or alternatively issues shift commands to the mechanical transmission 30 for purposes such as improving fuel economy. In such hybrid control, in order to match the engine speed Ne that allows the engine 10 to operate in an efficient operating region with the rotational speed of the transfer shaft 23 as determined by the vehicle speed and the gear stage of the mechanical transmission 30, the electric differential unit 20 is caused to function as an electrical continuously variable transmission. That is, the hybrid control unit 102 obtains the target value of the total gear ratio γT for causing the engine 10 to operate on an optimal fuel consumption rate curve that balances drivability and fuel economy during continuously variable running, and controls the gear ratio γ0 of the electric differential unit 20 so that the target value is obtained, thereby controlling the total gear ratio γT within the variable range (for example, 13 to 0. 5).

[0077]

At this time, as the hybrid control unit 102 supplies the electric energy generated by the first electric motor MG1 to the storage device 70 and the second electric motor MG2 through the inverter 60, the main portion of the power of the engine 10 is mechanically transmitted to the transfer shaft 23, however, a portion of the power of the engine 10 is consumed for power generation by the first electric motor MG1 and is converted into electric energy. This electric energy is supplied through the inverter 60 to the second electric motor MG2 or the first electric motor MG1, and is transmitted from the second electric motor MG2 or the first electric motor MG1 to the transfer shaft 23 of the electric differential unit 20. An electrical path is thereby constituted by the equipment involved from the generation of this electric energy through to its consumption by the second electric motor MG2, by which a portion of the power of the engine 10 is converted into electric energy and then converted back into mechanical energy.

[0078]

In addition, the hybrid control unit 102 can perform electric motor running (motor running) by means of the electrical CVT function of the electric differential unit 20, regardless of whether the engine 10 is stopped or idling. Furthermore, even when the electric differential unit 20 is in the stepped transmission state (fixed ratio state) while the engine 10 is in the stopped state, the hybrid control unit 102 can operate the first electric motor MG1 and/or the second electric motor MG2 so as to run the electric motor.

[0079]
In addition, when the EV switch 202 (see FIG. 4) is turned on by the driver, for example, the hybrid control unit 102 runs the electric motor (hereinafter also referred to as "MG1-MG2 combined running") in which both the first electric motor MG1 and the second electric motor MG2 serve as driving force sources for the running. Furthermore, MG1-MG2 combined running is performed when an input limitation Win to the storage device 70 is present and engine running is impossible. The details of this are described later.
[0080]
Here, the input limitation Win of the electrical storage device 70 is set, for example, on the basis of the battery temperature of the electrical storage device 70 as detected by the battery temperature sensor (see FIG. 4) and the SOC (State of Charge) of the electrical storage device 70. The state of charge SOC is calculated, for example, based on the integrated value of the charge-discharge current of the electrical storage device 70.
[0081]
The engine control unit 105 executes various controls for the engine 10, including throttle valve opening control (intake air amount control), fuel injection amount control, and ignition timing control.
[0082]
The ECU 100, in addition to the various controls described above, also executes the "motor running control" described later.
[0083]
- Shift operating device -
Next, the shift operating device, which is a manual shift operation device, is described with reference to FIG. 8.
[0084]
In this example, the shift operating device 80 is disposed, for example, beside the driver's seat, and includes a shift lever 81 that is operated in order to select from a plurality of types of shift positions.
[0085]
As shown, for example, in the engagement/operation table of FIG. 2, the shift lever 81 is configured so as to be manually operated in any one of a neutral position in which both the clutch C1 and the clutch C2 are released and the power-transmission path inside the drive device 1 is interrupted; a parking position "P" for locking the output shaft 12 of the drive device 1; a reverse-running position "R" for reverse driving; a neutral position "N" that places the drive device 1 in a non-driving neutral state in which the power transmission path inside the drive device 1 is interrupted; a forward automatic shift running position "D"; or a forward manual-shift running position "M."
[0086]
The "P" position and the "N" position are non-running positions selected when the vehicle is not to be driven, while the "R" position, "D" position, and "M" position are running positions selected when the vehicle is to be driven. In addition, the "D" position is also the highest speed running position, and, in the "M" position, for example, the "4" range through the "L" range are engine braking ranges in which an engine brake effect can be obtained.
[0087]
The "M" position, for example, is provided adjacent, in the vehicle width direction, to the "D" position at the same location in the vehicle fore-aft direction, and when the shift lever 81 is operated to the "M" position, any range from the "D" range to the "L" range is changed in accordance with the operation of the shift lever 81. Specifically, in the "M" position here, an upshift position "+" and a downshift position "−" are provided in the vehicle fore-aft direction, and when the shift lever 81 is operated to the upshift position "+" or to the downshift position "−," the range is switched to any one of the "D" range through to the "L" range. For example, the five shift ranges of the "D" ranges through the "L" ranges in the "M" position are a plurality of types of shift ranges having different total gear ratios γT on the high speed side (gear ratio minimum side) within the variable range of the total gear ratio γT in which automatic shifting of the drive device 1 is possible, and in addition, limit the shift range (gear stage range) such that the highest speed gear stage available in the mechanical transmission 30 differs.

[0088]
In addition, the shift lever 81 is biased by a spring or other urging means so as to be automatically returned from the upshift position "+" and the downshift position "-" to the "M" position. Further, the shift operating device 80 is provided with a shift position sensor (see FIG. 4) for detecting each shift position of the shift lever 81, and outputs to the ECU 100 the shift position of the shift lever 81 as well as the number of operations in the "M" position, etc.
[0089]
For example, when the "D" position is selected by operation of the shift lever 81, the shift state automatic switching control for the drive device 1 is executed by the switching control unit 101 based on the shift map of FIG. 6, the continuously variable shift control of the electric differential unit 20 is executed by the hybrid control unit 102, and the automatic shift control of the mechanical transmission 30 is executed by the stepped shift control unit 103. For example, during stepped shift running in which the drive device 1 is switched to the stepped transmission state, the drive device 1 is automatically shifted within the range of the first speed gear stage through to the fifth speed gear stage as shown in FIG. 2, for example, or, during continuously variable running in which the drive device 1 is switched to the continuously variable state, it is automatically shifted within the range of the continuously variable gear ratio width of the electric differential unit 20 and the first gear to fourth gear stages of the mechanical transmission 30, that is, within the range of the total gear ratio γT in which the drive device 1 can be shifted. This "D" position is also a shift position that selects the automatic shift running mode (automatic mode), which is the control mode in which the automatic shift control of the drive device 1 is executed.
[0090]
On the other hand, when the "M" position is selected by operation of the shift lever 81, the drive device 1 is automatically shifted by the switching control unit 101, the hybrid control unit 102, and the stepped shift control unit 103 within the range of the total gear ratio γT that is shiftable in each shift range, such that the upper limit shift stage or upper limit gear ratio of the shift range is not exceeded. For example, during stepped shift running in which the drive device 1 is switched to the stepped transmission state, the drive device 1 is automatically shifted within the range of the total gear ratio γT that is shiftable in each shift range, or, during continuously variable running in which the drive device 1 is switched to the continuously variable state, the drive device 1 is automatically shifted, within each shift range, based on the continuously variable gear ratio width of the electric differential unit 20 and the range of shiftable gear stages of the mechanical transmission 30 corresponding to that shift range, that is, within the range of the total gear ratio γT that is shiftable in each shift range. This "M" position is also a shift position that selects the manual shift running mode, which is the control mode in which the manual shift control of the drive device 1 is executed.
[0091]
－Motor running control－
The motor running control executed by the ECU 100 is explained with reference to the flowchart of FIG. 9. The control routine of FIG. 9 is repeatedly executed in the ECU 100 at predetermined intervals (for example, every several msec through to every several tens of msec).
[0092]
First, in step ST101, it is determined whether or not the EV switch 202 (FIG. 4) is ON; if the determination result is affirmative (the EV switch is ON), the routine proceeds to step ST105. If the determination result in step ST101 is negative (the EV switch is OFF), the routine proceeds to step ST102.
[0093]
In step ST102, it is determined whether there is an input limitation Win on the battery device 70; if the determination result is affirmative, the routine proceeds to step ST105. If the determination result of step ST102 is negative (i.e., no input limitation Win is present), the routine proceeds to step ST103.
[0094]
In step ST103, under the premise of MG2-only running, a torque map corresponding to accelerator opening level is adopted. Specifically, among the maps shown in FIG. 11, the map Ma for cases where only the second electric motor MG2 is used is employed; based on the accelerator opening level obtained from the output signal of the accelerator opening sensor 201 (FIG. 4), the map Ma is referenced in order to calculate the required drive torque, and MG2 is drive-controlled based on the calculated required drive torque, thereby executing motor running through the use of only the second electric motor MG2 (step ST104).

[0095]
On the other hand, when the determination result in step ST101 is affirmative (the EV switch is ON), that is, when the driver requests motor running without starting the engine 10, then in step ST105, under the premise of combined running using the first electric motor MG1 and the second electric motor MG2, a torque map corresponding to the accelerator opening level is adopted. Specifically, among the maps shown in FIG. 11, the map Mb for the case where both the first electric motor MG1 and the second electric motor MG2 are used is adopted.
[0096]
Next, in step ST106, it is determined whether or not the accelerator opening level obtained from the output signal of the accelerator opening sensor 201 (FIG. 4) is equal to or greater than the combined running determination value θ1; if the determination result is negative (accelerator opening level < θ1), the routine transitions to step ST103 and executes (continues) motor running using only the second electric motor MG2.
[0097]
If the determination in step ST106 is affirmative (accelerator opening level ≥ θ1), the routine proceeds to step ST107. Note that the combined running determination value θ1 is set, taking into account the upper limit allowable torque that the second electric motor MG2 is permitted to output, such that second electric motor MG2-only running can be executed up to that allowable torque upper limit.
[0098]
In step ST107, the rotational speed of the first electric motor MG1 is increased so as to raise the rotational speed of the sun gear S0 of the electric differential unit 20 shown in FIG. 1. At this time, as an increase in the first electric motor MG1 rotational speed causes the engine speed to rise, the intake valve or exhaust valve is opened during the compression stroke of the engine 10 in order to place the engine 10 in a decompression state, thereby reducing the drag torque of the engine 10.
[0099]
Next, in step ST108, it is determined whether or not the rotational speed of the sun gear S0, which has been raised by the first electric motor MG1 (calculated from the output signal of the engine speed sensor (FIG. 4)), has reached the synchronous rotational speed (the rotational speed of the second electric motor MG2), and when the rotational speed of the sun gear S0 reaches the rotational speed of the second electric motor MG2 (that is, when the determination result in step ST108 becomes affirmative), the clutch C0 of the electric differential unit 20 shown in FIG. 1 is engaged (locked) (step ST109). By engaging the clutch C0 in this manner, the sun gear S0, the carrier CA0, and the ring gear R0 rotate integrally, enabling motor running through the use of both the first electric motor MG1 and the second electric motor MG2.
[0100]
Then, in step ST110, among the maps shown in FIG. 11, the map Mb for the case where the first electric motor MG1 and the second electric motor MG2 are used is employed, and based on the accelerator opening level obtained from the output signal of the accelerator opening sensor 201 (FIG. 4), the map Mb is referenced to calculate the required drive torque, and the torque of the first electric motor MG1 is increased based on the calculated required drive torque (i.e., the first electric motor MG1 and the second electric motor MG2 are used in combination), thereby ensuring a high drive torque that corresponds to the high torque demand caused by the depression of the accelerator pedal.
[0101]
Here, even when the EV switch is OFF (the determination result in step ST101 is negative), if there is an input limitation Win on the battery device 70, the region where driving by the engine is possible and the available drive torque become limited, and therefore running using both the first electric motor MG1 and the second electric motor MG2 (combined running) may be necessary. That is, when the input limitation Win is present, the engine 10 cannot be started, and therefore, for example during steep uphill driving, it may become necessary to secure drive torque by motor running.

[0102]
Accordingly, in this example, even in such cases, motor running using both the first electric motor MG1 and the second electric motor MG2 is executed. Specifically, when there is an input limitation Win on the battery device 70 (the determination result in step ST102 is affirmative) and the accelerator pedal depression amount is large (accelerator opening level ≥ θ1), the processing of steps ST107 to ST110 described above is executed, and running through the use of both the first electric motor MG1 and the second electric motor MG2 is carried out.
[0103]
As described above, in this example, limited to when the EV switch 202 is turned ON or when an input limitation Win is present on the battery device 70, and when there is a high torque demand (accelerator opening level ≥ θ1), the drive torque produced by the first electric motor MG1 assists the drive torque (allowable upper limit torque) produced by the second electric motor MG2, so that, as shown in FIG. 12, the motor running region is expanded relative to the normal motor running region (the region indicated by the bold line) (to the region indicated by the two-dot chain line in FIG. 12), thereby realizing high drive torque at low vehicle speeds.
[0104]
Next, the above described motor running control is specifically explained with reference to the timing chart of FIG. 10.
[0105]
First, during motor running using only the second electric motor MG2, when the accelerator pedal is depressed, the increase of the torque of the second electric motor MG2 is started from that time point T1 (the time at which the accelerator opening level begins to increase). Specifically, the second electric motor MG2 is drive controlled such that its torque increases to match the required drive torque obtained from the map Ma of FIG. 11 based on the accelerator opening level.
[0106]
Next, when the accelerator opening level reaches or exceeds the combined use determination value θ1 (accelerator opening level ≥ θ1), at time point T2, the combined use switching control is started. Specifically, in order to synchronize the rotational speed of the sun gear S0 shown in FIG. 1 with the rotational speed of the second electric motor MG2, the first electric motor MG1 is increased in speed, and the raising of the rotational speed of the sun gear S0 is started. At this time, even when the accelerator opening level becomes equal to or greater than the combined use determination value θ1, as there is a response delay in terms of the actual drive torque relative to the required drive torque, the torque of the second electric motor MG2 is increasing. Furthermore, when increasing the speed of the first electric motor MG1, the engine 10 is placed in a decompression state in order to reduce the dragging resistance of the engine 10 as described above.
[0107]
Then, through the raising of the rotational speed of the sun gear S0 by the first electric motor MG1, when the rotational speed of the sun gear S0 becomes synchronized with the rotational speed of the second electric motor MG2 at time point T3, the clutch C0 of the electric differential unit 20 shown in FIG. 1 is locked (engaged). Furthermore, the output torque (drive torque) is further increased by keeping the torque of the second electric motor MG2 constant and increasing the torque of the first electric motor MG1. After this, when the throttle opening becomes constant at time point T4, the combined use switching control is ended.
[0108]
As described above, according to the motor running control of FIG. 9 and FIG. 10, limited to when specific conditions are satisfied, such as when the EV switch is ON or when there is an input limitation Win on the battery device 70 (that is, in a forced motor running region), and when it is necessary to secure high drive torque by motor running, motor running is performed using both the first electric motor MG1 and the second electric motor MG2, and in the region where running using only the second electric motor MG2 is possible (the region in which the drive torque does not exceed the upper limit torque of the second electric motor MG2), the first electric motor MG1 is not used, such that most of the motor running region can be motor running through the use of only the second electric motor MG2. Accordingly, it is possible to achieve both the securing of drive torque and a reduction in energy loss. Further, compared with an approach in which the first electric motor MG1 is used in combination (regularly used) from low accelerator opening levels, this approach can suppress the energy required for increasing the speed of the first electric motor MG1 and the engine dragging resistance, and is therefore beneficial from the perspective of fuel economy.

[0109]
Here, in the motor running control shown in FIG. 9 above, the step ST101 for determining whether or not the EV switch is ON and the step ST102 for determining whether or not the input limitation Win is present are executed, however, the present invention is not limited thereto, and it is also possible to execute only one of the determination steps, that is, the step ST101 for determining whether or not the EV switch is ON or the step ST102 for determining whether or not the input limitation Win is present.
[0110]
In addition, it is also possible to omit the step ST101 for determining whether or not the EV switch is ON and the step ST102 for determining whether or not the input limitation Win is present, and, during motor running through the use of only the second electric motor MG2, when the accelerator pedal is depressed and the accelerator opening level reaches or exceeds θ1, to execute the above mentioned combined use switching control such that motor running using both the first electric motor MG1 and the second electric motor MG2 is performed.
[0111]
<Second Embodiment>
Another example of a drive device to which the control device of the present invention is applied is described with reference to FIG. 13 to FIG. 15.
[0112]
FIG. 13 is a skeleton diagram of the drive device 500 of this example, and FIG. 14 is an engagement table showing the relationship between the gear stages of the drive device 500 and the combinations of engagements of the hydraulic friction engaging elements. FIG. 15 is a collineation diagram explaining the shifting operations of the drive device 500. Note that in the skeleton diagram shown in FIG. 13, only the upper halves of the electric differential unit 20 and the mechanical transmission 50 are shown.
[0113]
The drive device 500 in this example differs from the above mentioned <First Embodiment> in terms of the configuration of the mechanical transmission 50. Other configurations, such as the engine 10 and the electric differential unit 20 (including the first electric motor MG1 and the second electric motor MG2), are basically the same as those in the above mentioned <First Embodiment>.
[0114]
The mechanical transmission unit 50 applied in this example is a stepped automatic transmission having three forward gear stages and one reverse gear stage, and includes a single pinion first planetary gear device 51 as well as a single pinion third planetary gear device 52.
[0115]
The first planetary gear device 51 includes a first sun gear S1, a first pinion gear P1, a first carrier CA1 that supports the first pinion gear P1 so as to rotate and revolve, as well as a first ring gear R1 that meshes with the first sun gear S1 via the first pinion gear P1, and has a predetermined gear ratio ρ1 of, for example, approximately “0. 532”.
[0116]
The second planetary gear device 52 includes a second sun gear S2, a second opinion gear P2, a second carrier CA2 that supports the second pinion gear P2 so as to rotate and revolve, as well as a second ring gear R2 that meshes with the second sun gear S2 via the second pinion gear P2, and has a predetermined gear ratio ρ2 of, for example, approximately “0. 418”.
[0117]
In the mechanical transmission unit 50 of this example, the first sun gear S1 and the second sun gear S2 are integrally connected together and selectively connected to the transmission shaft 23 via the second clutch C2, and in addition, are selectively connected to the case 1A via the first brake B1. In addition, the first carrier CA1 of the first planetary gear mechanism 51 and the second ring gear R2 of the second planetary gear mechanism 52 are integrally connected as well as being connected to the output shaft 12, and the first ring gear R1 is selectively connected to the transfer shaft 23 via the first clutch C1. Furthermore, the second carrier CA2 is selectively connected to the case 12 via the second brake B2.
[0118]
The switching clutch C0, the first clutch C1, the second clutch C2, the switching brake B0, the first brake B1 and the second brake B2 are hydraulic friction engagement elements commonly used in conventional

automatic transmissions for vehicles, and are composed of, for example, a wet multiple-disc type in which a plurality of friction plates stacked upon one another are pressed by a hydraulic actuator, or a band brake in which one or two bands wound around the outer circumferential surface of a rotating drum have one end tightened by a hydraulic actuator, and are for the purpose of selectively connecting the members on both sides in which they are interposed.

[0119]

In the drive device 500 configured as described above, as shown, for example, in the engagement operation table in FIG. 14, through the selective engagement of the switching clutch C0, the first clutch C1, the second clutch C2, the switching brake B0, the first brake B1 and the second brake B2, any one of the gear stages from a first speed gear stage 1st (first gear stage) to a fourth speed gear stage 4th (fourth gear stage) is selectively engaged, or alternatively, a reverse gear stage (reverse gear stage) or neutral is selectively engaged, so that a gear ratio γ (γ= input shaft rotational speed Nin / output shaft rotational speed Nout) that changes substantially in geometric progression is obtained for each gear stage.

[0120]

In particular, in this example, the switching clutch C0 and the switching brake B0 are provided in the electric differential unit 20, and by engaging either the switching clutch C0 or the switching brake B0, the electric differential unit 20 can be formed by, in addition to the continuously variable transmission state in which it can operate as the continuously variable transmission described above, a fixed ratio transmission state in which it can operate as a transmission having a constant gear ratio. Therefore, in the drive device 500 of this example, by engaging either the switching clutch C0 or the switching brake B0, a stepped transmission is formed by the electric differential unit 20 that is set in the fixed ratio transmission state and the mechanical transmission unit 50, and by releasing both the switching clutch C0 and the switching brake B0, a continuously variable transmission is formed by the electric differential unit 20 that is set in the continuously variable transmission state and the mechanical transmission unit 50.

[0121]

For example, when the drive device 500 functions as a stepped transmission, as shown in FIG. 14, by engaging the switching clutch C0, the first clutch C1, and the second brake B2, a first speed gear stage (1st) having a gear ratio γ1 whose maximum value is, for example, approximately “2. 804” is engaged, and by engaging the switching clutch C0, the first clutch C1, and the first brake B1, a second speed gear stage (2nd) having a gear ratio γ2 smaller than that of the first speed gear stage, for example, approximately “1. 531,” is engaged.

[0122]

In addition, by engaging the switching clutch C0, the first clutch C1, and the second clutch C2, a third speed gear stage (3rd) having a gear ratio γ3 smaller than that of the second speed gear stage, for example, approximately “1. 000,” is engaged, and by engaging the first clutch C1, the second clutch C2, and the switching break B0, a fourth speed gear stage (4th) having a gear ratio γ4 smaller than that of the third speed gear stage, for example, approximately “0. 705,” is engaged.

[0123]

In addition, by engaging the second clutch C2 and the second brake B2, a reverse gear stage (R) having a gear ratio γR with a value between that of the first speed gear stage and the second speed gear stage, for example, approximately “2. 393,” is engaged. In addition, for a neutral “N” state, for example, only the switching clutch C0 is engaged.

[0124]

Meanwhile, when the drive device 500 functions as a continuously variable transmission, both the switching clutch C0 and the switching brake B0 in the engagement table shown in FIG. 14 are released. As a result, the electric differential unit 20 functions as a continuously variable transmission, and the mechanical transmission section 50 arranged in series with this functions as a stepped transmission, whereby for each of the first gear, second gear, and third gear stages of the mechanical transmission section 50, the rotational speed input to the mechanical transmission section 50, that is, the rotational speed of the transfer shaft 23, is made continuously variable, and each gear stage obtains a continuously variable gear ratio width. Through this, the gear ratios between the gear stages of the mechanical transmission unit 50 are capable of continuous variation, and a total gear ratio γT for the entire drive device 500 is obtained continuously.

[0125]
FIG. 15 is a rotational speed relationship diagram that can represent on a straight line the relative relationship of the rotational speeds of respective rotating elements, whose connected state differs according to each gear stage, in the drive device 500 that includes the electric differential unit 20 functioning as a continuously variable transmission or a first transmission unit, and the mechanical transmission unit 50 functioning as a stepped transmission or a second transmission unit. Note that the rotational speeds of the respective elements of the electric differential unit 20 when the changeover clutch C0 and the changeover brake B0 are released, and when either the changeover clutch C0 or the changeover brake B0 is engaged, are the same as in the above mentioned case.

[0126]
The rotational speed relationship diagram of FIG. 15 is a two-dimensional coordinate diagram in which the relative relationships of the gear ratios ρ of the respective planetary gear devices 22, 31, and 32 are shown in the horizontal-axis direction and the relative rotational speeds are shown in the vertical-axis direction; among the three horizontal lines, the lower horizontal line X1 indicates the rotational speed "0," and the upper horizontal line X2 indicates the rotational speed "1. 0," that is, the engine rotational speed Ne of the engine 10 connected to the input shaft 11, and the horizontal axis XG indicates the rotational speed of the transmission shaft 23.

[0127]
In addition, among the three vertical lines Y1, Y2, and Y3 corresponding to the three elements of the planetary gear device 22 that constitutes the electric differential unit 20, the vertical line Y1 represents the sun gear S0 corresponding to the second rotating element (second element) RE2, the vertical line Y2 represents the carrier CA0 corresponding to the first rotating element (first element) RE1, and the vertical line Y3 represents the relative rotational speed of the ring gear R0 corresponding to the third rotating element (third element) RE3, with the spacing between them determined in accordance with the gear ratio ρ0 of the planetary gear device 22. That is, when the spacing between vertical lines Y1 and Y2 corresponds to "1," the spacing between vertical lines Y2 and Y3 corresponds to the gear ratio ρ0.

[0128]
Furthermore, among the four vertical lines Y4, Y5, Y6, and Y7 of the mechanical transmission unit 50, the vertical line Y4 corresponds to the fourth rotating element (fourth element) RE4 and represents the first sun gear S1 and the second sun gear S2 that are connected to each other, and the vertical line Y5 represents the second carrier CA2 corresponding to the fifth rotating element (fifth element) RE5. The vertical line Y6 corresponds to the sixth rotating element (sixth element) RE6 and represents the mutually connected first carrier CA1 and the second ring gear R2, and the vertical line Y7 represents the first ring gear R1 corresponding to the seventh rotating element (seventh element) RE7.

[0129]
In addition, as shown in FIG. 13, in the mechanical transmission unit 50, the fourth rotating element RE4 is selectively connected to the transmission shaft 23 via the second clutch C2 and is selectively connected to the case 12 via the first brake B1, and the fifth rotating element RE5 is selectively connected to the case 12 via the second brake B2. The sixth rotating element RE6 is connected to the output shaft 12, and the seventh rotating element RE7 is selectively connected to the transmission shaft 23 via the first clutch C1.

[0130]
In the mechanical transmission unit 30 of this example, as shown in FIG. 15, through the engagement of the first clutch C1 and the second brake B2, the diagonal straight line L1 passing through the intersection of the vertical line Y7 indicating the rotational speed of the seventh rotating element RE7 (R1) with the horizontal line X2 and the intersection of the vertical line Y5 indicating the rotational speed of the fifth rotating element RE4 (CA2) with the horizontal line X1, and the intersection of that diagonal straight line with the vertical line Y6 indicating the rotational speed of the sixth rotating element RE6 (CA1, R2) connected to the output shaft 12, indicates the rotational speed of the output shaft 12 in the first gear.

[0131]
Similarly, at the intersection of a diagonal straight line L2 determined by the engagement of the first clutch C1 and the first brake B1 with the vertical line Y6 indicating the rotational speed of the sixth rotating element RE6 connected to the output shaft 12, the rotational speed of the output shaft 12 in the second gear is indicated, and at the intersection of the horizontal line L3 determined by the engagement of the first clutch C1 and the second clutch C2 with the vertical line Y6 indicating the rotational speed of the sixth rotating element RE6 connected to the output shaft 12, the rotational speed of the output shaft 12 in the third gear is indicated.

[0132]

In the first to third gears, as a result of the switching clutch C0 being engaged, power from the electric differential unit 20 is input to the seventh rotating element RE7 at the same rotational speed as the engine rotational speed NE. On the other hand, when the switching brake B0 is engaged instead of the switching clutch C0, as power from the electric differential unit 20 is input at a rotational speed higher than the engine rotational speed NE, at the intersection of the horizontal straight line L4 determined by the engagement of the first clutch C1, the second clutch C2, and the switching brake B0 with the vertical line Y6 indicating the rotational speed of the sixth rotating element RE6 connected to the output shaft 12, the rotational speed of the output shaft 12 in the fourth gear is indicated. In addition, at the intersection of the diagonal straight line LR determined by the engagement of the second clutch C2 and the second break B2 with the vertical line Y6 indicating the rotational speed of the sixth rotating element RE6 connected to the output shaft 12, the rotational speed of the output shaft 12 in the reverse gear R is indicated.

[0133]

Thus, in this example as well, similarly to the case of the first embodiment described above, only when high driving torque (accelerator opening level ≥ θ1) must be ensured during electric motor driving when the EV switch is ON or when an input limitation Win is present for the battery device 70, electric motor driving is performed by using both the first electric motor MG1 and the second electric motor MG2, and by refraining from using the first electric motor MG1 in the range in which single motor driving with the second electric motor MG2 alone is possible (that is, until the driving torque reaches the upper limit torque of the second electric motor MG2), it is possible to achieve the securing of driving torque as well as the reduction of energy loss.

[0134]

- Other Embodiments -

In the above examples, a planetary gear automatic transmission having four forward gears (three forward gears) is used as the mechanical transmission section 30 (50), however, the present invention is not limited thereto, and a planetary gear automatic transmission having any other number of gears may be applied as the mechanical transmission unit. In addition, the mechanical transmission unit may also be a belt-type continuously variable transmission or a toroidal continuously variable transmission.

[0135]

In the above examples, the power split mechanism 21 of the electric differential unit 20 is constituted by one set of planetary gear devices, however, the present invention is not limited thereto, and the power split mechanism of the electric differential unit may be constituted by two or more sets of planetary gear devices so that the power split mechanism functions as a transmission having three or more gears in a fixed ratio state.

[0136]

In the above examples, the present invention has been applied in order to control a vehicle drive device equipped with a gasoline engine as a driving source, however, the present invention is not limited thereto and is also applicable to the control of vehicle drive devices equipped with other engines, such as diesel engines. Furthermore, the present invention is not limited to FR (front-engine, rear-drive) type vehicles, and can also be applied to the control of FF (front-engine, front-drive) type vehicles and four-wheel-drive vehicles.

[Industrial Applicability]

[0137]

The present invention may be used in a control device for a vehicle drive device that includes a drive power source such as an engine (internal combustion engine), an electric differential unit having a differential mechanism and an electric motor, as well as a mechanical transmission unit.

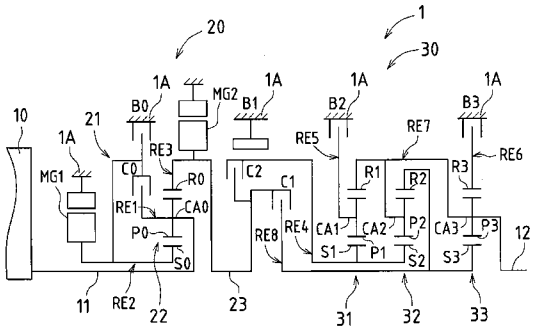
[Description of the Reference Numerals]

[0138]

1	Drive device
10	Engine
11	Input shaft (input shaft of the electrical differential unit)
12	Output shaft (output shaft of the drive device)
20	Electrical differential unit
21	Power split mechanism
22	Transmission shaft (output shaft of the electrical differential unit)
MG1	First electric motor
MG2	Second electric motor

30 Mechanical transmission section
60 Electrical storage device (battery)
100 ECU
201 Accelerator opening sensor
202 EV switch (electric motor drive mode switch)

[FIG. 1]

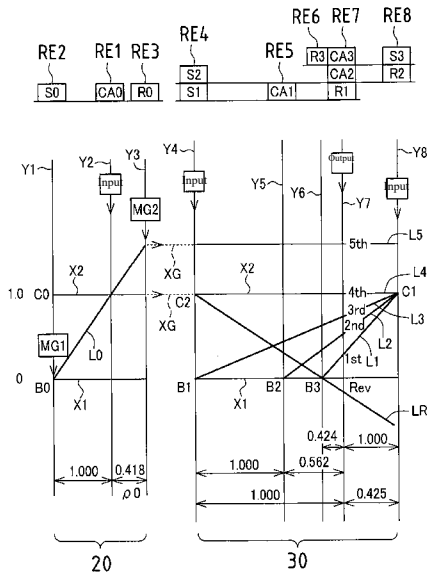


[FIG. 2]

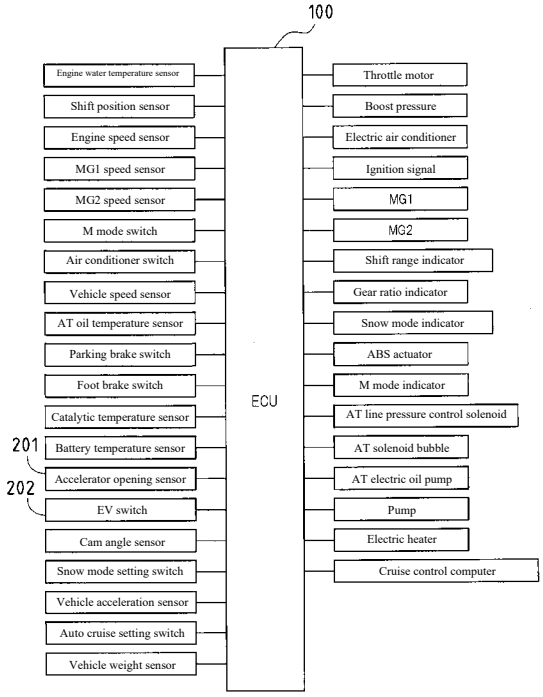
	C0	C1	C2	B0	B1	B2	B3	Gear ratio	Step
1st	◎	○					○	3.357	1.54
2nd	◎	○				○		2.180	1.53
3rd	◎	○			○			1.424	1.42
4th	◎	○	○					1.000	1.42
5th		○	○	◎				0.705	Total 4.76
R			○				○	3.209	
N	○								

○ Engaged mode ◎Engaged in stepped mode, released in continuously-variable

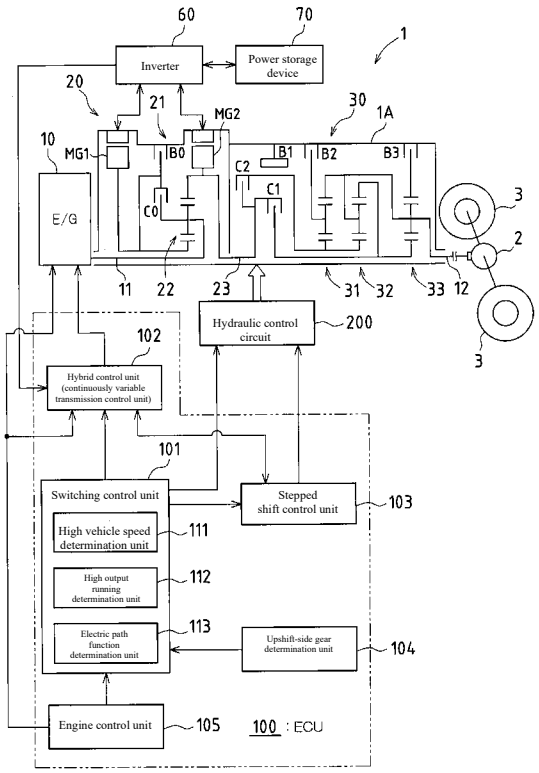
[FIG. 3]



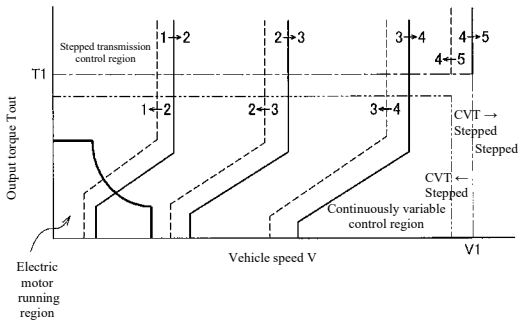
[FIG. 4]



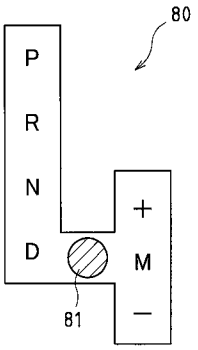
[FIG. 5]



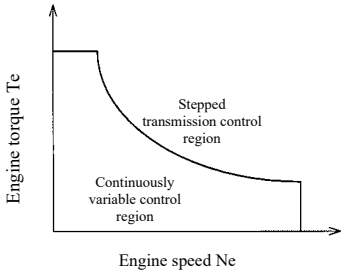
[FIG. 6]



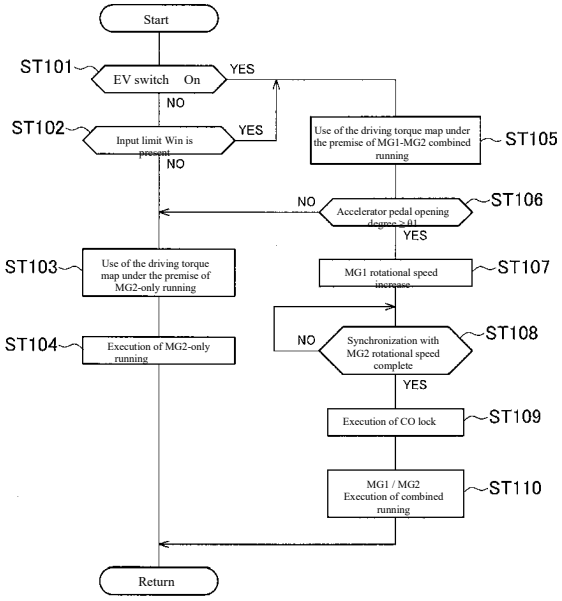
[FIG. 8]



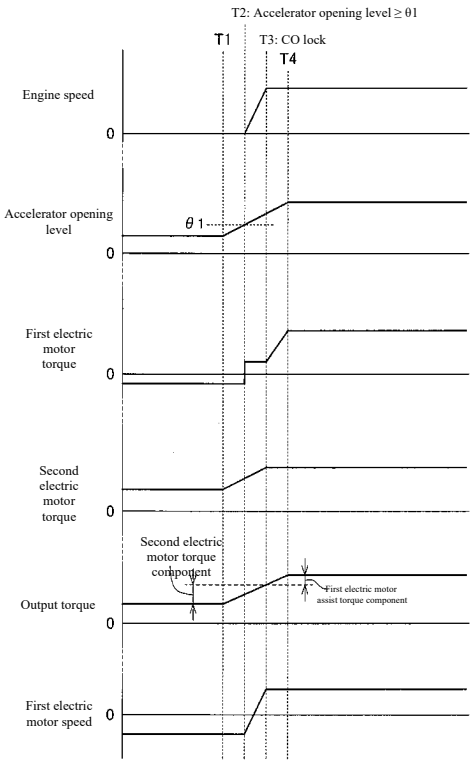
[FIG. 7]



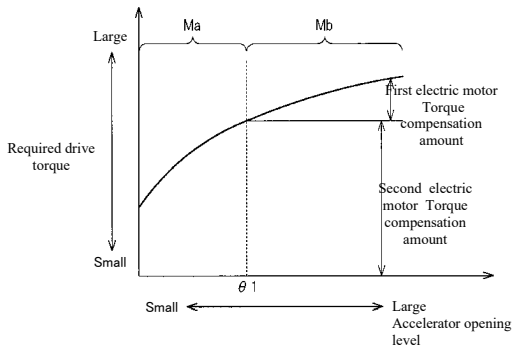
[FIG. 9]



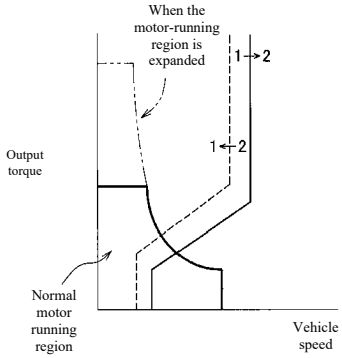
[FIG. 10]



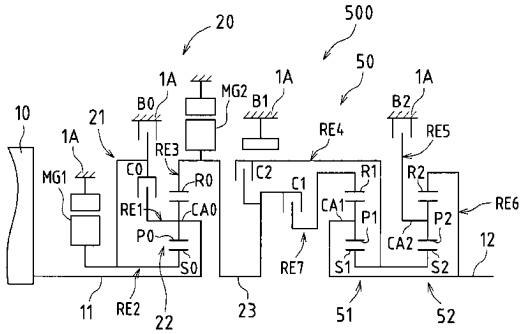
[FIG. 11]



[FIG. 12]



[FIG. 13]

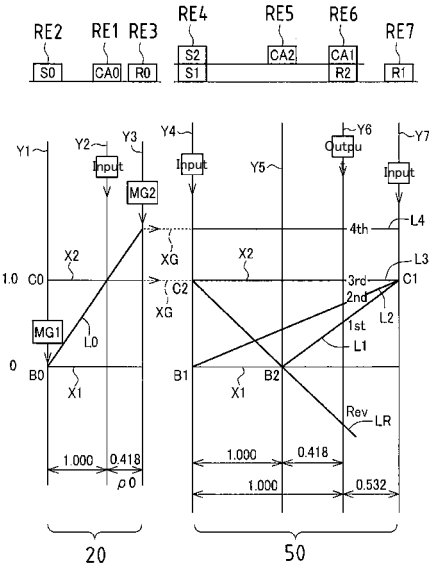


[FIG. 14]

	C0	C1	C2	B0	B1	B2	Gear ratio	Step
1st	◎	○				○	2.804	1.54
2nd	◎	○			○		1.531	1.53
3rd	◎	○	○				1.000	1.42
4th		○	○	◎			0.705	Total 3.977
R			○			○	2.393	
N	○							

○ Engaged ◎Engaged in stepped mode, released in continuously-variable mode

[FIG. 15]


RE2
RE1
RE3
RE4
RE5
RE6
RE7
S0
CA0
R0
S2
S1
CA2
CA1
R2
R1
Y1
Y2
Y3
Y4
Y5
Y6
Y7
Input
MG2
Output
Input
Input
4th
L4
X2
XG
X2
L3
1.0
C0
3rd
C1
C2
2nd
XG
L2
MG1
L0
1st
L1
0
B0
B1
B2
X1
X1
Rev
LR
1.000
0.418
1.000
0.418
1.000
0.532
ρ0
20
50

Continued from front page

(51) Int.Cl. FI Theme code (reference)
B60L 11/14 (2006.01)

(72) Inventor Tatsuya Imamura
Toyota Motor Corporation, 1 Toyota-cho, Toyota-shi, Aichi Prefecture
(72) Inventor Jun Tanabe
Toyota Motor Corporation, 1 Toyota-cho, Toyota-shi, Aichi Prefecture

F-term (reference) 5H115 PA11 PC06 PG04 PI16 PU08 PU25 PV09 QE18 SE03 SE05 SE09 TB01
TO04

TRANSPERFECT

City of New York, State of New York, County of New York

I, Jacqueline Yorke, hereby certify that the document "**Imai_JP2010221979A**" is, to the best of my knowledge and belief, a true and accurate translation from Japanese into English.

Jacqueline Yorke

Sworn to before me this
December 15, 2025

Signature, Notary Public

WENDY POON
Notary Public - State of New York
No. 01PO0000184
Qualified in Queens County
My Commission Expires February 02, 2027

Stamp, Notary Public