

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4997949号
(P4997949)

(45) 発行日 平成24年8月15日(2012.8.15)

(24) 登録日 平成24年5月25日(2012.5.25)

(51) Int. Cl.	F 1				
B60W 10/08	(2006.01)	B60K	6/20	320	
B60W 20/00	(2006.01)	B60L	11/14	ZHV	
B60L 11/14	(2006.01)	B60K	6/20	310	
B60W 10/06	(2006.01)	B60K	6/20	350	
B60W 10/10	(2012.01)	B60K	6/445		

請求項の数 6 (全 31 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2006-332635 (P2006-332635)	(73) 特許権者	000003207 トヨタ自動車株式会社
(22) 出願日	平成18年12月8日(2006.12.8)		愛知県豊田市トヨタ町1番地
(65) 公開番号	特開2008-143348 (P2008-143348A)	(74) 代理人	100085361 弁理士 池田 治幸
(43) 公開日	平成20年6月26日(2008.6.26)	(72) 発明者	岩瀬 雄二 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
審査請求日	平成21年11月12日(2009.11.12)	(72) 発明者	柿並 拓馬 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

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用駆動装置の制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジンからの動力を第1電動機及び伝達部材へ分配する差動機構と該伝達部材に動力伝達可能に連結された第2電動機とを有して該第1電動機の運転状態が制御されることにより該差動機構の差動状態が制御される差動部と、該伝達部材と駆動輪との間の動力伝達経路の一部を構成する変速機とを備える車両用駆動装置において、該車両用駆動装置の特性に基づいて該エンジンの動作点、該第1電動機の動作点、該第2電動機の動作点、および該変速機の変速比が決定される車両用駆動装置の制御装置であって、

電動機の回転に伴って電動機自体から発生させられる電動機ノイズが発生し易い領域として予め定められた電動機ノイズ発生域或いは動力伝達に関与する歯車装置における各歯車間での歯の噛み合いに伴って発生させられるギヤノイズが発生し易い領域として予め定められたギヤノイズ発生域に車両状態がある場合は、前記変速機の変速比を変更してノイズ発生域を回避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】

前記変速機は、予め定められた変速マップに従って変速が実行される自動変速機であり、

前記自動変速機の各変速を判断するために前記変速マップが有している通常時の変速点を変更することにより該自動変速機の変速比を変更して前記ノイズ発生域を回避するものである請求項1の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項3】

変速点を変更することにより前記自動変速機の変速比が変化しないときに、前記変更した変速点を前記通常時の変速点へ復帰させるものである請求項2の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項4】

前記電動機ノイズ発生域或いはギヤノイズ発生域の回避が必要であるか否かを判断するノイズ発生域回避判断手段を備え、

該ノイズ発生域回避判断手段により回避が必要であると判断された場合に前記ノイズ発生域を回避するものである請求項1乃至3のいずれか1の車両用駆動装置の制御装置。

【請求項5】

前記ノイズ発生域回避判断手段は、電動機ノイズ或いはギヤノイズが暗騒音と比較して問題になる大きさであるか否かに基づいて、前記電動機ノイズ発生域或いはギヤノイズ発生域の回避が必要であるか否かを判断するものである請求項4の車両用駆動装置の制御装置。

10

【請求項6】

前記ノイズ発生域回避判断手段は、電動機ノイズ或いはギヤノイズが暗騒音と比較して問題になる大きさであることが所定時間連続したときに、前記電動機ノイズ発生域或いはギヤノイズ発生域の回避が必要であると判断するものである請求項5の車両用駆動装置の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

20

【0001】

本発明は、エンジンと電動機とを備える車両用駆動装置の制御装置に係り、車両用駆動装置の特性に基づいてエンジンの動作点および電動機の動作点を決定する技術に関するものである。

【背景技術】

【0002】

エンジンと電動機とを備える車両用駆動装置において、その車両用駆動装置の特性に基づいてエンジンの動作点および電動機の動作点を決定する車両用駆動装置の制御装置が知られている。

【0003】

30

例えば、特許文献1に記載された車両用駆動装置の制御装置がそれである。この車両用駆動装置は、蓄電装置に蓄えられた電気エネルギーで作動する電動機と燃料の燃焼によって作動するエンジンとを車両走行時の動力源として備え、車両用駆動装置の特性（例えば電動機のエネルギー変換効率およびエンジンの燃料消費率等の駆動装置全体のシステム効率）に基づいて、エンジンの動作点および電動機の動作点を決定し、運転性と燃費性とを両立させる技術が提案されている。

【0004】

【特許文献1】特開平9-98516号公報

【特許文献2】特開平2-240448号公報

【発明の開示】

40

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかしながら、エンジンの動作点および電動機の動作点の決定に際して、力行制御時や発電制御時の電動機の回転に伴う電動機ノイズ、或いは動力を伝達するために噛み合わされる駆動系の歯車に関するノイズ例えば駆動装置の一部を構成する遊星歯車装置における各歯車間での歯の噛み合いに伴うノイズ（以下、ギヤノイズという）の発生が考慮されていないことから、特定のエンジンの動作点或いは特定の電動機の動作点において電動機ノイズ或いはギヤノイズの発生が顕著になるという新たな課題が生じる可能性があった。

【0006】

本発明は、以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、エ

50

ンジンと電動機とを備える車両用駆動装置において、エンジンの動作点および電動機の動作点を決定する際に、電動機ノイズ或いはギヤノイズの発生を抑制することができる制御装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0007】

かかる目的を達成するための第1の発明の要旨とするところは、(a) エンジンと電動機とを備える車両用駆動装置において、その車両用駆動装置の特性に基づいてそのエンジンの動作点およびその電動機の動作点が決定される車両用駆動装置の制御装置であって、(b) 前記電動機の動作点が電動機ノイズ発生域或いはギヤノイズ発生域にある場合は、その電動機の動作点を変更してノイズ発生域を回避することにある。

10

【発明の効果】

【0008】

このようにすれば、車両用駆動装置の特性に基づいて決定された電動機の動作点が電動機ノイズ発生域或いはギヤノイズ発生域にある場合は、その電動機の動作点を変更されてノイズ発生域が回避されるので、特定の電動機の動作点において顕著になる電動機ノイズ或いはギヤノイズの発生を抑制することが可能になる。

【0009】

また、前記目的を達成するための第2の発明の要旨とするところは、(a) エンジンと電動機とを備える車両用駆動装置において、その車両用駆動装置の特性に基づいてそのエンジンの動作点およびその電動機の動作点が決定される車両用駆動装置の制御装置であって、(b) 前記エンジンの動作点が電動機ノイズ発生域或いはギヤノイズ発生域にある場合は、そのエンジンの動作点を変更してノイズ発生域を回避することにある。

20

【0010】

このようにすれば、車両用駆動装置の特性に基づいて決定されたエンジンの動作点が電動機ノイズ発生域或いはギヤノイズ発生域にある場合は、そのエンジンの動作点を変更されてノイズ発生域が回避されるので、特定のエンジンの動作点において顕著になる電動機ノイズ或いはギヤノイズの発生を抑制することが可能になる。

【0011】

また、前記目的を達成するための第3の発明の要旨とするところは、(a) エンジンからの動力を第1電動機及び伝達部材へ分配する差動機構とその伝達部材に動力伝達可能に連結された第2電動機とを有してその第1電動機の運転状態が制御されることによりその差動機構の差動状態が制御される差動部と、その伝達部材と駆動輪との間の動力伝達経路の一部を構成する変速機とを備える車両用駆動装置において、その車両用駆動装置の特性に基づいてそのエンジンの動作点、その第1電動機の動作点、その第2電動機の動作点、およびその変速機の変速比が決定される車両用駆動装置の制御装置であって、(b) 電動機の回転に伴って電動機自体から発生させられる電動機ノイズが発生し易い領域として予め定められた電動機ノイズ発生域或いは動力伝達に關与する歯車装置における各歯車間での歯の噛み合いに伴って発生させられるギヤノイズが発生し易い領域として予め定められたギヤノイズ発生域に車両状態がある場合は、前記変速機の変速比を変更してノイズ発生域を回避することにある。

30

40

【0012】

このようにすれば、車両用駆動装置の特性に基づいて決定された車両状態が電動機ノイズ発生域或いはギヤノイズ発生域にある場合は、変速機の変速比が変更されてノイズ発生域が回避されるので、特定の變速機の変速比において顕著になる電動機ノイズ或いはギヤノイズの発生を抑制することが可能になる。また、變速機の変速比が変更されることにより電動機の動作点或いはエンジンの動作点を変更されてノイズ発生域が回避されるので、特定の電動機の動作点或いは特定のエンジンの動作点において顕著になる電動機ノイズ或いはギヤノイズの発生を抑制することが可能になる。

【0013】

ここで、第4の発明は、前記第3の発明に記載の車両用駆動装置の制御装置において、

50

前記変速機は、予め定められた変速マップに従って変速が実行される自動変速機であり、前記自動変速機の各変速を判断するために前記変速マップが有している通常時の変速点を変更することによりその自動変速機の変速比を変更して前記ノイズ発生域を回避するものである。このようにすれば、電動機ノイズ発生域或いはギヤノイズ発生域を簡単に回避することができる。

【0014】

また、第5の発明は、前記第4の発明に記載の車両用駆動装置の制御装置において、変速点を変更することにより前記自動変速機の変速比が変化しないときに、前記変更した変速点を前記通常時の変速点へ復帰させるものである。このようにすれば、例えば通常時の変速点への復帰に伴いダウンシフトが実行されて急な減速が発生することによる違和感を回避することができる。

10

【0015】

また、第6の発明は、前記第1の発明乃至第5の発明のいずれか1つに記載の車両用駆動装置の制御装置において、前記電動機ノイズ発生域或いはギヤノイズ発生域の回避が必要であるか否かを判断するノイズ発生域回避判断手段を備え、そのノイズ発生域回避判断手段により回避が必要であると判断された場合に前記ノイズ発生域を回避するものである。このようにすれば、一律にノイズ発生域を回避する場合に比較して車両用駆動装置の特性例えばシステム効率の悪化が抑制され、運転性や燃費性が向上する。

【0016】

また、第7の発明は、前記第6の発明に記載の車両用駆動装置の制御装置において、前記ノイズ発生域回避判断手段は、電動機ノイズ或いはギヤノイズが暗騒音と比較して問題になる大きさであるか否かに基づいて、前記電動機ノイズ発生域或いはギヤノイズ発生域の回避が必要であるか否かを判断するものである。このようにすれば、電動機ノイズ或いはギヤノイズが暗騒音と比較して問題になる大きさである場合のみノイズ発生域が回避されるので、車両用駆動装置の特性例えばシステム効率の悪化が抑制され運転性や燃費性が向上する。

20

【0017】

また、第8の発明は、前記第7の発明に記載の車両用駆動装置の制御装置において、前記ノイズ発生域回避判断手段は、電動機ノイズ或いはギヤノイズが暗騒音と比較して問題になる大きさであることが所定時間連続したときに、前記電動機ノイズ発生域或いはギヤノイズ発生域或いはギヤノイズ発生域の回避とその回避制御の解除とが短時間に繰り返されることを防止されるので、車両状態が安定する。

30

【0018】

ここで、好適には、前記第1の発明または第2の発明に記載の車両用駆動装置の制御装置において、前記車両用駆動装置は、エンジンに連結された第1要素と第1電動機に連結された第2要素と伝達部材に連結された第3要素とを有してそのエンジンの出力をその第1電動機およびその伝達部材へ分配する差動機構を有する差動部を備えるものである。このようにすれば、例えば伝達部材の回転速度が車速に拘束されたとしても、その伝達部材の回転速度を変化させることなく差動機構の差動作用によって第1電動機の動作点やエンジンの動作点を変更することができる。

40

【0019】

また、好適には、前記第3の発明に記載の車両用駆動装置の制御装置において、前記車両用駆動装置は、エンジンに連結された第1要素と第1電動機に連結された第2要素と第2電動機および伝達部材に連結された第3要素とを有してそのエンジンの出力をその第1電動機およびその伝達部材へ分配する差動機構を有する差動部を備え、その伝達部材から駆動輪への動力伝達経路に前記変速機を備えるものである。このようにすれば、変速機の変速比を変更することにより第2電動機の動作点を変更することができる。このとき変速機の変速比を単独で変更するだけでも良いが、これに加えて差動部の変速比も同時に変更することで車両用駆動装置の特性に基づいて決定されたエンジンの動作点を変化させない

50

ことも可能である。

【0020】

つまり、上記車両用駆動装置においては、前記差動部の変速比と前記変速機の変速比とに基づいて車両用駆動装置の総合変速比が形成されるものであり、変速機の変速比を変更することにより第2電動機の動作点やエンジンの動作点を変更したり、総合変速比を変化させないように差動部の変速比と変速機の変速比とを変更することによりエンジンの動作点を変更することなく第1電動機の動作点や第2電動機の動作点を変更することができる。また、差動部の変速比のみを変更することにより第2電動機の動作点を変更することなく第1電動機の動作点やエンジンの動作点を変更することも可能である。

【0021】

また、好適には、前記差動機構は遊星歯車装置であり、前記第1要素はその遊星歯車装置のキャリアであり、前記第2要素はその遊星歯車装置のサンギヤであり、前記第3要素はその遊星歯車装置のリングギヤである。このようにすれば、エンジンの動作点や電動機の動作点を変更することによってこの遊星歯車装置におけるギヤノイズの発生を抑制することが可能になる。

【0022】

また、好適には、前記変速機は、1組または複数組の遊星歯車装置の回転要素が係合装置によって選択的に連結されることにより複数のギヤ段が択一的に達成される例えば、前進2段、前進3段、更にはそれ以上の変速段を有する等の種々の遊星歯車式多段変速機等により構成される。このようにすれば、変速機の変速段(変速比)を変更することによってこれら遊星歯車装置におけるギヤノイズの発生を抑制することが可能になる。

【0023】

また、好適には、車両用駆動装置の特性例えばシステム効率が低下してもよい車両状態であるときに、電動機ノイズ発生域或いはギヤノイズ発生域を回避するものである。このようにすれば、例えば車両走行が確実に維持される。上記車両用駆動装置の特性が低下してもよい車両状態とは、例えば電動機へ電気エネルギーを供給する蓄電装置の充電容量(充電状態)が所定容量を超えており、発電効率や充電効率が低下しても、或いは蓄電装置の充電を行わずとも、電動機の駆動に支障がない車両状態が想定される。

【0024】

また、好適には、前記車両用駆動装置は、エンジンから駆動輪までの動力伝達経路を動力伝達可能状態と動力伝達遮断状態とに切り換え可能に構成されており、その動力伝達経路の動力伝達可能状態への切換えを選択するための駆動ポジションと、動力伝達経路の動力伝達遮断状態への切換えを選択するための非駆動ポジションとに選択的に切換え操作される切換え装置を更に備え、その切換え装置が所定のポジションであるときに、電動機ノイズ発生域或いはギヤノイズ発生域を回避するものである。このようにすれば、所定のポジションに合わせた態様でノイズ発生域を回避することができる。例えば、切換え装置が駆動ポジションに切換え操作されている一態様である前進走行時には、前記蓄電装置の充電容量が所定容量を超えていることを条件としてノイズ発生域を回避するように制御する。また、切換え装置が非駆動ポジションに切換え操作されている一態様である駐車時には、エンジンの動力によって蓄電装置が電動機による充電中であるときにノイズ発生域を回避することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0025】

以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。

【実施例1】

【0026】

図1は、本発明が適用されるハイブリッド車両の駆動装置の一部を構成する変速機構10を説明する骨子図である。図1において、変速機構10は車体に取り付けられる非回転部材としてのトランスミッションケース12(以下、ケース12という)内において共通の軸心上に配設された入力回転部材としての入力軸14と、この入力軸14に直接に或い

10

20

30

40

50

は図示しない脈動吸収ダンパー（振動減衰装置）などを介して間接に連結された無段変速部としての差動部 11 と、その差動部 11 と駆動輪 34（図 7 参照）との間の動力伝達経路で伝達部材（伝動軸）18 を介して直列に連結されている動力伝達部としての自動変速部 20 と、この自動変速部 20 に連結されている出力回転部材としての出力軸 22 とを直列に備えている。この変速機構 10 は、例えば車両において縦置きされる F R（フロントエンジン・リアドライブ）型車両に好適に用いられるものであり、入力軸 14 に直接に或いは図示しない脈動吸収ダンパーを介して直接的に連結された走行用の駆動力源として例えばガソリンエンジンやディーゼルエンジン等の内燃機関であるエンジン 8 と一対の駆動輪 34 との間に設けられて、エンジン 8 からの動力を動力伝達経路の一部を構成する差動歯車装置（終減速機）32（図 7 参照）および一対の車軸等を順次介して一対の駆動輪 34 へ伝達する。

10

【0027】

このように、本実施例の変速機構 10 においてはエンジン 8 と差動部 11 とは直結されている。この直結にはトルクコンバータやフルードカップリング等の流体式伝動装置を介することなく連結されているということであり、例えば上記脈動吸収ダンパーなどを介する連結はこの直結に含まれる。なお、変速機構 10 はその軸心に対して対称的に構成されているため、図 1 の骨子図においてはその下側が省略されている。以下の各実施例についても同様である。

【0028】

差動部 11 は、第 1 電動機 M1 と、入力軸 14 に入力されたエンジン 8 の出力を機械的に分配する機械的機構であってエンジン 8 の出力を第 1 電動機 M1 および伝達部材 18 に分配する差動機構としての動力分配機構 16 と、伝達部材 18 と一体的に回転するように作動的に連結されている第 2 電動機 M2 とを備えている。本実施例の第 1 電動機 M1 および第 2 電動機 M2 は発電機能をも有する所謂モータジェネレータであるが、第 1 電動機 M1 は反力を発生させるためのジェネレータ（発電）機能を少なくとも備え、第 2 電動機 M2 は走行用の駆動力源として駆動力を出力するためのモータ（電動機）機能を少なくとも備える。尚、明細書全体を通して第 1 電動機 M1 と第 2 電動機 M2 とを特に区別しない場合は電動機 M と表す。

20

【0029】

動力分配機構 16 は、例えば「0.418」程度の所定のギヤ比 i_1 を有するシングルピニオン型の第 1 遊星歯車装置 24 を主体として構成されている。この第 1 遊星歯車装置 24 は、第 1 サンギヤ S1、第 1 遊星歯車 P1、その第 1 遊星歯車 P1 を自転および公転可能に支持する第 1 キャリヤ CA1、第 1 遊星歯車 P1 を介して第 1 サンギヤ S1 と噛み合う第 1 リングギヤ R1 を回転要素（要素）として備えている。第 1 サンギヤ S1 の歯数を ZS1、第 1 リングギヤ R1 の歯数を ZR1 とすると、上記ギヤ比 i_1 は ZS1 / ZR1 である。

30

【0030】

この動力分配機構 16 においては、第 1 キャリヤ CA1 は入力軸 14 すなわちエンジン 8 に連結され、第 1 サンギヤ S1 は第 1 電動機 M1 に連結され、第 1 リングギヤ R1 は伝達部材 18 に連結されている。このように構成された動力分配機構 16 は、第 1 遊星歯車装置 24 の 3 要素である第 1 サンギヤ S1、第 1 キャリヤ CA1、第 1 リングギヤ R1 がそれぞれ相互に相対回転可能とされて差動作用が作動可能なすなわち差動作用が働く差動状態とされることから、エンジン 8 の出力が第 1 電動機 M1 と伝達部材 18 とに分配されるとともに、分配されたエンジン 8 の出力の一部で第 1 電動機 M1 から発生させられた電気エネルギーで蓄電されたり第 2 電動機 M2 が回転駆動されるので、差動部 11（動力分配機構 16）は電氣的な差動装置として機能させられて例えば差動部 11 は所謂無段変速状態（電氣的 C V T 状態）とされて、エンジン 8 の所定回転に拘わらず伝達部材 18 の回転が連続的に変化させられる。すなわち、差動部 11 はその変速比 i_0 （入力軸 14 の回転速度 N_{IN} / 伝達部材 18 の回転速度 N_{18} ）が最小値 i_{0min} から最大値 i_{0max} まで連続的に変化させられる電氣的な無段変速機として機能する。

40

50

【 0 0 3 1 】

自動変速部 20 は、シングルピニオン型の第 2 遊星歯車装置 26、シングルピニオン型の第 3 遊星歯車装置 28、およびシングルピニオン型の第 4 遊星歯車装置 30 を備え、有段式の自動変速機として機能する遊星歯車式の多段変速機である。第 2 遊星歯車装置 26 は、第 2 サンギヤ S2、第 2 遊星歯車 P2、その第 2 遊星歯車 P2 を自転および公転可能に支持する第 2 キャリヤ 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「0.562」程度の所定のギヤ比 2 を有している。第 3 遊星歯車装置 28 は、第 3 サンギヤ S3、第 3 遊星歯車 P3、その第 3 遊星歯車 P3 を自転および公転可能に支持する第 3 キャリヤ 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「0.425」程度の所定のギヤ比 3 を有している。第 4 遊星歯車装置 30 は、第 4 サンギヤ S4、第 4 遊星歯車 P4、その第 4 遊星歯車 P4 を自転および公転可能に支持する第 4 キャリヤ CA4、第 4 遊星歯車 P4 を介して第 4 サンギヤ S4 と噛み合う第 4 リングギヤ R4 を備えており、例えば「0.421」程度の所定のギヤ比 4 を有している。第 2 サンギヤ S2 の歯数を ZS2、第 2 リングギヤ R2 の歯数を ZR2、第 3 サンギヤ S3 の歯数を ZS3、第 3 リングギヤ R3 の歯数を ZR3、第 4 サンギヤ S4 の歯数を ZS4、第 4 リングギヤ R4 の歯数を ZR4 とすると、上記ギヤ比 2 は $ZS2 / ZR2$ 、上記ギヤ比 3 は $ZS3 / ZR3$ 、上記ギヤ比 4 は $ZS4 / ZR4$ である。

10

【 0 0 3 2 】

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

20

【 0 0 3 3 】

このように、自動変速部 20 内と差動部 11 (伝達部材 18) とは自動変速部 20 の変速段を成立させるために用いられる第 1 クラッチ C1 または第 2 クラッチ C2 を介して選択的に連結されている。言い換えれば、第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 は、伝達部材 18 と自動変速部 20 との間の動力伝達経路すなわち差動部 11 (伝達部材 18) から駆動輪 34 への動力伝達経路を、その動力伝達経路の動力伝達を可能とする動力伝達可能状態と、その動力伝達経路の動力伝達を遮断する動力伝達遮断状態とに選択的に切り換える係合装置として機能している。つまり、第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 の少なくとも一方が係合されることで上記動力伝達経路が動力伝達可能状態とされ、或いは第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 が解放されることで上記動力伝達経路が動力伝達遮断状態とされる。

30

【 0 0 3 4 】

また、この自動変速部 20 は、解放側係合装置の解放と係合側係合装置の係合とによりクラッチツウクラッチ変速が実行されて各ギヤ段 (変速段) が選択的に成立させられることにより、略等比的に変化する変速比 (= 伝達部材 18 の回転速度 N_1 / 出力軸 22 の回転速度 N_{OUT}) が各ギヤ段毎に得られる。例えば、図 2 の係合作動表に示されるように、第 1 クラッチ C1 および第 3 ブレーキ B3 の係合により変速比 1 が最大値例えば「3.357」程度である第 1 速ギヤ段が成立させられ、第 1 クラッチ C1 および第 2 ブレーキ B2 の係合により変速比 2 が第 1 速ギヤ段よりも小さい値例えば「2.180」程度である第 2 速ギヤ段が成立させられ、第 1 クラッチ C1 および第 1 ブレーキ B1 の係合により変速比 3 が第 2 速ギヤ段よりも小さい値例えば「1.424」程度である第 3 速ギヤ段が成立させられ、第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 の係合により変速比 4 が第 3 速ギヤ段よりも小さい値例えば「1.000」程度である第 4 速ギヤ段が成立

40

50

させられる。また、第2クラッチC2および第3ブレーキB3の係合により変速比Rが第1速ギヤ段と第2速ギヤ段との間の値例えば「3.209」程度である後進ギヤ段（後進変速段）が成立させられる。また、第1クラッチC1、第2クラッチC2、第1ブレーキB1、第2ブレーキB2、および第3ブレーキB3の解放によりニュートラル「N」状態とされる。なお、図2の係合作動表に示されている第5速ギヤ段における自動変速部20の係合装置の係合作動は第4速ギヤ段と同じである。

【0035】

前記第1クラッチC1、第2クラッチC2、第1ブレーキB1、第2ブレーキB2、および第3ブレーキB3（以下、特に区別しない場合はクラッチC、ブレーキBと表す）は、従来の車両用自動変速機においてよく用いられている係合要素としての油圧式摩擦係合装置であって、互いに重ねられた複数枚の摩擦板が油圧アクチュエータにより押圧される湿式多板型や、回転するドラムの外周面に巻き付けられた1本または2本のバンドの一端が油圧アクチュエータによって引き締められるバンドブレーキなどにより構成され、それが介挿されている両側の部材を選択的に連結するためのものである。

10

【0036】

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

【0037】

具体的には、差動部11が無段変速機として機能し、且つ差動部11に直列の自動変速部20が有段変速機として機能することにより、自動変速部20の少なくとも1つの変速段Mに対して自動変速部20に入力される回転速度（以下、自動変速部20の入力回転速度）すなわち伝達部材18の回転速度（以下、伝達部材回転速度 N_{18} ）が無段的に変化させられてその変速段Mにおいて無段的な変速比幅が得られる。したがって、変速機構10の総合変速比 T （=入力軸14の回転速度 N_{IN} / 出力軸22の回転速度 N_{OUT} ）が無段階に得られ、変速機構10において無段変速機が構成される。この変速機構10の総合変速比 T は、差動部11の変速比 i_0 と自動変速部20の変速比 i_M に基づいて形成される変速機構10全体としてのトータル変速比 T である。

20

【0038】

例えば、図2の係合作動表に示される自動変速部20の第1速ギヤ段乃至第4速ギヤ段や後進ギヤ段の各ギヤ段に対し伝達部材回転速度 N_{18} が無段的に変化させられて各ギヤ段は無段的な変速比幅が得られる。したがって、その各ギヤ段の間が無段的に連続変化可能な変速比となって、変速機構10全体としてのトータル変速比 T が無段階に得られる。

30

【0039】

また、差動部11の変速比 i_0 が一定となるように制御され、且つクラッチCおよびブレーキBが選択的に係合作動させられて第1速ギヤ段乃至第4速ギヤ段のいずれか或いは後進ギヤ段（後進変速段）が選択的に成立させられることにより、略等比的に変化する変速機構10のトータル変速比 T が各ギヤ段毎に得られる。したがって、変速機構10において有段変速機と同等の状態が構成される。

40

【0040】

例えば、差動部11の変速比 i_0 が「1」に固定されるように制御されると、図2の係合作動表に示されるように自動変速部20の第1速ギヤ段乃至第4速ギヤ段や後進ギヤ段の各ギヤ段に対応する変速機構10のトータル変速比 T が各ギヤ段毎に得られる。また、自動変速部20の第4速ギヤ段において差動部11の変速比 i_0 が「1」より小さい値例えば0.7程度に固定されるように制御されると、図2の係合作動表の第5速ギヤ段に示されるように第4速ギヤ段よりも小さい値例えば「0.705」程度であるトータル変速比 T が得られる。

【0041】

50

図3は、差動部11と自動変速部20とから構成される変速機構10において、ギヤ段毎に連結状態が異なる各回転要素の回転速度の相対関係を直線上で表すことができる共線図を示している。この図3の共線図は、各遊星歯車装置24、26、28、30のギヤ比の関係を示す横軸と、相対的回転速度を示す縦軸とから成る二次元座標であり、3本の横線のうちの下側の横線X1が回転速度零を示し、上側の横線X2が回転速度「1.0」すなわち入力軸14に連結されたエンジン8の回転速度 N_E を示し、横線XGが伝達部材18の回転速度を示している。

【0042】

また、差動部11を構成する動力分配機構16の3つの要素に対応する3本の縦線Y1、Y2、Y3は、左側から順に第2回転要素(第2要素)RE2に対応する第1サンギヤS1、第1回転要素(第1要素)RE1に対応する第1キャリアCA1、第3回転要素(第3要素)RE3に対応する第1リングギヤR1の相対回転速度を示すものであり、それらの間隔は第1遊星歯車装置24のギヤ比 β_1 に応じて定められている。さらに、自動変速部20の5本の縦線Y4、Y5、Y6、Y7、Y8は、左から順に、第4回転要素(第4要素)RE4に対応し且つ相互に連結された第2サンギヤS2および第3サンギヤS3を、第5回転要素(第5要素)RE5に対応する第2キャリアCA2を、第6回転要素(第6要素)RE6に対応する第4リングギヤR4を、第7回転要素(第7要素)RE7に対応し且つ相互に連結された第2リングギヤR2、第3キャリアCA3、第4キャリアCA4を、第8回転要素(第8要素)RE8に対応し且つ相互に連結された第3リングギヤR3、第4サンギヤS4をそれぞれ表し、それらの間隔は第2、第3、第4遊星歯車装置26、28、30のギヤ比 β_2 、 β_3 、 β_4 に応じてそれぞれ定められている。共線図の縦軸間の関係においてサンギヤとキャリアとの間が「1」に対応する間隔とされるとキャリアとリングギヤとの間が遊星歯車装置のギヤ比 β に対応する間隔とされる。すなわち、差動部11では縦線Y1とY2との縦線間が「1」に対応する間隔に設定され、縦線Y2とY3との間隔はギヤ比 β_1 に対応する間隔に設定される。また、自動変速部20では各第2、第3、第4遊星歯車装置26、28、30毎にそのサンギヤとキャリアとの間が「1」に対応する間隔に設定され、キャリアとリングギヤとの間が β に対応する間隔に設定される。

【0043】

上記図3の共線図を用いて表現すれば、本実施例の変速機構10は、動力分配機構16(差動部11)において、第1遊星歯車装置24の第1回転要素RE1(第1キャリアCA1)が入力軸14すなわちエンジン8に連結され、第2回転要素RE2が第1電動機M1に連結され、第3回転要素(第1リングギヤR1)RE3が伝達部材18および第2電動機M2に連結されて、入力軸14の回転を伝達部材18を介して自動変速部20へ伝達する(入力させる)ように構成されている。このとき、Y2とX2の交点を通る斜めの直線L0により第1サンギヤS1の回転速度と第1リングギヤR1の回転速度との関係が示される。

【0044】

例えば、差動部11においては、第1回転要素RE1乃至第3回転要素RE3が相互に相対回転可能とされる差動状態とされており、直線L0と縦線Y3との交点で示される第1リングギヤR1の回転速度が車速Vに拘束されて略一定である場合には、第1電動機M1の回転速度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第1サンギヤS1の回転が上昇或いは下降させられると、直線L0と縦線Y2との交点で示される第1キャリアCA1の回転速度すなわちエンジン回転速度 N_E が上昇或いは下降させられる。

【0045】

また、差動部11の変速比 β_0 が「1」に固定されるように第1電動機M1の回転速度を制御することによって第1サンギヤS1の回転がエンジン回転速度 N_E と同じ回転とされると、直線L0は横線X2と一致させられ、エンジン回転速度 N_E と同じ回転で第1リングギヤR1の回転速度すなわち伝達部材18が回転させられる。或いは、差動部11の

10

20

30

40

50

変速比 0 が「1」より小さい値例えば 0.7 程度に固定されるように第 1 電動機 M 1 の回転速度を制御することによって第 1 サンギヤ S 1 の回転が零とされると、直線 L 0 は図 3 に示す状態とされ、エンジン回転速度 N_E よりも増速された回転で伝達部材回転速度 N_{18} が回転させられる。

【0046】

また、自動変速部 20 において第 4 回転要素 R E 4 は第 2 クラッチ C 2 を介して伝達部材 18 に選択的に連結されるとともに第 1 ブレーキ B 1 を介してケース 12 に選択的に連結され、第 5 回転要素 R E 5 は第 2 ブレーキ B 2 を介してケース 12 に選択的に連結され、第 6 回転要素 R E 6 は第 3 ブレーキ B 3 を介してケース 12 に選択的に連結され、第 7 回転要素 R E 7 は出力軸 22 に連結され、第 8 回転要素 R E 8 は第 1 クラッチ C 1 を介して伝達部材 18 に選択的に連結されている。

10

【0047】

自動変速部 20 では、差動部 11 において直線 L 0 が横線 X 2 と一致させられてエンジン回転速度 N_E と同じ回転速度が差動部 11 から第 8 回転要素 R E 8 に入力されると、図 3 に示すように、第 1 クラッチ C 1 と第 3 ブレーキ B 3 とが係合させられることにより、第 8 回転要素 R E 8 の回転速度を示す縦線 Y 8 と横線 X 2 との交点と第 6 回転要素 R E 6 の回転速度を示す縦線 Y 6 と横線 X 1 との交点とを通る斜めの直線 L 1 と、出力軸 22 と連結された第 7 回転要素 R E 7 の回転速度を示す縦線 Y 7 との交点で第 1 速の出力軸 22 の回転速度が示される。同様に、第 1 クラッチ C 1 と第 2 ブレーキ B 2 とが係合させられることにより決まる斜めの直線 L 2 と出力軸 22 と連結された第 7 回転要素 R E 7 の回転速度を示す縦線 Y 7 との交点で第 2 速の出力軸 22 の回転速度が示され、第 1 クラッチ C 1 と第 1 ブレーキ B 1 とが係合させられることにより決まる斜めの直線 L 3 と出力軸 22 と連結された第 7 回転要素 R E 7 の回転速度を示す縦線 Y 7 との交点で第 3 速の出力軸 22 の回転速度が示され、第 1 クラッチ C 1 と第 2 クラッチ C 2 とが係合させられることにより決まる水平な直線 L 4 と出力軸 22 と連結された第 7 回転要素 R E 7 の回転速度を示す縦線 Y 7 との交点で第 4 速の出力軸 22 の回転速度が示される。

20

【0048】

また、差動部 11 において直線 L 0 が図 3 に示す状態とされてエンジン回転速度 N_E よりも高い回転速度が差動部 11 から第 8 回転要素 R E 8 に入力されると、図 3 に示すように、第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 が係合させられることにより決まる水平な直線 L 5 と出力軸 22 と連結された第 7 回転要素 R E 7 の回転速度を示す縦線 Y 7 との交点で第 5 速の出力軸 22 の回転速度が示される。

30

【0049】

図 4 は、本実施例の変速機構 10 を制御するための電子制御装置 80 に入力される信号及びその電子制御装置 80 から出力される信号を例示している。この電子制御装置 80 は、CPU、ROM、RAM、及び入出力インターフェースなどから成る所謂マイクロコンピュータを含んで構成されており、RAM の一時記憶機能を利用しつつ ROM に予め記憶されたプログラムに従って信号処理を行うことによりエンジン 8、第 1、第 2 電動機 M 1、M 2 に関するハイブリッド駆動制御、自動変速部 20 の変速制御等の駆動制御を実行するものである。

40

【0050】

電子制御装置 80 には、図 4 に示すような各センサやスイッチなどから、エンジン水温 T_{EMPW} を表す信号、シフトレバー 52 (図 6 参照) のシフトポジション P_{SH} や「M」ポジションにおける操作回数等を表す信号、エンジン 8 の回転速度であるエンジン回転速度 N_E を表す信号、ギヤ比列設定値を表す信号、M モード (手動変速走行モード) を指令する信号、エアコンの作動を表す信号、出力軸 22 の回転速度 (以下、出力軸回転速度) N_{OUT} に対応する車速 V を表す信号、自動変速部 20 の作動油温 T_{OIL} を表す信号、サイドブレーキ操作を表す信号、フットブレーキ操作を表す信号、触媒温度を表す信号、運転者の出力要求量に対応するアクセルペダルの操作量であるアクセル開度 Acc を表す信号、カム角を表す信号、スノーモード設定を表す信号、車両の前後加速度 G を表す信号

50

、オートクルーズ走行を表す信号、車両の重量（車重）を表す信号、各車輪の車輪速を表す信号、第1電動機M1の回転速度 N_{M1} （以下、第1電動機回転速度 N_{M1} という）を表す信号、第2電動機M2の回転速度 N_{M2} （以下、第2電動機回転速度 N_{M2} という）を表す信号、蓄電装置56（図7参照）の充電容量（充電状態）SOCを表す信号などが、それぞれ供給される。

【0051】

また、上記電子制御装置80からは、エンジン出力を制御するエンジン出力制御装置58（図7参照）への制御信号例えばエンジン8の吸気管60に備えられた電子スロットル弁62のスロットル弁開度 T_H を操作するスロットルアクチュエータ64への駆動信号や燃料噴射装置66による吸気管60或いはエンジン8の筒内への燃料供給量を制御する燃料供給量信号や点火装置68によるエンジン8の点火時期を指令する点火信号、過給圧を調整するための過給圧調整信号、電動エアコンを作動させるための電動エアコン駆動信号、電動機M1およびM2の作動を指令する指令信号、シフトインジケータを作動させるためのシフトポジション（操作位置）表示信号、ギヤ比を表示させるためのギヤ比表示信号、スノーモードであることを表示させるためのスノーモード表示信号、制動時の車輪のスリップを防止するABSアクチュエータを作動させるためのABS作動信号、Mモードが選択されていることを表示させるMモード表示信号、差動部11や自動変速部20の油圧式摩擦係合装置の油圧アクチュエータを制御するために油圧制御回路70（図5、図7参照）に含まれる電磁弁（リニアソレノイドバルブ）を作動させるバルブ指令信号、この油圧制御回路70に設けられたレギュレータバルブ（調圧弁）によりライン油圧 P_L を調圧するための信号、そのライン油圧 P_L が調圧されるための元圧の油圧源である電動油圧ポンプを作動させるための駆動指令信号、電動ヒータを駆動するための信号、クルーズコントロール制御用コンピュータへの信号等が、それぞれ出力される。

【0052】

図5は、油圧制御回路70のうちクラッチC1、C2、およびブレーキB1～B3の各油圧アクチュエータ（油圧シリンダ）AC1、AC2、AB1、AB2、AB3の作動を制御するリニアソレノイドバルブSL1～SL5に関する回路図である。

【0053】

図5において、各油圧アクチュエータAC1、AC2、AB1、AB2、AB3には、ライン油圧 P_L がそれぞれリニアソレノイドバルブSL1～SL5により電子制御装置80からの指令信号に応じた係合圧PC1、PC2、PB1、PB2、PB3に調圧されてそれぞれ直接的に供給されるようになっている。このライン油圧 P_L は、図示しない電動オイルポンプやエンジン30により回転駆動される機械式オイルポンプから発生する油圧を元圧として例えばリリーフ型調圧弁（レギュレータバルブ）によって、アクセル開度或いはスロットル開度で表されるエンジン負荷等に応じた値に調圧されるようになっている。

【0054】

リニアソレノイドバルブSL1～SL5は、基本的には何れも同じ構成で、電子制御装置80により独立に励磁、非励磁され、各油圧アクチュエータAC1、AC2、AB1、AB2、AB3の油圧が独立に調圧制御されてクラッチC1～C4、ブレーキB1、B2の係合圧PC1、PC2、PB1、PB2、PB3が制御される。そして、自動変速部20は、例えば図2の係合作動表に示すように予め定められた係合装置が係合されることによって各変速段が成立させられる。また、自動変速部20の変速制御においては、例えば変速に関与するクラッチCやブレーキBの解放と係合とが同時に制御される所謂クラッチツウクラッチ変速が実行される。

【0055】

図6は複数種類のシフトポジション P_{SH} を人為的操作により切り換える切換装置としてのシフト操作装置50の一例を示す図である。このシフト操作装置50は、例えば運転席の横に配設され、複数種類のシフトポジション P_{SH} を選択するために操作されるシフトレバー52を備えている。

【 0 0 5 6 】

そのシフトレバー 5 2 は、変速機構 1 0 内つまり自動変速部 2 0 内の動力伝達経路が遮断されたニュートラル状態すなわち中立状態とし且つ自動変速部 2 0 の出力軸 2 2 をロックするための駐車ポジション「P (パーキング)」、後進走行のための後進走行ポジション「R (リバース)」、変速機構 1 0 内の動力伝達経路が遮断された中立状態とするための中立ポジション「N (ニュートラル)」、自動変速モードを成立させて差動部 1 1 の無段的な変速比幅と自動変速部 2 0 の第 1 速ギヤ段乃至第 4 速ギヤ段の範囲で自動変速制御される各ギヤ段とで得られる変速機構 1 0 の変速可能なトータル変速比 T の変化範囲内で自動変速制御を実行させる前進自動変速走行ポジション「D (ドライブ)」、または手動変速走行モード (手動モード) を成立させて自動変速部 2 0 の自動変速制御における高速側の変速段を制限する所謂変速レンジを設定するための前進手動変速走行ポジション「M (マニュアル)」へ手動操作されるように設けられている。

10

【 0 0 5 7 】

上記シフトレバー 5 2 の各シフトポジション $P_{S H}$ への手動操作に連動して図 2 の係合作動表に示す後進ギヤ段「R」、ニュートラル「N」、前進ギヤ段「D」における各変速段等が成立するように、例えば油圧制御回路 7 0 が電氣的に切り換えられる。

【 0 0 5 8 】

上記「P」乃至「M」ポジションに示す各シフトポジション $P_{S H}$ において、「P」ポジションおよび「N」ポジションは、車両を走行させないときに選択される非走行ポジションであって、例えば図 2 の係合作動表に示されるように第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 のいずれもが解放されるような自動変速部 2 0 内の動力伝達経路が遮断された車両を駆動不能とする第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 による動力伝達経路の動力伝達遮断状態へ切換えを選択するための非駆動ポジションである。また、「R」ポジション、「D」ポジションおよび「M」ポジションは、車両を走行させるときに選択される走行ポジションであって、例えば図 2 の係合作動表に示されるように第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 の少なくとも一方が係合されるような自動変速部 2 0 内の動力伝達経路が連結された車両を駆動可能とする第 1 クラッチ C 1 および / または第 2 クラッチ C 2 による動力伝達経路の動力伝達可能状態への切換えを選択するための駆動ポジションでもある。

20

【 0 0 5 9 】

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

30

40

【 0 0 6 0 】

図 7 は、電子制御装置 8 0 による制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。図 7 において、有段変速制御手段 8 2 は、図 8 に示すような車速 V と自動変速部 2 0 の出力トルク T_{OUT} とを変数として予め記憶されたアップシフト線 (実線) およびダウンシフト線 (一点鎖線) を有する関係 (変速線図、変速マップ) から実際の車速 V および自動変速部 2 0 の要求出力トルク T_{OUT} で示される車両状態に基づいて、自動変速部 2 0 の変速を実行すべきか否かを判断しすなわち自動変速部 2 0 の変速すべき変速段を判断し、その判断した変速段が得られるように自動変速部 2 0 の自動変速制御を実行する。

【 0 0 6 1 】

50

このとき、有段変速制御手段 8 2 は、例えば図 2 に示す係合表に従って変速段が達成されるように、自動変速部 2 0 の変速に関与する油圧式摩擦係合装置を係合および/または解放させる指令（変速出力指令、油圧指令）を、すなわち自動変速部 2 0 の変速に関与する解放側係合装置を解放すると共に係合側係合装置を係合することによりクラッチツウクラッチ変速を実行させる指令を油圧制御回路 7 0 へ出力する。油圧制御回路 7 0 は、その指令に従って、例えば解放側係合装置を解放すると共に係合側係合装置を係合して自動変速部 2 0 の変速が実行されるように、油圧制御回路 7 0 内のリニアソレノイドバルブ S L を作動させてその変速に関与する油圧式摩擦係合装置の油圧アクチュエータを作動させる。

【 0 0 6 2 】

ハイブリッド制御手段 8 4 は、エンジン 8 を効率のよい作動域で作動させる一方で、エンジン 8 と第 2 電動機 M 2 との駆動力の配分や第 1 電動機 M 1 の発電による反力を最適になるように変化させて差動部 1 1 の電氣的な無段変速機としての変速比 γ を制御する。例えば、そのときの走行車速 V において、運転者の出力要求量としてのアクセル開度 A_{cc} や車速 V から車両の目標（要求）出力を算出し、その車両の目標出力と充電要求値から必要なトータル目標出力を算出し、そのトータル目標出力が得られるように伝達損失、補機負荷、第 2 電動機 M 2 のアシストトルク等を考慮して目標エンジン出力を算出し、その目標エンジン出力が得られるエンジン回転速度 N_E とエンジントルク T_E となるようにエンジン 8 を制御するとともに第 1 電動機 M 1 の発電量を制御する。

【 0 0 6 3 】

例えば、ハイブリッド制御手段 8 4 は、その制御を動力性能や燃費向上などのために自動変速部 2 0 の変速段を考慮して実行する。このようなハイブリッド制御では、エンジン 8 を効率のよい作動域で作動させるために定まるエンジン回転速度 N_E と車速 V および自動変速部 2 0 の変速段で定まる伝達部材 1 8 の回転速度とを整合させるために、差動部 1 1 が電氣的な無段変速機として機能させられる。すなわち、ハイブリッド制御手段 8 4 は、エンジン回転速度 N_E とエンジン 8 の出力トルク（エンジントルク） T_E とで構成される二次元座標内において無段変速走行の時に運転性と燃費性とを両立するように予め実験的に求められて記憶された図 9 の破線に示すようなエンジン 8 の最適燃費率曲線（燃費マップ、関係）に沿ってエンジン 8 が作動させられるように、例えば目標出力（トータル目標出力、要求駆動力）を充足するために必要なエンジン出力を発生するためのエンジントルク T_E とエンジン回転速度 N_E となるように、変速機構 1 0 のトータル変速比 T の目標値を定め、その目標値が得られるように自動変速部 2 0 の変速段を考慮して差動部 1 1 の変速比 γ を制御し、トータル変速比 T をその変速可能な変化範囲内で制御する。このように、変速機構 1 0 の特性例えばシステム効率に基づいてエンジン 8 の動作点、第 1 電動機 M 1 や第 2 電動機 M 2 の動作点、および自動変速部 2 0 の変速比 γ が決定される。

【 0 0 6 4 】

このとき、ハイブリッド制御手段 8 4 は、第 1 電動機 M 1 により発電された電気エネルギーをインバータ 5 4 を通して蓄電装置 5 6 や第 2 電動機 M 2 へ供給するので、エンジン 8 の動力の主要部は機械的に伝達部材 1 8 へ伝達されるが、エンジン 8 の動力の一部は第 1 電動機 M 1 の発電のために消費されてそこで電気エネルギーに変換され、インバータ 5 4 を通してその電気エネルギーが第 2 電動機 M 2 へ供給され、その第 2 電動機 M 2 が駆動されて第 2 電動機 M 2 から伝達部材 1 8 へ伝達される。この電気エネルギーの発生から第 2 電動機 M 2 で消費されるまでに関連する機器により、エンジン 8 の動力の一部を電気エネルギーに変換し、その電気エネルギーを機械的エネルギーに変換するまでの電気パスが構成される。

【 0 0 6 5 】

また、ハイブリッド制御手段 8 4 は、車両の停止中又は走行中に拘わらず、差動部 1 1 の電氣的 C V T 機能によって第 1 電動機回転速度 N_{M1} を制御してエンジン回転速度 N_E を略一定に維持したり任意の回転速度に回転制御させられる。言い換えれば、ハイブリッド制御手段 8 4 は、エンジン回転速度 N_E を略一定に維持したり任意の回転速度に制御しつつ第 1 電動機回転速度 N_{M1} を任意の回転速度に回転制御することができる。

10

20

30

40

50

【 0 0 6 6 】

例えば、図 3 の共線図からもわかるようにハイブリッド制御手段 8 4 は車両走行中にエンジン回転速度 N_E を引き上げる場合には、車速 V (駆動輪 3 4) に拘束される第 2 電動機回転速度 N_{M2} を略一定に維持しつつ第 1 電動機回転速度 N_{M1} の引き上げを実行する。また、ハイブリッド制御手段 8 4 は自動変速部 2 0 の変速中にエンジン回転速度 N_E を略一定に維持する場合には、エンジン回転速度 N_E を略一定に維持しつつ自動変速部 2 0 の変速や車速 V の変化に伴う第 2 電動機回転速度 N_{M2} の変化とは反対方向に第 1 電動機回転速度 N_{M1} を変化させる。

【 0 0 6 7 】

また、ハイブリッド制御手段 8 4 は、スロットル制御のためにスロットルアクチュエータ 6 4 により電子スロットル弁 6 2 を開閉制御させる他、燃料噴射制御のために燃料噴射装置 6 6 による燃料噴射量や噴射時期を制御させ、点火時期制御のためにイグナイタ等の点火装置 6 8 による点火時期を制御させる指令を単独で或いは組み合わせてエンジン出力制御装置 5 8 に出力して、必要なエンジン出力を発生するようにエンジン 8 の出力制御を実行するエンジン出力制御手段を機能的に備えている。

10

【 0 0 6 8 】

例えば、ハイブリッド制御手段 8 4 は、基本的には図示しない予め記憶された関係からアクセル開度 Acc に基づいてスロットルアクチュエータ 6 0 を駆動し、アクセル開度 Acc が増加するほどスロットル弁開度 T_H を増加させるようにスロットル制御を実行する。また、このエンジン出力制御装置 5 8 は、ハイブリッド制御手段 8 4 による指令に従って、スロットル制御のためにスロットルアクチュエータ 6 4 により電子スロットル弁 6 2 を開閉制御する他、燃料噴射制御のために燃料噴射装置 6 6 による燃料噴射を制御し、点火時期制御のためにイグナイタ等の点火装置 6 8 による点火時期を制御するなどしてエンジントルク制御を実行する。

20

【 0 0 6 9 】

また、ハイブリッド制御手段 8 4 は、エンジン 8 の停止又はアイドル状態に拘わらず、差動部 1 1 の電氣的 CVT 機能 (差動作用) によってモータ走行させることができる。

【 0 0 7 0 】

例えば、ハイブリッド制御手段 8 4 は、図 8 に示すような車速 V と自動変速部 2 0 の出力トルク T_{OUT} とを変数として予め記憶された走行用駆動力源をエンジン 8 と第 2 電動機 $M2$ とで切り換えるためのエンジン走行領域とモータ走行領域との境界線を有する関係 (駆動力源切換線図、駆動力源マップ) から実際の車速 V および自動変速部 2 0 の要求出力トルク T_{OUT} で示される車両状態に基づいて、モータ走行領域とエンジン走行領域との何れであるかを判断してモータ走行或いはエンジン走行を実行する。図 8 の実線 A に示す駆動力源マップは、例えば同じ図 8 中の実線および一点鎖線に示す変速マップと共に予め記憶されている。このように、ハイブリッド制御手段 8 4 によるモータ走行は、図 8 から明らかかなように一般的にエンジン効率が高トルク域に比較して悪いとされる比較的出力トルク T_{OUT} 域すなわち低エンジントルク T_E 域、或いは車速 V の比較的 low 車速域すなわち低負荷域で実行される。

30

【 0 0 7 1 】

ハイブリッド制御手段 8 4 は、このモータ走行時には、停止しているエンジン 8 の引き摺りを抑制して燃費を向上させるために、第 1 電動機回転速度 N_{M1} を負の回転速度で制御して例えば第 1 電動機 $M1$ を無負荷状態とすることにより空転させて、差動部 1 1 の電氣的 CVT 機能 (差動作用) により必要に応じてエンジン回転速度 N_E を零乃至略零に維持する。

40

【 0 0 7 2 】

また、ハイブリッド制御手段 8 4 は、エンジン走行領域であっても、上述した電気バスによる第 1 電動機 $M1$ からの電気エネルギーおよび / または蓄電装置 5 6 からの電気エネルギーを第 2 電動機 $M2$ へ供給し、その第 2 電動機 $M2$ を駆動して駆動輪 3 4 にトルクを付与することにより、エンジン 8 の動力を補助するための所謂トルクアシストが可能である。

50

【 0 0 7 3 】

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

【 0 0 7 4 】

ところで、変速機構 1 0 においては、力行制御時や発電制御時の第 1 電動機 M 1 や第 2 電動機 M 2 の回転に伴い電動機ノイズが発生したり、或いは動力を伝達するために噛み合 10 わされる第 1 遊星歯車装置 2 4、第 2 遊星歯車装置 2 6、第 3 遊星歯車装置 2 8、および第 4 遊星歯車装置 3 0 における各歯車間での歯の噛み合いに伴いギヤノイズが発生する。上記電動機ノイズやギヤノイズは特定の周波数帯域においてピーク値を持っており、特定のエンジン 8 の動作点或いは特定の電動機 M の動作点において電動機ノイズ或いはギヤノイズの発生が顕著になる可能性がある。以下、単にノイズという場合は電動機ノイズ或いはギヤノイズを示しているものとする。

【 0 0 7 5 】

図 1 0 は、電動機回転速度 N_M と電動機トルク T_M とを変数として予め実験的に求められて記憶された電動機特性（電動機マップ）の一例を示す図である。図 1 0 において、曲線 P は電動機 M における等パワー線 P の一例であり、点 A は電動機 M の駆動効率に基づいて設定された電動機回転速度 N_M と電動機トルク T_M とで規定される電動機 M の動作点の一例であり、丸囲み斜線部 N はノイズの発生が顕著になる領域として予め実験的に求められて記憶されたノイズ発生域 N の一例である。 20

【 0 0 7 6 】

また、図 1 1 は、前記図 9 の燃費マップであって、曲線 P はエンジン 8 における等パワー線 P の一例であり、点 A はエンジン 8 の燃費効率（最適燃費率）に基づいて設定されたエンジン回転速度 N_E とエンジントルク T_E とで規定されるエンジン 8 の動作点の一例であり、丸囲み斜線部 N はノイズ発生域 N の一例である。

【 0 0 7 7 】

上記図 1 0、1 1 に示すように、変速機構 1 0 の特性例えばシステム効率に基づいて設定された電動機 M の動作点やエンジン 8 の動作点がノイズ発生域 N 内となる場合がある。 30 このようなノイズは、その大きさによっては乗員に不快感等を与える可能性があり、ノイズの低減に対する要求が一層高くなってきていることや乗員の快適性に及ぼす影響等を考えると、システム効率を少々低下させたとしても極力そのノイズのレベルを低減させることが望まれる。

【 0 0 7 8 】

そこで、本実施例では、電動機 M の動作点がノイズ発生域 N にある場合は、電動機 M の動作点を変更してノイズ発生域 N を回避するノイズ発生域回避手段 8 6 を備える。また、このノイズ発生域回避手段 8 6 は、エンジン 8 の動作点がノイズ発生域 N にある場合は、エンジン 8 の動作点を変更してノイズ発生域 N を回避する。 40

【 0 0 7 9 】

電動機 M の動作点の変更としては、例えば図 1 0 の動作点 A がノイズ発生域 N を回避するように、動作点 A から電動機回転速度 N_M と電動機トルク T_M とを変化させて等パワー線 P 上の動作点 B に変更する。また、エンジン 8 の動作点の変更としては、例えば図 1 1 の動作点 A がノイズ発生域 N を回避するように、エンジン回転速度 N_E とエンジントルク T_E とを変化させて動作点 A から等パワー線 P 上の動作点 B に変更する。これにより、必要なパワーを維持した状態でノイズ発生域 N を回避することが可能となる。

【 0 0 8 0 】

第 1 電動機 M 1、第 2 電動機 M 2、エンジン 8 の各動作点を変更する具体的な手段について以下に詳しく説明する。 50

【 0 0 8 1 】

例えば、ノイズ発生域回避手段 8 6 は、差動部 1 1 の差動作用を利用して第 1 電動機 M 1 を制御することにより第 1 電動機回転速度 N_{M1} を変化させることに伴ってエンジン回転速度 N_E を変化させてノイズ発生域 N を回避するように第 1 電動機 M 1 の動作点およびエンジン 8 の動作点を変更する動作点変更指令 A を前記ハイブリッド制御手段 8 4 へ出力する。つまり、この動作点変更指令 A は差動部 1 1 の変速比 τ のみを変化させて第 1 電動機 M 1 の動作点およびエンジン 8 の動作点を変更するものである。

【 0 0 8 2 】

また、変速機構 1 0 は自動変速部 2 0 を備えていることから、ノイズ発生域回避手段 8 6 は、自動変速部 2 0 を変速制御することにより第 2 電動機回転速度 N_{M2} を変化させてノイズ発生域 N を回避するように第 2 電動機 M 2 の動作点を変更する動作点変更指令 B を前記有段変速制御手段 8 2 へ出力する。つまり、この動作点変更指令 B は自動変速部 2 0 の変速比 τ を変化させて第 2 電動機 M 2 の動作点を変更するものである。尚、この動作点変更指令 B においては、同時に第 1 電動機回転速度 N_{M1} およびエンジン回転速度 N_E も変化させられて第 1 電動機 M 1 の動作点およびエンジン 8 の動作点も変更させられる。

【 0 0 8 3 】

但し、上記動作点変更指令 B に加えて差動部 1 1 の変速比 τ も変化させる場合は、第 1 電動機回転速度 N_{M1} およびエンジン回転速度 N_E のいずれか一方を変化させず第 1 電動機 M 1 の動作点およびエンジン 8 の動作点のいずれか一方を変更しないことも可能である。

【 0 0 8 4 】

例えば、ノイズ発生域回避手段 8 6 は、上記動作点変更指令 B を前記有段変速制御手段 8 2 へ出力することに加えて、第 1 電動機 M 1 を制御することによりエンジン回転速度 N_E を略一定に維持させつつ第 1 電動機回転速度 N_{M1} を変化させてノイズ発生域 N を回避するようにエンジン 8 の動作点を維持したまま第 1 電動機 M 1 の動作点を変更する動作点変更指令 C を前記ハイブリッド制御手段 8 4 へ出力する。つまり、この動作点変更指令 C はトータル変速比 T がそのまま維持されるように自動変速部 2 0 の変速比 τ の変化に合わせて差動部 1 1 の変速比 τ を変化させてエンジン 8 の動作点を最適燃費率に維持したまま第 1 電動機 M 1 の動作点を変更するものである。

【 0 0 8 5 】

また、ノイズ発生域回避手段 8 6 は、上記動作点変更指令 B を前記有段変速制御手段 8 2 へ出力することに加えて、第 1 電動機 M 1 を制御することにより第 1 電動機回転速度 N_{M1} を略一定に維持させることに伴ってエンジン回転速度 N_E を変化させてノイズ発生域 N を回避するように第 1 電動機 M 1 の動作点を維持したままエンジン 8 の動作点を変更する動作点変更指令 D を前記ハイブリッド制御手段 8 4 へ出力する。つまり、この動作点変更指令 D は第 1 電動機 M 1 の動作点がそのまま維持されるように自動変速部 2 0 の変速比 τ の変化に合わせて差動部 1 1 の変速比 τ を変化させてエンジン 8 の動作点を変更するものである。

【 0 0 8 6 】

以上のように、本実施例では、電動機 M の動作点或いはエンジン 8 の動作点がノイズ発生域 N にある場合は、電動機 M の動作点或いはエンジン 8 の動作点を変更してノイズ発生域 N を回避した。しかしながら、たとえ電動機 M の動作点或いはエンジン 8 の動作点がノイズ発生域 N にあるとしてもそのノイズ発生域 N の回避が必要でない場合もあり、一律にノイズ発生域 N を回避することはシステム効率の面で不利になる可能性がある。

【 0 0 8 7 】

そこで、ノイズ発生域 N の回避が必要であるか否かを判断するノイズ発生域回避判断手段 8 8 を更に備え、前記ノイズ発生域回避手段 8 6 は、一律にノイズ発生域 N を回避する場合に比較してシステム効率の悪化が抑制されるように、ノイズ発生域回避判断手段 8 8 によりノイズ発生域 N の回避が必要であると判断された場合にそのノイズ発生域 N を回避するようにしても良い。

10

20

30

40

50

【 0 0 8 8 】

図 1 2 は、ノイズ発生域 N の回避が必要であるか否かを判断する一例としてノイズと暗騒音とを比較する場合を説明する図であって、印 A はギヤノイズ発生域におけるギヤノイズの大きさであり、印 B は電動機ノイズ発生域における電動機ノイズの大きさである。尚、一点鎖線は周波数 - 電動機ノイズ特性であり、この印 B は前述した特定の周波数帯域におけるピーク値を表すものでもある。

【 0 0 8 9 】

図 1 2 の印 B に示す電動機ノイズと暗騒音 I との関係のようにノイズが暗騒音に隠れるときには、或いはノイズの大きさが暗騒音の大きさと比較して突出量が少ないときには、ノイズが目立たなくなるのですなわちノイズが暗騒音と比較して問題になる大きさではないので、ノイズ発生域 N の回避が必要なくなる。一方で、図 1 2 の印 A に示すギヤノイズと暗騒音 I、II との関係のように、また印 B に示す電動機ノイズと暗騒音 II との関係のようにノイズが暗騒音に隠れないときには、或いはノイズの大きさが暗騒音の大きさと比較して突出量が所定量多いときには、ノイズが目立つのですなわちノイズが暗騒音と比較して問題になる大きさとなるので、ノイズ発生域 N の回避が必要となる。

【 0 0 9 0 】

上記暗騒音は、例えばエアコンの作動に関連する音（以下、エアコンノイズ）、オーディオの作動に関連する音（以下、オーディオノイズ）、エンジンの作動に関連する音（以下、エンジンノイズ）、窓の開閉に関連する音、ロードノイズ等が想定される。

【 0 0 9 1 】

具体的には、暗騒音検出手段 9 0 は、暗騒音の大きさを検出或いは推定する。例えば、暗騒音検出手段 9 0 は、ノイズ発生域 N 以外の定常走行時に例えばマイクロホン（図 4 参照）等を用いて暗騒音の実際の大きさを随時検出する。或いはまた、暗騒音検出手段 9 0 は、エアコンの作動に関連する信号とエアコンノイズとの予め実験的に求められて記憶された関係（エアコンノイズマップ）からエアコンの作動を表す信号や電動エアコン駆動信号等に基づいてエアコンノイズを推定したり、オーディオの作動に関連する信号とオーディオノイズとの予め実験的に求められて記憶された関係（オーディオノイズマップ）からオーディオスイッチのオンオフを表す信号やスピーカ音量を調節するための信号等に基づいてオーディオノイズを推定したり、エンジンの作動に関連する信号とエンジンノイズとの予め実験的に求められて記憶された関係（エンジンノイズ作動マップ）からエンジンのオンオフを表す信号やエンジン回転速度 N_E 等に基づいてエンジンノイズを推定したりして、暗騒音を随時推定する。

【 0 0 9 2 】

前記ノイズ発生域回避判断手段 8 8 は、車両状態（例えばエンジン 8 の動作点や電動機 M の動作点）とノイズの大きさととの予め実験的に求められて記憶された関係（ノイズマップ）から実際の車両状態に基づいてノイズの大きさを推定すると共に、予め実験的に求められて定められた判断基準に従ってその推定したノイズが前記暗騒音検出手段 9 0 により検出或いは推定された暗騒音と比較して問題になる大きさであるか否かを判断し、その判断結果に基づいてノイズ発生域 N の回避が必要であるか否かを判断する。

【 0 0 9 3 】

このとき、前記ノイズ発生域回避判断手段 8 8 は、前記ノイズ発生域回避手段 8 6 によるノイズ発生域 N の回避制御とその回避制御の解除とが短時間に繰り返されないように、ノイズが暗騒音と比較して問題になる大きさであることが所定時間 T 連続したときに、ノイズ発生域 N の回避が必要であると判断しても良い。この所定時間 T は、ノイズが暗騒音と比較して問題になる大きさであると確実に判断できるための予め実験的に求められて記憶された判定期間 T である。上記ノイズが暗騒音と比較して問題になる大きさは、例えばノイズが暗騒音よりも所定値以上となったことすなわち暗騒音に所定値を加えた値以上となったことである。この所定値は、ノイズが暗騒音と比較して問題になる大きさであることを判定するために予め実験的に求められて定められた値である。

【 0 0 9 4 】

また、前記ノイズ発生域回避手段 86 は、システム効率が低下してもよい車両状態であるときにノイズ発生域 N を回避するようにしても良い。例えば、蓄電装置 56 の充電状態 SOC が所定容量 A を超えているか否かを判定する充電状態判定手段 92 を備え、ノイズ発生域回避手段 86 は、充電状態判定手段 92 により充電状態 SOC が所定容量 A を超えていると判定された場合にノイズ発生域 N を回避するようにしても良い。この所定容量 A は、発電効率や充電効率が低下しても或いは蓄電装置 56 の充電を行わずとも、例えばモータ走行時やモータアシスト時に第 2 電動機 M2 が十分なトルクを出せる程電力があるか否かを判定するための予め実験的に求められて記憶された判定値である。充電状態 SOC が所定容量 A を超えており第 2 電動機 M2 の駆動に支障がない車両状態であるときは、システム効率が低下してもよい車両状態となる。

10

【0095】

但し、蓄電装置 56 の充電状態 SOC が所定容量 A 以下であっても、例えばシフトレバー 52 の位置が「P」ポジションであるときには前記ノイズ発生域回避手段 86 はノイズ発生域 N を回避するようにしても良い。これは、「P」ポジションであるときには第 2 電動機 M2 の駆動を考慮する必要が無く、また「P」ポジションであるときに充電状態 SOC が所定容量 A 以下となってエンジン 8 の動力によって蓄電装置 56 が第 1 電動機 M1 による充電中であるときにノイズ発生域 N を回避できるようにするためである。従って、シフトレバー 52 の位置が「D」ポジションや「R」ポジションのような走行ポジションへ切り換えられているときには充電状態 SOC が所定容量 A を超えていることを条件としてノイズ発生域 N を回避するが、シフトレバー 52 の位置が「P」ポジションであるときには充電状態 SOC が所定容量 A 以下であってもノイズ発生域 N を回避する。

20

【0096】

すなわち、シフトレバー 52 のシフトポジション P_{SH} を表す信号に基づいてシフトレバー 52 の位置が所定のポジションであるか否かを判定するシフトポジション判定手段 94 を備え、前記ノイズ発生域回避手段 86 は、所定のポジションに合わせた態様でノイズ発生域 N を回避する。例えば、ノイズ発生域回避手段 86 は、シフトポジション判定手段 94 により所定のポジションとしての「D」ポジションであると判定された場合には、前記充電状態判定手段 92 により充電状態 SOC が所定容量 A を超えていると判定されたことを条件としてノイズ発生域 N を回避する。また、ノイズ発生域回避手段 86 は、シフトポジション判定手段 94 により所定のポジションとしての「P」ポジションであると判定された場合には、充電状態判定手段 92 による判定結果に拘わらずノイズ発生域 N を回避する。

30

【0097】

図 13 は、電子制御装置 80 の制御作動の要部すなわちエンジン 8 の動作点および電動機 M の動作点を決定する際にノイズの発生を抑制する為の制御作動を説明するフローチャートであり、例えば数 msec 乃至数十 msec 程度の極めて短いサイクルタイムで繰り返し実行されるものである。また、図 14 は、図 13 のフローチャートに示す制御作動を説明するタイムチャートであって、暗騒音レベルが低下したために動作点を変更してノイズ発生域 N を回避する場合の一例である。

【0098】

図 13 において、先ず、前記シフトポジション判定手段 94 に対応するステップ（以下、ステップを省略する）S1 において、シフトレバー 52 のシフトポジション P_{SH} を表す信号に基づいてシフトレバー 52 の位置が「D」ポジションへ切り換えられているか否かが判定される。

40

【0099】

前記 S1 の判断が肯定される場合は前記充電状態判定手段 92 に対応する S2 において、蓄電装置 56 の充電状態 SOC が所定容量 A を超えているか否かが判定される。例えば、モータ走行時に第 2 電動機 M2 が十分なトルクを出せる程電力があるか否かが判断される。

【0100】

50

前記 S 1 の判断が否定されるか、或いは前記 S 2 の判断が否定される場合は前記ノイズ発生域回避手段 8 6、前記有段変速制御手段 8 2、および前記ハイブリッド制御手段 8 4 に対応する S 7 において、ノイズ発生域 N を回避する回避制御が行われず、通常の動作点すなわち変速機構 1 0 のシステム効率に基づくエンジン 8 の動作点、第 1 電動機 M 1 や第 2 電動機 M 2 の動作点、および自動変速部 2 0 の変速比 が設定される。これによって、燃費上、システム効率が最もよい車両状態とされる。

【 0 1 0 1 】

前記 S 2 の判断が肯定される場合は前記暗騒音検出手段 9 0 に対応する S 3 において、暗騒音の大きさが検出或いは推定される。

【 0 1 0 2 】

次いで、前記ノイズ発生域回避判断手段 8 8 に対応する S 4 において、例えば予め実験的に求められて記憶されたノイズマップから実際の車両状態に基づいてノイズの大きさが推定されると共に、予め実験的に求められて定められた判断基準に従ってその推定されたノイズが前記 S 3 にて検出或いは推定された暗騒音と比較して問題になる大きさであるか否かが判断され、例えばノイズが暗騒音と比較して問題になる大きさであることが所定時間 T 連続したか否かに基づいてノイズ発生域 N の回避が必要であるか否かが判断される。

【 0 1 0 3 】

前記 S 4 の判断が肯定される場合は前記ノイズ発生域回避手段 8 6、前記有段変速制御手段 8 2、および前記ハイブリッド制御手段 8 4 に対応する S 5 において、例えば図 1 0 の動作点 A に示すように電動機 M の動作点がノイズ発生域 N にある場合は、電動機 M の動作点が動作点 A から動作点 B の如く変更されてノイズ発生域 N が回避される。また、例えば図 1 1 の動作点 A に示すようにエンジン 8 の動作点がノイズ発生域 N にある場合は、エンジン 8 の動作点が動作点 A から動作点 B の如く変更されてノイズ発生域 N が回避される。これによって、ノイズが暗騒音に対して目立たなくされる。

【 0 1 0 4 】

一方で、前記 S 4 の判断が否定される場合は前記ノイズ発生域回避手段 8 6、前記有段変速制御手段 8 2、および前記ハイブリッド制御手段 8 4 に対応する S 6 において、ノイズ発生域 N であったとしてもそのノイズ発生域 N を回避する回避制御が行われず、通常の動作点すなわち変速機構 1 0 のシステム効率に基づくエンジン 8 の動作点、第 1 電動機 M 1 や第 2 電動機 M 2 の動作点、および自動変速部 2 0 の変速比 が設定される。これによって、燃費上、システム効率が最もよい車両状態とされる。

【 0 1 0 5 】

図 1 4 において、 t_1 時点以降にて暗騒音が小さくなり、 t_2 時点にてノイズが暗騒音と比較して問題になる大きさであると判定され、その判定が判定期間 T 連続した t_3 時点にて動作点に変更されたことを示している。この t_3 時点では、例えば第 2 電動機ノイズの対策として、自動変速部 2 0 の 1 2 アップシフトを実行することにより第 2 電動機回転速度 N_{M2} を低下させてノイズ発生域 N を回避するように第 2 電動機 M 2 の動作点に変更させられる。或いはまた、ギヤノイズの対策として、自動変速部 2 0 のアップシフトを実行するか、或いは差動部 1 1 の変速比 γ_0 を変更することによりエンジン回転速度 N_E を低下させてノイズ発生域 N を回避するようにエンジン 8 の動作点に変更させられる。 t_4 時点はエンジン 8 の動作点の変更が完了したことを示している。この実施例では、アップシフトを実行したがダウンシフトを実行してノイズ発生域 N を回避しても良く、この場合にはエンジン回転速度 N_E が増大してエンジンノイズ（暗騒音）が高くなりギヤノイズが一層目立たなくなる副次的な効果も得られる。

【 0 1 0 6 】

上述のように、本実施例によれば、システム効率に基づいて決定された電動機 M の動作点がノイズ発生域 N にある場合は、ノイズ発生域回避手段 8 6 により電動機 M の動作点に変更されてノイズ発生域 N が回避されるので、特定の電動機 M の動作点において顕著になるノイズの発生を抑制することが可能になる。

【 0 1 0 7 】

10

20

30

40

50

また、本実施例によれば、システム効率に基づいて決定されたエンジン 8 の動作点がノイズ発生域 N にある場合は、ノイズ発生域回避手段 8 6 によりエンジン 8 の動作点を変更されてノイズ発生域 N が回避されるので、特定のエンジン 8 の動作点において顕著になるノイズの発生を抑制することが可能になる。

【0108】

また、本実施例によれば、システム効率に基づいて決定された車両状態がノイズ発生域 N にある場合は、ノイズ発生域回避手段 8 6 により自動変速部 2 0 の変速比 が変更されることにより電動機 M の動作点および/またはエンジン 8 の動作点を変更されてノイズ発生域 N が回避されるので、特定の電動機 M の動作点或いは特定のエンジン 8 の動作点において顕著になるノイズの発生を抑制することが可能になる。

10

【0109】

また、本実施例によれば、ノイズ発生域回避判断手段 8 8 によりノイズ発生域 N の回避が必要であると判断された場合に、ノイズ発生域回避手段 8 6 によりそのノイズ発生域 N が回避されるので、一律にノイズ発生域 N が回避される場合に比較してシステム効率の悪化が抑制され、運転性や燃費性が向上する。

【0110】

また、本実施例によれば、ノイズ発生域回避判断手段 8 8 によりノイズが暗騒音と比較して問題になる大きさであるか否かに基づいてノイズ発生域 N の回避が必要であるか否かが判断されるので、ノイズが暗騒音と比較して問題になる大きさである場合のみノイズ発生域 N が回避されてシステム効率の悪化が抑制され、運転性や燃費性が向上する。

20

【0111】

また、本実施例によれば、ノイズ発生域回避判断手段 8 8 によりノイズが暗騒音と比較して問題になる大きさであることが所定時間連続したときにノイズ発生域 N の回避が必要であると判断されるので、ノイズ発生域 N の回避制御とその回避制御の解除とが短時間に繰り返されることが防止されて車両状態が安定する。

【0112】

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

【実施例 2】

【0113】

前述の実施例では、図 1 0 に示すように電動機マップ上において予め定められたノイズ発生域 N を回避したり、図 1 1 に示すように燃費マップ上において予め定められたノイズ発生域 N を回避する回避制御を説明したが、本実施例では、変速マップ上において予め定められたノイズ発生域 N を回避する。つまり、前記動作点変更指令 B において実行されるノイズ発生域 N を回避するための自動変速部 2 0 の変速制御を変速マップ上において判断するものである。

30

【0114】

図 1 5 は、前記図 8 の変速マップであって、丸囲み斜線部 N はノイズ発生域 N の一例であり、破線はノイズ発生域 N を回避するためにシステム効率に基づいて設定された通常の 1 2 アップシフト線を変更したノイズ回避用 1 2 アップシフト線であり、二点鎖線はノイズ発生域 N を回避するためにシステム効率に基づいて設定された通常の 2 1 ダウンシフト線を変更したノイズ回避用 2 1 ダウンシフト線である。

40

【0115】

前記ノイズ発生域回避手段 8 6 は、実際の車速 V および自動変速部 2 0 の要求出力トルク T_{OUT} で示される車両状態がノイズ発生域 N にある場合には、通常のアップシフト線およびダウンシフト線をノイズ回避用アップシフト線およびノイズ回避用ダウンシフト線に変更することにより、自動変速部 2 0 の変速比 を変更する。これらアップシフト線およびダウンシフト線は変速を行うための変速点の連なりでもある。

【0116】

また、ノイズ発生域 N の回避制御中に前記ノイズ発生域回避判断手段 8 8 によりノイズ

50

発生域Nの回避が必要でないとは判断された場合には、通常のアップシフト線およびダウンシフト線への復帰に伴い例えばダウンシフトが実行されて急な減速が発生することによる違和感を回避するように、通常のアップシフト線およびダウンシフト線へ復帰させたとしても自動変速部20の変速比が変化しないときに（つまり自動変速部20の変速が行われないときに）、ノイズ回避用アップシフト線およびノイズ回避用ダウンシフト線を通常のアップシフト線およびダウンシフト線へ復帰させる。

【0117】

図16は、電子制御装置80の制御作動の要部すなわちエンジン8の動作点および電動機Mの動作点を決定する際にノイズの発生を抑制する為の制御作動を説明するフローチャートであり、例えば数ms乃至数十ms程度の極めて短いサイクルタイムで繰り返し実行されるものである。この図16のフローチャートは、前記図13のフローチャートに相当する別の実施例であって、図13のフローチャート中のS5乃至S7がS5'乃至S7'に変更された点が主に相違する。以下、その相違する点であるS5'乃至S7'について説明する。また、図17は、図16のフローチャートに示す制御作動を説明するタイムチャートであって、暗騒音レベルが上昇したために変速線を変更してノイズ発生域Nの回避を解除する場合の一例である。

10

【0118】

図16において、前記S1の判断が否定されるか、或いは前記S2の判断が否定される場合は前記ノイズ発生域回避手段86、前記有段変速制御手段82、および前記ハイブリッド制御手段84に対応するS7'において、ノイズ発生域Nを回避する回避制御が行われず、通常の変速点すなわち変速機構10のシステム効率に基づく通常のアップシフト線および通常のダウンシフト線が設定される。これによって、燃費上、システム効率が最もよい車両状態とされる。

20

【0119】

また、前記S4の判断が肯定される場合は前記ノイズ発生域回避手段86、前記有段変速制御手段82、および前記ハイブリッド制御手段84に対応するS5'において、例えば図15に示すように車両状態がノイズ発生域Nにある場合は、通常のアップシフト線およびダウンシフト線がノイズ回避用アップシフト線およびノイズ回避用ダウンシフト線に変更されることにより自動変速部20の変速比が変更されてノイズ発生域Nが回避される。

30

【0120】

一方で、前記S4の判断が否定される場合は前記ノイズ発生域回避手段86、前記有段変速制御手段82、および前記ハイブリッド制御手段84に対応するS6'において、ノイズ発生域Nであったとしてもそのノイズ発生域Nを回避する回避制御が行われず、通常の変速点すなわち変速機構10のシステム効率に基づく通常のアップシフト線および通常のダウンシフト線が設定される。これによって、燃費上、システム効率が最もよい車両状態とされる。

【0121】

図17において、 t_1 時点以降にて暗騒音が大きくなり、 t_2 時点にてノイズが暗騒音と比較して問題とされない大きさであると判定され、その判定が判定期間T連続した t_3 時点にて自動変速部20の変速比が変化しないときに（変速段非使用）、ノイズ回避用変速線（変速パターン）が通常の変速線へ復帰させられたことを示している。この t_3 時点では、自動変速部20の変速比が変化しないときに通常の変速線へ復帰させられたので、自動変速機20の変速は実行されない。或いはまた、 t_3 時点にて自動変速部20の変速比が変化するときには（変速段使用中）、この t_3 時点ではノイズ回避用変速線から通常の変速線へは復帰させられないことを示している。この場合には、 t_4 時点にて変速が行われた後の自動変速部20の変速比が変化しないと推定されるときには t_5 時点に示すようにノイズ回避用変速線が通常の変速線へ復帰させられる。尚、 t_4 時点乃至 t_5 時点の時間は、 t_4 時点における変速指令に対して変速が完了するまでの時間を考慮したものである。このように、自動変速部20の変速比が変化しないときにノイズ回避用

40

50

変速線が通常の変速線へ復帰させられることにより、特にダウンシフトが実行されて急な減速が発生する違和感を回避することができる。

【0122】

上述のように、本実施例によれば、前述の実施例に加えて、システム効率に基づいて決定された車両状態がノイズ発生域Nにある場合は、ノイズ発生域回避手段86により自動変速部20の変速比が変更されてノイズ発生域Nが回避されるので、特定の自動変速部20の変速比において顕著になるノイズの発生を抑制することが可能になる。

【0123】

また、本実施例によれば、ノイズ発生域回避手段86により通常時の変速線がノイズ回避用変速線へ変更されることにより自動変速部20の変速比が変更されるので、ノイズ発生域Nを簡単に回避することができる。

10

【0124】

また、本実施例によれば、変速線を変更することにより自動変速部20の変速比が変化しないときにノイズ発生域回避手段86によりノイズ回避用変速線が通常の変速線へ復帰させられるので、例えば通常の変速線への復帰に伴いダウンシフトが実行されて急な減速が発生することによる違和感を回避することができる。

【実施例3】

【0125】

図18は本発明の他の実施例における変速機構100の構成を説明する骨子図、図19はその変速機構100の変速作動に用いられる油圧式摩擦係合装置の作動の組み合わせを示す係合表、図20はその変速機構100の変速作動を説明する共線図である。

20

【0126】

変速機構100は、前述の実施例と同様に第1電動機M1、動力分配機構16、および第2電動機M2を備えている差動部11と、その差動部11と出力軸22との間で伝達部材18を介して直列に連結されている前進3段の自動変速部102とを備えている。動力分配機構16は、例えば「0.418」程度の所定のギヤ比1を有するシングルピニオン型の第1遊星歯車装置24を有している。自動変速部102は、例えば「0.532」程度の所定のギヤ比2を有するシングルピニオン型の第2遊星歯車装置26と例えば「0.418」程度の所定のギヤ比3を有するシングルピニオン型の第3遊星歯車装置28とを備えている。第2遊星歯車装置26の第2サンギヤS2と第3遊星歯車装置28の第3サンギヤS3とが一体的に連結されて第2クラッチC2を介して伝達部材18に選択的に連結されるとともに第1ブレーキB1を介してケース12に選択的に連結され、第2遊星歯車装置26の第2キャリアCA2と第3遊星歯車装置28の第3リングギヤR3とが一体的に連結されて出力軸22に連結され、第2リングギヤR2は第1クラッチC1を介して伝達部材18に選択的に連結され、第3キャリアCA3は第2ブレーキB2を介してケース12に選択的に連結されている。

30

【0127】

このように、自動変速部102内と差動部11(伝達部材18)とは自動変速部102の変速段を成立させるために用いられる第1クラッチC1または第2クラッチC2を介して選択的に連結されている。言い換えれば、第1クラッチC1および第2クラッチC2は、伝達部材18と自動変速部102との間の動力伝達経路すなわち差動部11(伝達部材18)から駆動輪34への動力伝達経路を、その動力伝達経路の動力伝達を可能とする動力伝達可能状態と、その動力伝達経路の動力伝達を遮断する動力伝達遮断状態とに選択的に切り換える係合装置として機能している。つまり、第1クラッチC1および第2クラッチC2の少なくとも一方が係合されることで上記動力伝達経路が動力伝達可能状態とされ、或いは第1クラッチC1および第2クラッチC2が解放されることで上記動力伝達経路が動力伝達遮断状態とされる。

40

【0128】

また、この自動変速部102は、解放側係合装置の解放と係合側係合装置の係合とによりクラッチツウクラッチ変速が実行されて各ギヤ段(変速段)が選択的に成立させられる

50

ことにより、略等比的に変化する変速比 $(= \text{伝達部材回転速度 } N_{18} / \text{出力軸 } 22 \text{ の回転速度 } N_{OUT})$ が各ギヤ段毎に得られる。例えば、図 19 の係合作動表に示されるように、第 1 クラッチ C 1 および第 2 ブレーキ B 2 の係合により変速比 T_1 が最大値例えば「2.804」程度である第 1 速ギヤ段が成立させられ、第 1 クラッチ C 1 および第 1 ブレーキ B 1 の係合により変速比 T_2 が第 1 速ギヤ段よりも小さい値例えば「1.531」程度である第 2 速ギヤ段が成立させられ、第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 の係合により変速比 T_3 が第 2 速ギヤ段よりも小さい値例えば「1.000」程度である第 3 速ギヤ段が成立させられる。また、第 2 クラッチ C 2 および第 2 ブレーキ B 2 の係合により変速比 R が第 1 速ギヤ段と第 2 速ギヤ段との間の値例えば「2.393」程度である後進ギヤ段（後進変速段）が成立させられる。また、第 1 クラッチ C 1、第 2 クラッチ C 2、第 1 ブレーキ B 1、および第 2 ブレーキ B 2 の解放によりニュートラル「N」状態とされる。なお、図 19 の係合作動表に示されている第 4 速ギヤ段における自動変速部 102 の係合装置の係合作動は第 3 速ギヤ段と同じである。

10

【0129】

以上のように構成された変速機構 100 において、無段変速機として機能する差動部 11 と自動変速部 102 とで無段変速機が構成される。また、差動部 11 の変速比を一定となるように制御することにより、差動部 11 と自動変速部 102 とで有段変速機と同等の状態を構成することが可能とされる。

【0130】

具体的には、差動部 11 が無段変速機として機能し、且つ差動部 11 に直列の自動変速部 102 が有段変速機として機能することにより、自動変速部 102 の少なくとも 1 つの変速段 M に対して自動変速部 102 に入力される回転速度（以下、自動変速部 102 の入力回転速度）すなわち伝達部材 18 の回転速度が無段的に変化させられてその変速段 M において無段的な変速比幅が得られる。したがって、変速機構 100 の総合変速比 T が無段階に得られ、変速機構 100 において無段変速機が構成される。

20

【0131】

例えば、図 19 の係合作動表に示される自動変速部 102 の第 1 速ギヤ段乃至第 3 速ギヤ段や後進ギヤ段の各ギヤ段に対し伝達部材回転速度 N_{18} が無段的に変化させられて各ギヤ段は無段的な変速比幅が得られる。したがって、その各ギヤ段の間が無段的に連続変化可能な変速比となって、変速機構 100 全体としてのトータル変速比 T が無段階に得られる。

30

【0132】

また、差動部 11 の変速比が一定となるように制御され、且つクラッチ C およびブレーキ B が選択的に係合作動させられて第 1 速ギヤ段乃至第 3 速ギヤ段のいずれか或いは後進ギヤ段（後進変速段）が選択的に成立させられることにより、略等比的に変化する変速機構 100 のトータル変速比 T が各ギヤ段毎に得られる。したがって、変速機構 100 において有段変速機と同等の状態が構成される。

【0133】

例えば、差動部 11 の変速比 T_0 が「1」に固定されるように制御されると、図 19 の係合作動表に示されるように自動変速部 102 の第 1 速ギヤ段乃至第 3 速ギヤ段や後進ギヤ段の各ギヤ段に対応する変速機構 100 のトータル変速比 T が各ギヤ段毎に得られる。また、自動変速部 102 の第 3 速ギヤ段において差動部 11 の変速比 T_0 が「1」より小さい値例えば 0.7 程度に固定されるように制御されると、図 19 の係合作動表の第 4 速ギヤ段に示されるように第 3 速ギヤ段よりも小さい値例えば「0.705」程度であるトータル変速比 T が得られる。

40

【0134】

図 20 は、差動部 11 と自動変速部 102 とから構成される変速機構 100 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。

【0135】

50

図20における自動変速部102の4本の縦線Y4、Y5、Y6、Y7は、左から順に、第4回転要素(第4要素)RE4に対応し且つ相互に連結された第2サンギヤS2および第3サンギヤS3を、第5回転要素(第5要素)RE5に対応する第3キャリアCA3を、第6回転要素(第6要素)RE6に対応し且つ相互に連結された第2キャリアCA2および第3リングギヤR3を、第7回転要素(第7要素)RE7に対応する第2リングギヤR2をそれぞれ表している。また、自動変速部102において第4回転要素RE4は第2クラッチC2を介して伝達部材18に選択的に連結されるとともに第1ブレーキB1を介してケース12に選択的に連結され、第5回転要素RE5は第2ブレーキB2を介してケース12に選択的に連結され、第6回転要素RE6は自動変速部102の出力軸22に連結され、第7回転要素RE7は第1クラッチC1を介して伝達部材18に選択的に連結

10

【0136】

自動変速部102では、差動部11において直線L0が横線X2と一致させられてエンジン回転速度 N_E と同じ回転速度が差動部11から第7回転要素RE7に入力されると、図20に示すように、第1クラッチC1と第2ブレーキB2とが係合させられることにより、第7回転要素RE7(R2)の回転速度を示す縦線Y7と横線X2との交点と第5回転要素RE5(CA3)の回転速度を示す縦線Y5と横線X1との交点とを通る斜めの直線L1と、出力軸22と連結された第6回転要素RE6(CA2, R3)の回転速度を示す縦線Y6との交点で第1速の出力軸22の回転速度が示される。同様に、第1クラッチC1と第1ブレーキB1とが係合させられることにより決まる斜めの直線L2と出力軸22と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6との交点で第2速の出力軸22の回転速度が示され、第1クラッチC1と第2クラッチC2とが係合させられることにより決まる水平な直線L3と出力軸22と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6との交点で第3速の出力軸22の回転速度が示される。

20

【0137】

また、差動部11において直線L0が図20に示す状態とされてエンジン回転速度 N_E よりも高い回転速度が差動部11から第7回転要素RE7に入力されると、図20に示すように、第1クラッチC1および第2クラッチC2が係合させられることにより決まる水平な直線L4と出力軸22と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6との交点で第4速の出力軸22の回転速度が示される。

30

【0138】

本実施例においても、変速機構100は差動部11と自動変速部102とから構成されるので、前述の実施例と同様の効果が得られる。

【0139】

以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、本発明は実施例相互を組み合わせることで実施可能であると共にその他の態様においても適用される。

【0140】

例えば、前述の実施例では、ノイズ発生域回避手段86は、エンジン8の動作点を変更する場合には、ノイズ発生域Nを回避するように等パワー線P上の動作点に変更したが、最適燃費率曲線に沿ってエンジン8の動作点を変更しても良い。この場合にはエンジン出力(パワー)が変化するので、例えばエンジンパワーが低下したときは第2電動機M2によるトルクアシスト量を増加させ、反対にエンジンパワーが増大したときは第2電動機M2によるトルクアシスト量を減少させる。

40

【0141】

また、前述の実施例では、本発明が適用される車両用駆動装置として変速機構10を例示したが、これに限らず、電気エネルギーで作動する電動機と燃料の燃焼によって作動するエンジンとを車両走行時の動力源として備え、システム効率に基づいてエンジンの動作点、電動機の動作点が決定される種々の車両用駆動装置であれば本発明は適用され得る。

【0142】

また、前述の実施例の動力分配機構16では、第1キャリアCA1がエンジン8に連結

50

され、第1サンギヤS1が第1電動機M1に連結され、第1リングギヤR1が伝達部材18に連結されていたが、それらの連結関係は、必ずしもそれに限定されるものではなく、エンジン8、第1電動機M1、伝達部材18は、第1遊星歯車装置24の3要素CA1、S1、R1のうちのいずれと連結されていても差し支えない。

【0143】

また、前述の実施例では、エンジン8は入力軸14と直結されていたが、例えばギヤ、ベルト等を介して作動的に連結されておればよく、共通の軸心上に配置される必要もない。

【0144】

また、前述の実施例では、第1電動機M1および第2電動機M2は、入力軸14に同心に配置されて第1電動機M1は第1サンギヤS1に連結され第2電動機M2は伝達部材18に連結されていたが、必ずしもそのように配置される必要はなく、例えばギヤ、ベルト、減速機等を介して作動的に第1電動機M1は第1サンギヤS1に連結され、第2電動機M2は伝達部材18に連結されてもよい。

10

【0145】

また、前述の実施例では、第1クラッチC1や第2クラッチC2などの油圧式摩擦係合装置は、パウダー（磁粉）クラッチ、電磁クラッチ、噛み合い型のドグクラッチなどの磁粉式、電磁式、機械式係合装置から構成されていてもよい。例えば電磁クラッチであるような場合には、油圧制御回路70は油路を切り換える弁装置ではなく電磁クラッチへの電気的な指令信号回路を切り換えるスイッチング装置や電磁切換装置等により構成される。

20

【0146】

また、前述の実施例では、差動部11すなわち動力分配機構16の出力部材である伝達部材18と駆動輪34との間の動力伝達経路に、自動変速部20、102が介挿されていたが、例えば自動変速機的一种である無段変速機（CVT）、手動変速機としてよく知られた常時噛合式平行2軸型ではあるがセレクトシリンダおよびシフトシリンダによりギヤ段が自動的に切り換えられることが可能な自動変速機、手動操作により変速段が切り換えられる同期噛み合い式の手動変速機等の他の形式の動力伝達部（変速機）が設けられていてもよい。このようにしても、本発明は適用され得る。

【0147】

また、前述の実施例では、自動変速部20、102は伝達部材18を介して差動部11と直列に連結されていたが、入力軸14と平行にカウンタ軸が設けられそのカウンタ軸上に同心に自動変速部20、102が配設されてもよい。この場合には、差動部11と自動変速部20、102とは、例えば伝達部材18としてのカウンタギヤ対、スプロケットおよびチェーンで構成される1組の伝達部材などを介して動力伝達可能に連結される。

30

【0148】

また、前述の実施例の差動機構としての動力分配機構16は、例えばエンジンによって回転駆動されるピニオンと、そのピニオンに噛み合う一対のかさ歯車が第1電動機M1および第2電動機M2に作動的に連結された差動歯車装置であつてもよい。

【0149】

また、前述の実施例の動力分配機構16は、1組の遊星歯車装置から構成されていたが、2以上の遊星歯車装置から構成されて、非差動状態（定変速状態）では3段以上の変速機として機能するものであつてもよい。また、その遊星歯車装置はシングルピニオン型に限られたものではなくダブルピニオン型の遊星歯車装置であつてもよい。

40

【0150】

また、前述の実施例のシフト操作装置50は、複数種類のシフトポジション P_{S_H} を選択するために操作されるシフトレバー52を備えていたが、そのシフトレバー52に替えて、例えば押しボタン式のスイッチやスライド式スイッチ等の複数種類のシフトポジション P_{S_H} を選択可能なスイッチ、或いは手動操作に因らず運転者の音声に反応して複数種類のシフトポジション P_{S_H} を切り換えられる装置や足の操作により複数種類のシフトポジション P_{S_H} を切り換えられる装置等であつてもよい。また、シフトレバー52が「M

50

」ポジションへ操作されることにより、変速レンジが設定されるものであったが変速段が設定されることすなわち各変速レンジの最高速変速段が変速段として設定されてもよい。この場合、自動変速部 20、102 では変速段が切り換えられて変速が実行される。例えば、シフトレバー 52 が「M」ポジションにおけるアップシフト位置「+」またはダウンシフト位置「-」へ手動操作されると、自動変速部 20 では第 1 速ギヤ段乃至第 4 速ギヤ段の何れかがシフトレバー 52 の操作に応じて設定される。

【0151】

なお、上述したのはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

10

【0152】

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

【図 2】図 1 の駆動装置の変速作動に用いられる油圧式摩擦係合装置の作動の組み合わせを説明する作動図表である。

【図 3】図 1 の駆動装置における各ギヤ段の相対的回転速度を説明する共線図である。

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

【図 5】油圧制御回路のうちクラッチ C1、C2、およびブレーキ B1～B3 の各油圧アクチュエータの作動を制御するリニアソレノイドバルブに関する回路図である。

【図 6】シフトレバーを備えた複数種類のシフトポジションを選択するために操作されるシフト操作装置の一例である。

20

【図 7】図 4 の電子制御装置の制御作動の要部を説明する機能ブロック線図である。

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

【図 9】破線はエンジンの最適燃費率曲線であって燃費マップの一例である。

【図 10】電動機回転速度と電動機トルクとを変数として予め実験的に求められて記憶された電動機マップの一例であって、曲線 P は電動機における等パワー線の一例であり、点 A は電動機の駆動効率に基づいて設定された電動機の動作点の一例であり、丸囲み斜線部 N はノイズ発生域の一例である。

30

【図 11】図 9 の燃費マップであって、曲線 P はエンジンにおける等パワー線の一例であり、点 A はエンジンの燃費効率に基づいて設定されたエンジンの動作点の一例であり、丸囲み斜線部 N はノイズ発生域の一例である。

【図 12】ノイズ発生域の回避が必要であるか否かを判断する一例として、ノイズと暗騒音とを比較する場合を説明する図である。

【図 13】図 4 の電子制御装置の制御作動すなわちエンジンの動作点および電動機の動作点を決定する際にノイズの発生を抑制する為の制御作動を説明するフローチャートである。

【図 14】図 13 のフローチャートに示す制御作動を説明するタイムチャートであって、暗騒音レベルが低下したために動作点を変更してノイズ発生域を回避する場合の一例である。

40

【図 15】図 8 の変速マップであって、丸囲み斜線部 N はノイズ発生域 N の一例であり、破線は通常の 1 2 アップシフト線を変更したノイズ回避用 1 2 アップシフト線であり、二点鎖線は通常の 2 1 ダウンシフト線を変更したノイズ回避用 2 1 ダウンシフト線である。

【図 16】図 4 の電子制御装置の制御作動すなわちエンジンの動作点および電動機の動作点を決定する際にノイズの発生を抑制する為の制御作動を説明するフローチャートであって、図 13 に相当する別の実施例である。

【図 17】図 16 のフローチャートに示す制御作動を説明するタイムチャートであって、暗騒音レベルが上昇したために変速線を変更してノイズ発生域の回避を解除する場合の一

50

例であり、図14に相当する別の実施例である。

【図18】本発明の他の実施例におけるハイブリッド車両の駆動装置の構成を説明する骨子図であって、図1に相当する図である。

【図19】図18の駆動装置の変速作動に用いられる油圧式摩擦係合装置の作動の組み合わせを説明する作動図表であって、図2に相当する図である。

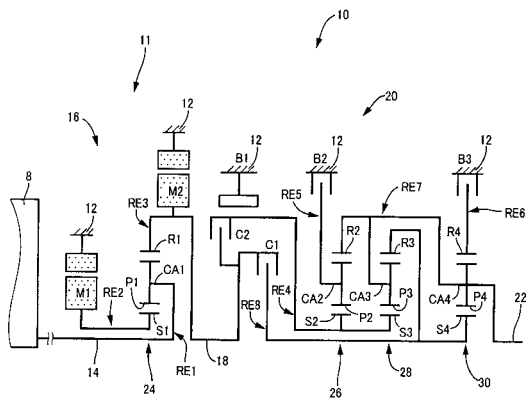
【図20】図18の駆動装置における各ギヤ段の相対的回転速度を説明する共線図であって、図3に相当する図である。

【符号の説明】

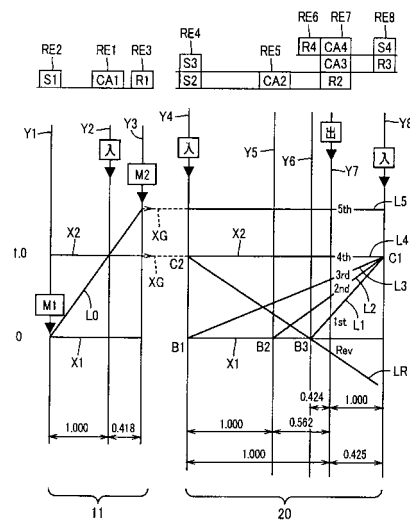
【0153】

- 8 : エンジン
- 10、70 : 変速機構 (車両用駆動装置)
- 20 : 自動変速部 (変速機、自動変速機)
- 80 : 電子制御装置 (制御装置)
- 88 : ノイズ発生域回避判断手段
- M1 : 第1電動機
- M2 : 第2電動機

【図1】



【図3】

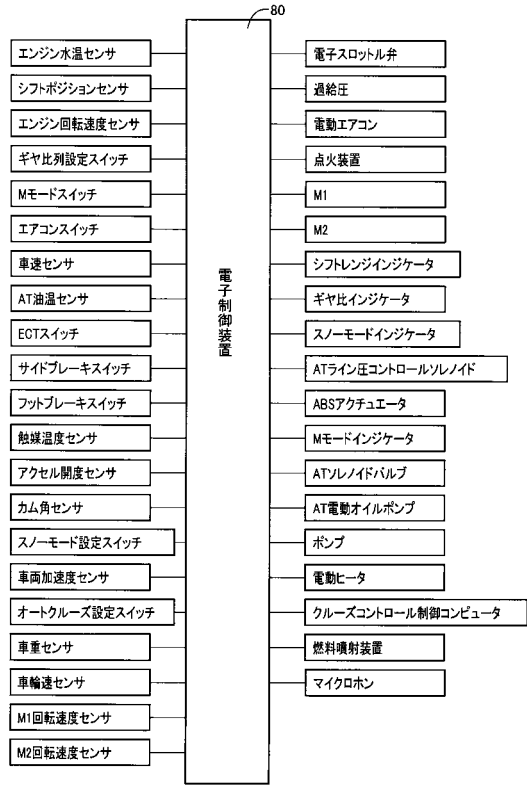


【図2】

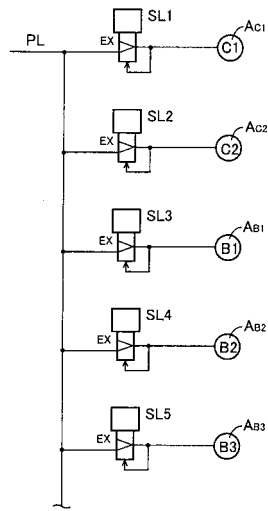
	C1	C2	B1	B2	B3	変速比	ステップ
1st	○				○	3.357	1.54
2nd	○			○		2.180	1.53
3rd	○		○			1.424	1.42
4th	○	○				1.000	1.42
5th	○	○				0.705	トータル
R		○			○	3.209	4.76
N							

○ 係合

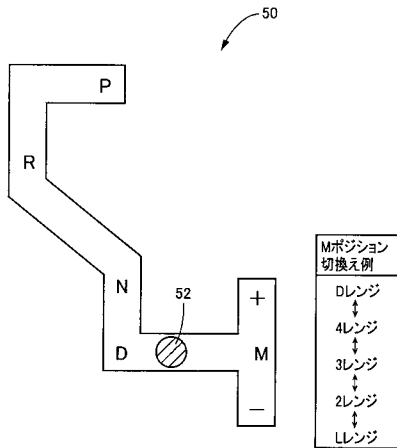
【図4】



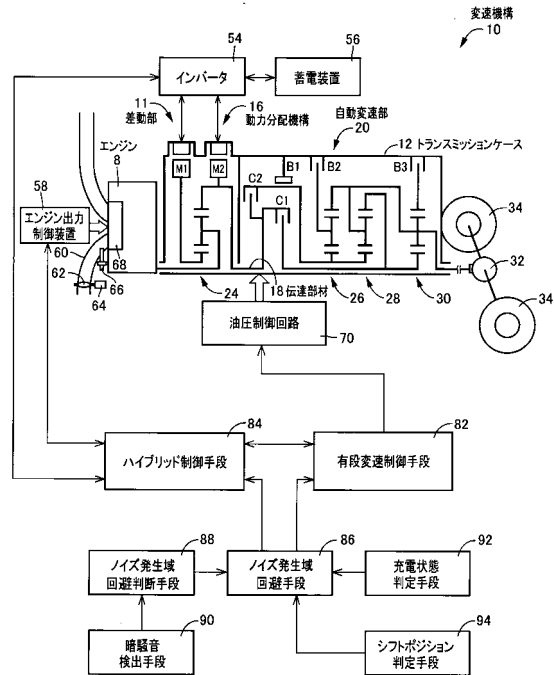
【図5】



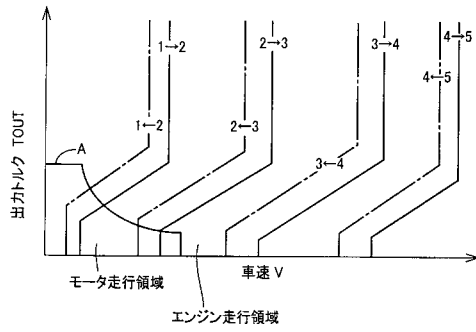
【図6】



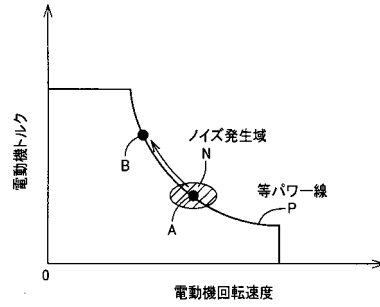
【図7】



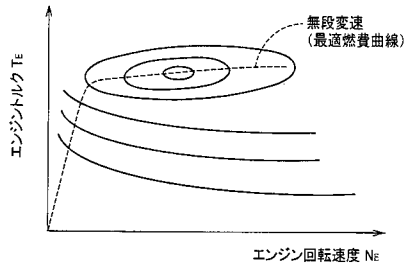
【図8】



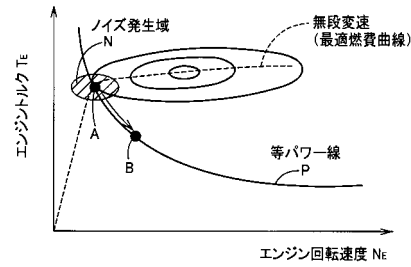
【図10】



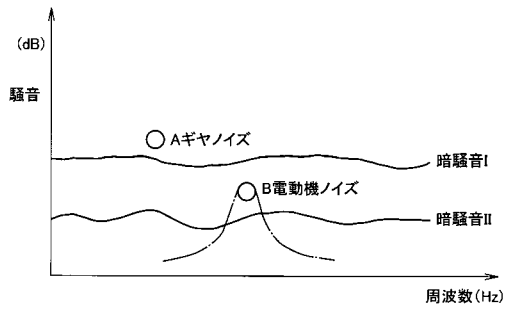
【図9】



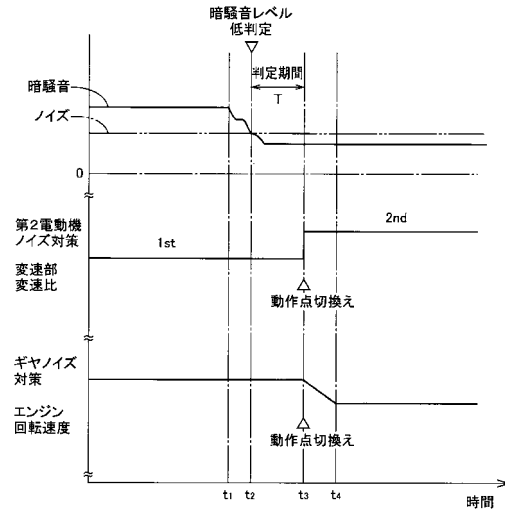
【図11】



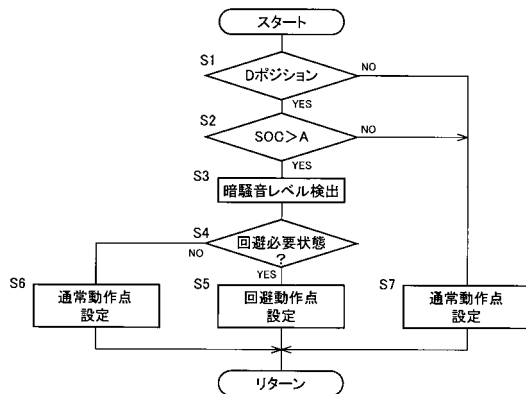
【図12】



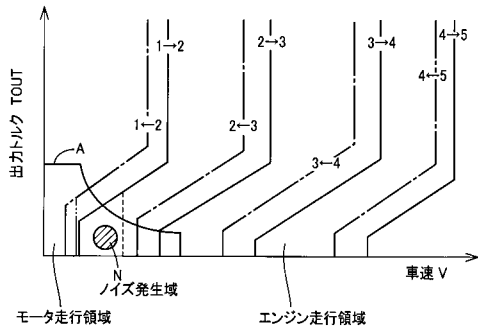
【図14】



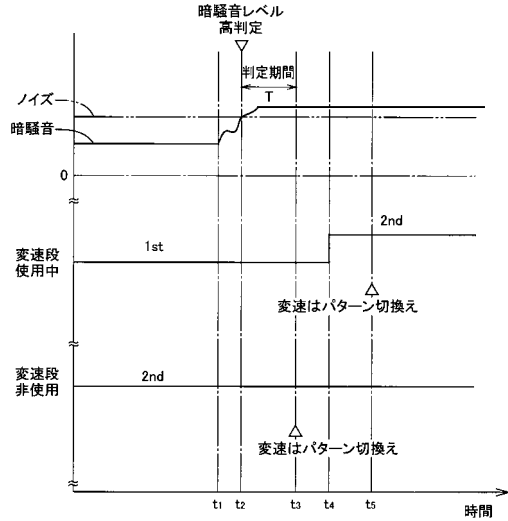
【図13】



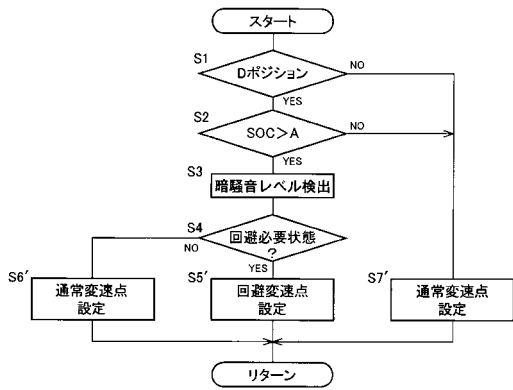
【図15】



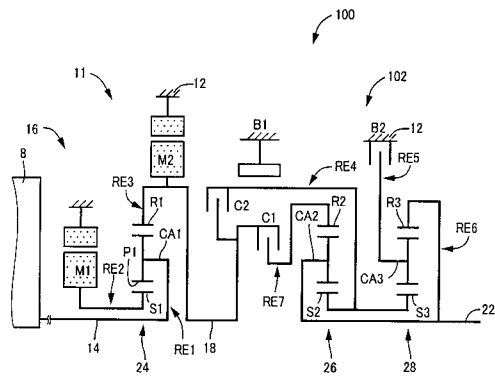
【図17】



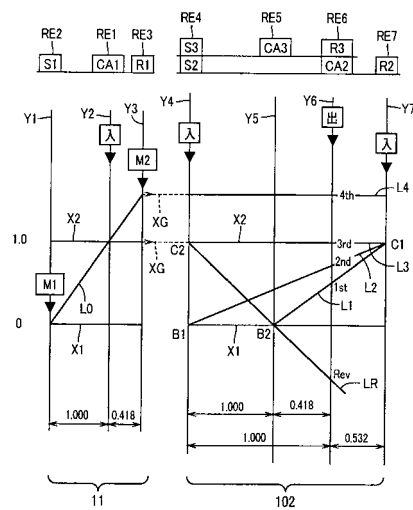
【図16】



【図18】



【図20】



【図19】

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

○係合

フロントページの続き

(51)Int.Cl.		F I
B 6 0 K 6/445 (2007.10)		B 6 0 K 6/547
B 6 0 K 6/547 (2007.10)		F 1 6 H 61/02
F 1 6 H 61/02 (2006.01)		F 1 6 H 103:12
F 1 6 H 61/686 (2006.01)		

審査官 山田 裕介

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

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

B 6 0 W	1 0 / 0 8
B 6 0 K	6 / 4 4 5
B 6 0 K	6 / 5 4 7
B 6 0 L	1 1 / 1 4
B 6 0 W	1 0 / 0 6
B 6 0 W	1 0 / 1 0
B 6 0 W	2 0 / 0 0