

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号
特許第4274117号
(P4274117)

(45) 発行日 平成21年6月3日(2009.6.3)

(24) 登録日 平成21年3月13日(2009.3.13)

(51) Int.Cl. F I

B 6 0 K 6 / 3 6 5 (2 0 0 7 . 1 0)
B 6 0 K 6 / 4 0 (2 0 0 7 . 1 0)
B 6 0 K 6 / 4 0 5 (2 0 0 7 . 1 0)
B 6 0 K 6 / 4 4 5 (2 0 0 7 . 1 0)
B 6 0 K 6 / 5 4 7 (2 0 0 7 . 1 0)

B 6 0 K 6 / 3 6 5 Z H V
B 6 0 K 6 / 4 0
B 6 0 K 6 / 4 0 5
B 6 0 K 6 / 4 4 5
B 6 0 K 6 / 5 4 7

請求項の数 16 (全 27 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2004-370038 (P2004-370038)	(73) 特許権者	000003207 トヨタ自動車株式会社
(22) 出願日	平成16年12月21日 (2004.12.21)		愛知県豊田市トヨタ町1番地
(65) 公開番号	特開2006-175951 (P2006-175951A)	(74) 代理人	100085361 弁理士 池田 治幸
(43) 公開日	平成18年7月6日 (2006.7.6)	(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
審査請求日	平成19年12月18日 (2007.12.18)	(72) 発明者	茨木 隆次 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
		審査官	谿花 正由輝
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用駆動装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

第1電動機と、駆動力源の出力を該第1電動機および伝達部材へ分配する差動機構と、該伝達部材から駆動輪までの動力伝達経路に設けられた第2電動機と、該第2電動機と駆動輪との間に設けられた動力伝達装置と、を軸心方向に備えた車両用駆動装置であって、

前記第2電動機と前記動力伝達装置との間に、該第2電動機的一端および前記動力伝達装置の入力軸を回転可能に直接に支持する第3支持壁が設けられ、

前記差動機構および該第2電動機は該第3支持壁の前方に配置され、

該第3支持壁に第1油路が形成され、該第1油路を経由して、前記第1電動機、前記差動機構、および前記第2電動機の少なくとも1つと、前記動力伝達装置とへ潤滑油が供給され、

前記第2電動機他端を支持する第2支持壁が設けられ、

前記動力伝達装置の入力軸と前記差動機構の出力部とがスプライン嵌合しており、

前記動力伝達装置は変速部であり、該変速部は前記第3支持壁の後方に配置され、該動力伝達装置の入力軸には該変速部および前記差動機構に潤滑油を供給する第2油路が形成され、

前記第3支持壁に形成された第1油路から、前記第2油路を介して前記変速部および差動機構へそれぞれ潤滑油を供給し、

前記動力伝達装置の入力軸は、前記第2電動機のロータの内周を貫通して前記差動機構の入力軸と嵌合するとともに、該入力軸に形成された前記第2油路には前記第1油路から

の潤滑油が供給され、

前記差動機構の入力軸には、該第 2 油路からの潤滑油が供給される第 3 油路が形成され

、
前記差動機構には、前記差動機構の入力軸に形成された前記第 3 油路と連通する第 4 油路が形成され、

前記第 3 支持壁には、前記動力伝達装置内の係合装置を作動させる作動油を導くための作動油流路が備えられている

ことを特徴とする車両用駆動装置。

【請求項 2】

前記動力伝達装置として、変速機が備えられていることを特徴とする請求項 1 に記載の車両用駆動装置。

【請求項 3】

前記第 1 油路は、前記第 3 支持壁の内周面に開口していることを特徴とする請求項 1 に記載の車両用駆動装置。

【請求項 4】

前記第 2 油路として、前記動力伝達装置の入力軸の軸心に対して垂直に該動力伝達装置の入力軸に形成され、前記第 1 油路の開口に対向する位置に開口している第 2 - 1 油路を備えていることを特徴とする請求項 3 に記載の車両用駆動装置。

【請求項 5】

前記第 2 油路として、前記動力伝達装置の入力軸の軸心に対して平行に形成され、前記第 2 - 1 油路と連通するとともに、一方の端が該動力伝達装置の入力軸の前記差動機構の入力軸側の端面に開口している第 2 - 2 油路を備えていることを特徴とする請求項 4 に記載の車両用駆動装置。

【請求項 6】

前記第 2 油路として、前記動力伝達装置の入力軸の軸心に対して平行に形成され、前記第 2 - 1 油路と連通するとともに、一方の端が該動力伝達装置の入力軸の前記差動機構の入力軸とは反対側の端面に開口している第 2 - 3 油路を備えていることを特徴とする請求項 4 または請求項 5 に記載の車両用駆動装置。

【請求項 7】

前記第 2 電動機のロータを支持するロータ支持軸と、前記動力伝達装置の入力軸とがスプラインによって嵌合されており、

前記第 2 油路として、前記動力伝達装置の入力軸の径方向に形成されて、前記第 2 - 2 油路と連通するとともに該動力伝達装置の入力軸の外周面の前記スプラインが形成されている部分に開口する第 2 - 4 油路を備えていることを特徴とする請求項 5 または請求項 6 に記載の車両用駆動装置。

【請求項 8】

前記第 2 電動機のロータを支持するロータ支持軸と前記動力伝達装置の入力軸との間にベアリングが介装されており、

前記第 2 油路として、前記動力伝達装置の入力軸の径方向に形成されて、前記第 2 - 2 油路と連通するとともに該動力伝達装置の入力軸の外周面の該ベアリングが介装されている部分に開口する第 2 - 5 油路を備えていることを特徴とする請求項 5 乃至請求項 7 のいずれか 1 に記載の車両用駆動装置。

【請求項 9】

前記第 2 油路として、前記差動機構の径方向内側において前記動力伝達装置の入力軸の径方向に形成され、前記第 2 - 2 油路と連通する第 2 - 6 油路を備えていることを特徴とする請求項 5 乃至請求項 8 のいずれか 1 に記載の車両用駆動装置。

【請求項 10】

前記第 3 油路として、前記差動機構の入力軸の軸心に対して平行に形成され、一方の端が前記第 2 - 2 油路に向けて開口する第 3 - 1 油路を備えていることを特徴とする請求項 5 乃至請求項 9 のいずれか 1 に記載の車両用駆動装置。

10

20

30

40

50

【請求項 1 1】

前記第 1 電動機のロータ支持軸と前記差動機構の入力軸との間にベアリングが介装されており、

前記第 3 油路として、前記差動機構の入力軸の径方向に形成されて、前記第 3 - 1 油路と連通するとともに該差動機構の入力軸の外周面において該ベアリングが介装されている部分に開口する第 3 - 2 油路を備えていることを特徴とする請求項 1 0 に記載の車両用駆動装置。

【請求項 1 2】

前記差動機構の入力軸の前記動力伝達装置側の端部が、前記差動機構の一部と一体的に構成されており、

前記第 3 油路として、前記差動機構の入力軸の該差動機構の一部と一体的に構成された部分に径方向に形成され、前記第 2 - 6 油路と連通する第 3 - 3 油路を備えていることを特徴とする請求項 9 乃至請求項 1 1 のいずれか 1 に記載の車両用駆動装置。

【請求項 1 3】

前記差動機構として遊星歯車装置を備え、

前記第 4 油路として、該遊星歯車装置のピニオンシャフトに径方向に形成され、前記第 3 - 3 油路と連通する第 4 - 1 油路、および、該ピニオンシャフトの軸心に形成され該第 4 - 1 油路と連通する第 4 - 2 油路を備えていることを特徴とする請求項 1 2 に記載の車両用駆動装置。

【請求項 1 4】

前記車両用駆動装置はケース内に收容されており、該ケースは前記第 1 電動機および前記差動機構を收容する第 1 ケースと、前記第 2 電動機および前記動力伝達装置を收容する第 2 ケースとから成ることを特徴とする請求項 1 に記載の車両用駆動装置。

【請求項 1 5】

前記動力伝達装置とは自動変速機であることを特徴とする請求項 1 に記載の車両用駆動装置。

【請求項 1 6】

前記第 3 支持壁から前記自動変速機にも潤滑油が供給されることを特徴とする請求項 1 5 に記載の車両用駆動装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0 0 0 1】

本発明は車両用の駆動装置に係り、特に、その駆動装置における油路を簡素化する技術に関するものである。

【背景技術】

【0 0 0 2】

車両用の駆動装置として、第 1 および第 2 の電動機と、その 2 つの電動機の間配置され、遊星歯車装置の差動作用を用いるトルク合成分割機構とを備えた車両用駆動装置が知られている。たとえば、特許文献 1 に記載の駆動装置がそれである。一般に、上記トルク合成分割機構すなわち差動機構としての遊星歯車装置は、3 つの回転要素のうちの 1 つが第 1 電動機に連結され、他の 2 つの回転要素のうち的一方がエンジンなどの駆動力源に連結され、残りの回転要素が出力を駆動輪側へ機械的に伝達する伝達部材に連結されている。また、第 2 電動機は、その伝達部材またはその伝達部材と駆動輪との間の動力伝達経路に設けられている。

【0 0 0 3】

前記特許文献 1 に記載の駆動装置では、第 1 電動機と第 2 電動機との間が隔壁板によって仕切られており、遊星歯車装置は第 1 の電動機と隔壁板の間に配置されている。そして、隔壁板に形成された同一の油路を経由して、隔壁板よりも前側の第 1 電動機、遊星歯車装置、および、隔壁板よりも後ろの第 2 電動機へ潤滑油がそれぞれ供給されるようになっている。

10

20

30

40

50

【特許文献 1】特開 2 0 0 4 - 1 1 6 7 3 5 号公報

【特許文献 2】特開平 7 - 7 6 2 2 9 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【 0 0 0 4 】

上記のような第 1 および第 2 の電動機と、遊星歯車装置とを備えた駆動装置において、さらに、第 2 電動機と駆動輪との間に、変速機などの潤滑が必要な動力伝達装置を備える場合、前記特許文献 1 のように、第 1 電動機と第 2 電動機との間の隔壁から第 1 電動機、第 2 電動機、および差動機構に潤滑油を供給するとともに、それとは別に、上記動力伝達装置へ潤滑油を供給するための油路を設けるとすると、潤滑油路が複雑になる恐れがある。

10

【 0 0 0 5 】

本発明は以上の事情を背景として為されたもので、その目的とするところは、潤滑のための油路が簡素化できる車両用駆動装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 6 】

上記目的を達成するための本発明は、(a)第 1 電動機と、駆動力源の出力をその第 1 電動機および伝達部材へ分配する差動機構と、その伝達部材から駆動輪までの動力伝達経路に設けられた第 2 電動機と、その第 2 電動機と駆動輪との間に設けられた動力伝達装置と、を軸心方向に備えた車両用駆動装置であって、(b)前記第 2 電動機と前記動力伝達装置との間に、その第 2 電動機の一端および前記動力伝達装置の入力軸を回転可能に直接に支持する第 3 支持壁が設けられ、(c)前記差動機構およびその第 2 電動機はその第 3 支持壁の前方に配置され、(d)その第 3 支持壁に第 1 油路が形成され、その第 1 油路を経由して、前記第 1 電動機、前記差動機構、および前記第 2 電動機の少なくとも 1 つと、前記動力伝達装置とへ潤滑油が供給され、(e)前記第 2 電動機他端を支持する第 2 支持壁が設けられ、(f)前記動力伝達装置の入力軸と前記差動機構の出力部とがスプライン嵌合しており、(g)前記動力伝達装置は変速部であり、その変速部は前記第 3 支持壁の後方に配置され、その動力伝達装置の入力軸にはその変速部および前記差動機構に潤滑油を供給する第 2 油路が形成され、(h)前記第 3 支持壁に形成された第 1 油路から、前記第 2 油路を介して前記変速部および差動機構へそれぞれ潤滑油を供給し、(i)前記動力伝達装置の入力軸は、前記第 2 電動機のロータの内周を貫通して前記差動機構の入力軸と嵌合するとともに、その入力軸に形成された前記第 2 油路には前記第 1 油路からの潤滑油が供給され、(j)前記差動機構の入力軸には、その第 2 油路からの潤滑油が供給される第 3 油路が形成され、(k)前記差動機構には、前記差動機構の入力軸に形成された前記第 3 油路と連通する第 4 油路が形成され、(l)前記第 3 支持壁には、前記動力伝達装置内の係合装置を作動させる作動油を導くための作動油流路が備えられていることを特徴とする。

20

30

【発明の効果】

【 0 0 0 7 】

この発明によれば、第 2 電動機と動力伝達装置との間の 1 つの支持壁から、その支持壁の両側の装置へ潤滑油が供給されるので、支持壁の両側の装置へ潤滑油を供給する油路を別々に設ける場合よりも、潤滑油の供給油路が簡素化できる。

40

【 0 0 1 0 】

ここで、好ましくは、前記動力伝達装置として変速機が備えられる。

【 0 0 1 1 】

また、好ましくは、前記第 1 油路は、前記第 1 支持壁の内周面に開口している。このようにすれば、第 1 油路の第 2 油路側の開口の径方向位置が軸心に近くなるので、第 1 油路に続く第 2 油路の第 1 油路側の開口の径方向位置が比較的動力伝達装置の入力軸の軸心に近くなるとともに、それに隣接して設けられるシールリングが小径となる。従って、動力伝達装置の入力軸が回転する際に生じる引きずり損失を低減できる。

【 0 0 1 2 】

50

また、好ましくは、前記第 2 油路として、前記動力伝達装置の入力軸の軸心に対して垂直にその動力伝達装置の入力軸に形成され、前記第 1 油路の開口に対向する位置に開口している第 2 - 1 油路を備える。

【 0 0 1 3 】

また、好ましくは、前記第 2 油路として、前記動力伝達装置の入力軸の軸心に対して平行に形成され、前記第 2 - 1 油路と連通するとともに、一方の端がその動力伝達装置の入力軸の前記差動機構の入力軸側の端面に開口している第 2 - 2 油路を備える。

【 0 0 1 4 】

また、好ましくは、前記第 2 油路として、前記動力伝達装置の入力軸の軸心に対して平行に形成され、前記第 2 - 1 油路と連通するとともに、一方の端がその動力伝達装置の入力軸の前記差動機構の入力軸とは反対側の端面に開口している第 2 - 3 油路を備える。

10

【 0 0 1 5 】

また、好ましくは、前記第 2 電動機のロータを支持するロータ支持軸と、前記動力伝達装置の入力軸とがスプラインによって嵌合されており、前記第 2 油路として、前記動力伝達装置の入力軸の径方向に形成されて、前記第 2 - 2 油路と連通するとともにその動力伝達装置の入力軸の外周面の前記スプラインが形成されている部分に開口する第 2 - 4 油路を備える。

【 0 0 1 6 】

また、好ましくは、前記第 2 電動機のロータを支持するロータ支持軸と前記動力伝達装置の入力軸との間にベアリングが介装されており、前記第 2 油路として、前記動力伝達装置の入力軸の径方向に形成されて、前記第 2 - 2 油路と連通するとともにその動力伝達装置の入力軸の外周面のそのベアリングが介装されている部分に開口する第 2 - 5 油路を備える。

20

【 0 0 1 7 】

また、好ましくは、前記第 2 油路として、前記差動機構の径方向内側において前記動力伝達装置の入力軸の径方向に形成され、前記第 2 - 2 油路と連通する第 2 - 6 油路を備える。

【 0 0 1 8 】

また、好ましくは、前記第 3 油路として、前記差動機構の入力軸の軸心に対して平行に形成され、一方の端が前記第 2 - 2 油路に向けて開口する第 3 - 1 油路を備える。

30

【 0 0 1 9 】

また、好ましくは、前記第 1 電動機のロータ支持軸と前記差動機構の入力軸との間にベアリングが介装されており、前記第 3 油路として、前記差動機構の入力軸の径方向に形成されて、前記第 3 - 1 油路と連通するとともにその差動機構の入力軸の外周面においてそのベアリングが介装されている部分に開口する第 3 - 2 油路を備える。

【 0 0 2 0 】

また、好ましくは、前記差動機構の入力軸の前記動力伝達装置側の端部が、前記差動機構の一部と一体的に構成されており、前記第 3 油路として、前記差動機構の入力軸のその差動機構の一部と一体的に構成された部分に径方向に形成され、前記第 2 - 6 油路と連通する第 3 - 3 油路を備える。

40

【 0 0 2 1 】

また、好ましくは、前記差動機構として遊星歯車装置を備え、前記第 4 油路として、その遊星歯車装置のピニオンシャフトに径方向に形成され、前記第 3 - 3 油路と連通する第 4 - 1 油路、および、そのピニオンシャフトの軸心に形成されその第 4 - 1 油路と連通する第 4 - 2 油路を備える。

【発明を実施するための最良の形態】

【 0 0 2 2 】

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。

図 1 は、本発明の一実施例であるハイブリッド車両用の駆動装置 10 を説明する骨子図である。図 1 において、駆動装置 10 は車体に取り付けられる非回転部材としてのトラン

50

ミッションケース１２（以下、ケース１２と表す）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差動機構入力軸１４と、この差動機構入力軸１４に直接に或いは図示しない脈動吸収ダンパー（振動減衰装置）などを介して間接に連結された動力分配機構１６と、その動力分配機構１６と駆動装置出力軸２２との間において伝達部材１８を介して動力分配機構１６に直列に連結されている動力伝達装置としての有段式の自動変速機２０と、この自動変速機２０に連結されている出力回転部材としての駆動装置出力軸２２とを備えている。

【００２３】

この駆動装置１０は、車両において縦置きされるＦＲ（フロントエンジン・リヤドライブ）型車両に好適に用いられるものであり、図７に示すように、走行用の駆動力源としてのエンジン８と一対の駆動輪３８との間に設けられて、動力を差動歯車装置（終減速機）３６および一対の車軸等を順次介して一対の駆動輪３８へ伝達する。なお、駆動装置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の駆動装置１０を表す部分においてはその下側が省略されている。

10

【００２４】

差動機構入力軸１４は一方の端がエンジン８に連結されており、動力分配機構１６は、その差動機構入力軸１４に輸入されたエンジン８の出力を機械的に合成し或いは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に分配し、或いはエンジン８の出力とその第１電動機Ｍ１の出力とを合成して伝達部材１８へ出力する。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は駆動力を出力するためのモータ（電動機）機能を少なくとも備える。

20

【００２５】

動力分配機構１６は、差動機構として機能するシングルピニオン型の第１遊星歯車装置２４と、切換クラッチＣ０および切換ブレーキＢ０とを備えている。この第１遊星歯車装置２４は、第１サンギヤＳ１、第１遊星歯車Ｐ１、その第１遊星歯車Ｐ１を自転および公転可能に支持する第１キャリアＣＡ１、第１遊星歯車Ｐ１を介して第１サンギヤＳ１と噛み合う第１リングギヤＲ１を回転要素（要素）として備えており、例えば「０．４１８」程度の所定のギヤ比１を有する。第１サンギヤＳ１の歯数をＺＳ１、第１リングギヤＲ１の歯数をＺＲ１とすると、上記ギヤ比１はＺＳ１／ＺＲ１である。

30

【００２６】

この動力分配機構１６においては、第１キャリアＣＡ１は差動機構入力軸１４すなわちエンジン８に連結され、第１サンギヤＳ１は第１電動機Ｍ１に連結され、第１リングギヤＲ１は伝達部材１８に連結されている。また、切換ブレーキＢ０は第１サンギヤＳ１とケース１２との間に設けられ、切換クラッチＣ０は第１サンギヤＳ１と第１キャリアＣＡ１との間に設けられている。それら切換クラッチＣ０および切換ブレーキＢ０が解放されると、第１サンギヤＳ１、第１キャリアＣＡ１、第１サンギヤＳ１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、第１電動機Ｍ１に分配されたエンジン８の出力で第１電動機Ｍ１が発電され、その発電された電気エネルギー、蓄電されていた電気エネルギーで第２電動機Ｍ２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８の所定回転に拘わらず伝達部材１８の回転が連続的に変化させられる。すなわち、動力分配機構１６が、電氣的にその変速比０（差動機構入力軸１４の回転速度／伝達部材１８の回転速度）が最小値０minから最大値０maxまで変化させられる差動状態例えば変速比０が最小値０minから最大値０maxまで連続的に変化させられる電氣的な無段変速機として機能する差動状態例えば無段変速状態とされる。

40

【００２７】

この状態で、エンジン８の出力で車両走行中に上記切換クラッチＣ０に係合させられて第１サンギヤＳ１と第１キャリアＣＡ１とが一体的に係合させられると、第１遊星歯車装

50

置 2 4 の 3 要素 S 1、C A 1、R 1 が一体回転させられるロック状態である非差動状態とされることから、エンジン 8 の回転と伝達部材 1 8 の回転速度とが一致する状態となるので、第 1 遊星歯車装置 2 4 は変速比 0 が「1」に固定された変速機として機能する定変速状態とされる。また、上記切換クラッチ C 0 に替えて切換ブレーキ B 0 が係合させられると、第 1 サンギヤ S 1 が非回転状態とされるロック状態である非差動状態となって、第 1 リングギヤ R 1 は第 1 キャリヤ C A 1 よりも増速回転させられるので、第 1 遊星歯車装置 2 4 は変速比 0 が「1」より小さい値例えば 0.7 程度に固定された増速変速機として機能する定変速状態となる。このように、本実施例では、上記切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 は、第 1 遊星歯車装置 2 4 を、差動状態例えば変速比が連続的な電気的な無段変速機として作動可能な差動状態（無段変速状態）と、非差動状態例えば電気的な無段変速機として作動させず無段変速作動を非作動として変速比変化をロックするロック状態、すなわち 1 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換える差動状態切換装置として機能している。

10

【0028】

自動変速機 2 0 は、複数の遊星歯車装置、すなわち、シングルピニオン型の第 2 遊星歯車装置 2 6、シングルピニオン型の第 3 遊星歯車装置 2 8、およびシングルピニオン型の第 4 遊星歯車装置 3 0 を備えている。第 2 遊星歯車装置 2 6 は、第 2 サンギヤ S 2、第 2 遊星歯車 P 2、その第 2 遊星歯車 P 2 を自転および公転可能に支持する第 2 キャリヤ C A 2、第 2 遊星歯車 P 2 を介して第 2 サンギヤ S 2 と噛み合う第 2 リングギヤ R 2 を備えており、例えば「0.562」程度の所定のギヤ比 2 を有している。第 3 遊星歯車装置 2 8 は、第 3 サンギヤ S 3、第 3 遊星歯車 P 3、その第 3 遊星歯車 P 3 を自転および公転可能に支持する第 3 キャリヤ C A 3、第 3 遊星歯車 P 3 を介して第 3 サンギヤ S 3 と噛み合う第 3 リングギヤ R 3 を備えており、例えば「0.425」程度の所定のギヤ比 3 を有している。第 4 遊星歯車装置 3 0 は、第 4 サンギヤ S 4、第 4 遊星歯車 P 4、その第 4 遊星歯車 P 4 を自転および公転可能に支持する第 4 キャリヤ C A 4、第 4 遊星歯車 P 4 を介して第 4 サンギヤ S 4 と噛み合う第 4 リングギヤ R 4 を備えており、例えば「0.421」程度の所定のギヤ比 4 を有している。第 2 サンギヤ S 2 の歯数を Z S 2、第 2 リングギヤ R 2 の歯数を Z R 2、第 3 サンギヤ S 3 の歯数を Z S 3、第 3 リングギヤ R 3 の歯数を Z R 3、第 4 サンギヤ S 4 の歯数を Z S 4、第 4 リングギヤ R 4 の歯数を Z R 4 とすると、上記ギヤ比 2 は $Z S 2 / Z R 2$ 、上記ギヤ比 3 は $Z S 3 / Z R 3$ 、上記ギヤ比 4 は $Z S 4 / Z R 4$ である。

20

30

【0029】

自動変速機 2 0 では、第 2 サンギヤ S 2 と第 3 サンギヤ S 3 とが一体的に連結されて第 2 クラッチ C 2 を介して伝達部材 1 8 に選択的に連結されるとともに第 1 ブレーキ B 1 を介してケース 1 2 に選択的に連結され、第 2 キャリヤ C A 2 は第 2 ブレーキ B 2 を介してケース 1 2 に選択的に連結され、第 4 リングギヤ R 4 は第 3 ブレーキ B 3 を介してケース 1 2 に選択的に連結され、第 2 リングギヤ R 2 と第 3 キャリヤ C A 3 と第 4 キャリヤ C A 4 とが一体的に連結されて駆動装置出力軸 2 2 に連結され、第 3 リングギヤ R 3 と第 4 サンギヤ S 4 とが一体的に連結されて第 1 クラッチ C 1 を介して伝達部材 1 8 に選択的に連結されている。

40

【0030】

前記切換クラッチ C 0、第 1 クラッチ C 1、第 2 クラッチ C 2、切換ブレーキ B 0、第 1 ブレーキ B 1、第 2 ブレーキ B 2、および第 3 ブレーキ B 3 は従来の車両用自動変速機においてよく用いられている油圧式摩擦係合装置であって、互いに重ねられた複数枚の摩擦板が油圧アクチュエータにより押圧される湿式多板型や、回転するドラムの外周面に巻き付けられた 1 本または 2 本のバンドの一端が油圧アクチュエータによって引き締められるバンドブレーキなどにより構成され、それが介装されている両側の部材を選択的に連結するためのものである。

【0031】

以上のように構成された駆動装置 1 0 では、例えば、図 2 の係合作動表に示されるよう

50

に、前記切換クラッチ C 0、第 1 クラッチ C 1、第 2 クラッチ C 2、切換ブレーキ B 0、第 1 ブレーキ B 1、第 2 ブレーキ B 2、および第 3 ブレーキ B 3 が選択的に係合作動させられることにより、第 1 速ギヤ段（第 1 変速段）乃至第 5 速ギヤ段（第 5 変速段）のいずれか或いは後進ギヤ段（後進変速段）或いはニュートラルが選択的に成立させられ、略等比的に変化する変速比（＝入力軸回転速度 N_{IN} / 出力軸回転速度 N_{OUT} ）が各ギヤ段毎に得られるようになっている。特に、本実施例では動力分配機構 16 に切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 が備えられており、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の何れかが係合作動させられることによって、動力分配機構 16 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、1 または 2 種類以上の変速比の単段または複数段の変速機として作動可能な定変速状態を構成することが可能とされている。従って、駆動装置 10 では、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の何れかを係合作動させることで定変速状態とされた動力分配機構 16 と自動変速機 20 とで有段変速機が構成され、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の何れも係合作動させないことで無段変速状態とされた動力分配機構 16 と自動変速機 20 とで無段変速機が構成される。

10

【0032】

例えば、駆動装置 10 が有段変速機として機能する場合には、図 2 に示すように、切換クラッチ C 0、第 1 クラッチ C 1 および第 3 ブレーキ B 3 の係合により、変速比 1 が最大値例えば「3.357」程度である第 1 速ギヤ段が成立させられ、切換クラッチ C 0、第 1 クラッチ C 1 および第 2 ブレーキ B 2 の係合により、変速比 2 が第 1 速ギヤ段よりも小さい値例えば「2.180」程度である第 2 速ギヤ段が成立させられ、切換クラッチ C 0、第 1 クラッチ C 1 および第 1 ブレーキ B 1 の係合により、変速比 3 が第 2 速ギヤ段よりも小さい値例えば「1.424」程度である第 3 速ギヤ段が成立させられ、切換クラッチ C 0、第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 の係合により、変速比 4 が第 3 速ギヤ段よりも小さい値例えば「1.000」程度である第 4 速ギヤ段が成立させられ、第 1 クラッチ C 1、第 2 クラッチ C 2、および切換ブレーキ B 0 の係合により、変速比 5 が第 4 速ギヤ段よりも小さい値例えば「0.705」程度である第 5 速ギヤ段が成立させられる。また、第 2 クラッチ C 2 および第 3 ブレーキ B 3 の係合により、変速比 R が第 1 速ギヤ段と第 2 速ギヤ段との間の値例えば「3.209」程度である後進ギヤ段が成立させられる。なお、ニュートラル「N」状態とする場合には、例えば切換クラッチ C 0 のみが係合される。

20

30

【0033】

しかし、駆動装置 10 が無段変速機として機能する場合には、図 2 に示される係合表の切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 が共に解放される。これにより、動力分配機構 16 が無段変速機として機能し、それに直列の自動変速機 20 が有段変速機として機能することにより、自動変速機 20 の第 1 速、第 2 速、第 3 速、第 4 速の各ギヤ段に対しその自動変速機 20 に入力される回転速度すなわち伝達部材 18 の回転速度が無段的に変化させられて各ギヤ段は無段的な変速比幅が得られる。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 10 全体としてのトータル変速比 T が無段階に得られるようになる。

【0034】

40

図 3 は、無段変速部或いは第 1 変速部として機能する動力分配機構 16 と有段変速部或いは第 2 変速部として機能する自動変速機 20 とから構成される駆動装置 10 において、ギヤ段毎に連結状態が異なる各回転要素の回転速度の相対関係を直線上で表すことができる共線図を示している。この図 3 の共線図は、横軸方向において各遊星歯車装置 24、26、28、30 のギヤ比の相対関係を示し、縦軸方向において相対的回転速度を示す二次元座標であり、3 本の横軸のうちの下側の横線 X 1 が回転速度零を示し、上側の横線 X 2 が回転速度「1.0」すなわち差動機構入力軸 14 に連結されたエンジン 8 の回転速度 N_E を示し、横軸 X G が伝達部材 18 の回転速度を示している。また、動力分配機構 16 の 3 本の縦線 Y 1、Y 2、Y 3 は、左側から順に第 2 回転要素（第 2 要素）RE 2 に対応する第 1 サンギヤ S 1、第 1 回転要素（第 1 要素）RE 1 に対応する第 1 キャリヤ C A 1

50

、第3回転要素(第3要素)RE3に対応する第1リングギヤR1の相対回転速度を示すものであり、それらの間隔は第1遊星歯車装置24のギヤ比1に応じて定められている。すなわち、縦線Y1とY2との間隔を1に対応するとすると、縦線Y2とY3との間隔はギヤ比1に対応するものとされる。さらに、自動変速機20の5本の縦線Y4、Y5、Y6、Y7、Y8は、左から順に、第4回転要素(第4要素)RE4に対応し且つ相互に連結された第2サンギヤS2および第3サンギヤS3を、第5回転要素(第5要素)RE5に対応する第2キャリアCA2を、第6回転要素(第6要素)RE6に対応する第4リングギヤR4を、第7回転要素(第7要素)RE7に対応し且つ相互に連結された第2リングギヤR2、第3キャリアCA3、第4キャリアCA4を、第8回転要素(第8要素)RE8に対応し且つ相互に連結された第3リングギヤR3、第4サンギヤS4をそれぞれ表し、それらの間隔は第2、第3、第4遊星歯車装置26、28、30のギヤ比2、3、4に応じてそれぞれ定められている。すなわち、図3に示すように、各第2、第3、第4遊星歯車装置26、28、30毎にそのサンギヤとキャリアとの間が1に対応するものとされ、キャリアとリングギヤとの間が1に対応するものとされる。

【0035】

上記図3の共線図を用いて表現すれば、本実施例の駆動装置10は、動力分配機構(無段変速部)16において、第1遊星歯車装置24の3回転要素(要素)の1つである第1回転要素RE1(第1キャリアCA1)が差動機構入力軸14に連結されるとともに切換クラッチC0を介して他の回転要素の1つである第1サンギヤS1と選択的に連結され、その他の回転要素の1つである第2回転要素RE2(第1サンギヤS1)が第1電動機M1に連結されるとともに切換ブレーキB0を介してトランスミッションケース12に選択的に連結され、残りの回転要素である第3回転要素RE3(第1リングギヤR1)が伝達部材18および第2電動機M2に連結されて、差動機構入力軸14の回転を前記伝達部材18を介して自動変速機(有段変速部)20へ伝達する(入力させる)ように構成されている。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。

【0036】

図4および図5は上記図3の共線図の動力分配機構16部分に相当する図である。図4は上記切換クラッチC0および切換ブレーキB0の解放により無段変速状態に切換えられたときの動力分配機構16の状態の一例を表している。例えば、第1電動機M1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Y3との交点で示される第1リングギヤR1の回転速度が下降或いは上昇させられる。なお、図4に示す状態は、第1サンギヤS1の回転が負、すなわち、電力を供給して第1電動機M1を回転させた状態であり、このように第1サンギヤS1の回転が負である状態では、直線L0の傾きが大きくなるので、第1リングギヤR1およびそれに連結された伝達部材18が高速回転させられ、その結果、車両の高速走行が可能となる反面、第1電動機M1に電力を供給しなければならぬので、それに消費される電力の分だけ燃費が悪化してしまう。しかしながら、本実施例の駆動装置10は、後述するように、自動変速機20が伝達部材18から入力された回転速度を増速出力可能に構成されているので、第1サンギヤS1を負回転とさせなければならぬ状況が少ない。そのため、自動変速機20において伝達部材18の回転速度を増速できない装置に比べて、燃費が向上する。

【0037】

また、図5は切換クラッチC0の係合により有段変速状態に切換えられたときの動力分配機構16の状態を表している。つまり、第1サンギヤS1と第1キャリアCA1とが連結されると、上記3回転要素が一体回転するので、直線L0は横線X2と一致させられ、エンジン回転速度 N_E と同じ回転で伝達部材18が回転させられる。或いは、切換ブレーキB0の係合によって第1サンギヤS1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R1すなわち伝達部材18の回転速度は、エンジン回転速度 N_E よりも増速された回転で自動変速機2

10

20

30

40

50

0へ入力される。

【0038】

また、自動変速機20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7回転要素RE7は駆動装置出力軸22に連結され、第8回転要素RE8は第1クラッチC1を介して伝達部材18に選択的に連結されている。

【0039】

自動変速機20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、駆動装置出力軸22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速の駆動装置出力軸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と駆動装置出力軸22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速の駆動装置出力軸22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と駆動装置出力軸22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速の駆動装置出力軸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L4と駆動装置出力軸22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速の駆動装置出力軸22の回転速度が示される。上記第1速乃至第4速では、切換クラッチC0が係合させられている結果、エンジン回転速度 N_E と同じ回転速度で第8回転要素RE8に動力分配機構16からの動力が入力される。しかし、切換クラッチC0に替えて切換ブレーキB0が係合させられると、動力分配機構16からの動力がエンジン回転速度 N_E よりも高い回転速度で入力されることから、第1クラッチC1、第2クラッチC2、および切換ブレーキB0が係合させられることにより決まる水平な直線L5と駆動装置出力軸22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速の駆動装置出力軸22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と駆動装置出力軸22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の駆動装置出力軸22の回転速度が示される。

【0040】

図6は、本実施例の駆動装置10を制御するための電子制御装置40に入力される信号及びその電子制御装置40から出力される信号を例示している。この電子制御装置40は、CPU、ROM、RAM、及び入出力インターフェースなどから成る所謂マイクロコンピュータを含んで構成されており、RAMの一時記憶機能を利用しつつROMに予め記憶されたプログラムに従って信号処理を行うことによりエンジン8、電動機M1、M2に関するハイブリッド駆動制御、前記自動変速機20の変速制御等の駆動制御を実行するものである。

【0041】

上記電子制御装置40には、図6に示す各センサやスイッチから、エンジン水温を示す信号、シフトポジションを表す信号、エンジン8の回転速度であるエンジン回転速度 N_E を表す信号、ギヤ比列設定値を示す信号、M（モータ走行）モードを指令する信号、エアコンの作動を示すエアコン信号、駆動装置出力軸22の回転速度に対応する車速信号、自動変速機20の作動油温を示す油温信号、サイドブレーキ操作を示す信号、フットブレーキ操作を示す信号、触媒温度を示す触媒温度信号、アクセルペダルの操作量を示すアクセル開度信号、カム角信号、スノーモード設定を示すスノーモード設定信号、車両の前後加速度を示す加速度信号、オートクルーズ走行を示すオートクルーズ信号、車両の重量を示す車重信号、各駆動輪の車輪速を示す車輪速信号、駆動装置10を有段変速機として機能

10

20

30

40

50

させるために動力分配機構 16 を定変速状態に切り換えるための有段スイッチ操作の有無を示す信号、駆動装置 10 を無段変速機として機能させるために動力分配機構 16 を無段変速状態に切り換えるための無段スイッチ操作の有無を示す信号、第 1 電動機 M 1 の回転速度 N_{M1} を表す信号、第 2 電動機 M 2 の回転速度 N_{M2} を表す信号などが、それぞれ供給される。また、上記電子制御装置 40 からは、スロットル弁の開度を操作するスロットルアクチュエータへの駆動信号、過給圧を調整するための過給圧調整信号、電動エアコンを作動させるための電動エアコン駆動信号、エンジン 8 の点火時期を指令する点火信号、電動機 M 1 および M 2 の作動を指令する指令信号、シフトインジケータを作動させるためのシフトポジション（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、動力分配機構 16 や自動変速機 20 の油圧式摩擦係合装置の油圧アクチュエータを制御するために油圧制御回路 42 に含まれる電磁弁を作動させるパルス指令信号、上記油圧制御回路 42 の油圧源である電動油圧ポンプを作動させるための駆動指令信号、電動ヒータを駆動するための信号、クルーズコントロール制御用コンピュータへの信号等が、それぞれ出力される。

【0042】

図 7 は、駆動装置 10 の制御方法すなわち電子制御装置 40 による制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。切換制御手段 50 は、例えば図 8 或いは図 9 に示す予め記憶された関係に基づいて、駆動装置 10 を無段変速状態とする無段制御領域内であるか或いは駆動装置 10 を有段変速状態とする有段制御領域内であるかを判定する。図 8 に示す関係（切換マップ）を用いる場合には、実際のエンジン回転速度 N_E とハイブリッド車両の駆動力に関連する駆動力関連値、例えばエンジン出力トルク T_E とで表される車両状態に基づいて上記判定を行う。

【0043】

図 8 に示される関係では、エンジン 8 の出力トルク T_E が予め設定された所定値 T_{E1} 以上の高トルク領域（高出力走行領域）、エンジン回転速度 N_E が予め設定された所定値 N_{E1} 以上の高回転領域すなわちエンジン回転速度 N_E とトータル変速比 T とで一意的に決められる車両状態の 1 つである車速が所定値以上の高車速領域、或いはそれらエンジン 8 の出力トルク T_E および回転速度 N_E から算出される出力が所定以上の高出力領域が、有段制御領域として設定されている。従って、エンジン 8 の比較的高出力トルク、比較的高回転速度、或いは比較的高出力時には有段変速制御が実行され、アップシフトに伴うエンジン回転速度 N_E の変化すなわち変速に伴うリズムカルなエンジン 8 の回転速度の変化が発生する。或いは、他の考え方として、この高出力走行においては燃費に対する要求より運転者の駆動力に対する要求が重視されるので、無段変速状態より有段変速状態（定変速状態）に切り換えられるのである。これによって、ユーザは、リズムカルなエンジン回転速度 N_E の変化を楽しむことができる。一方、エンジン 8 の比較的低出力トルク、比較的低回転速度、或いは比較的低出力時すなわちエンジン 8 の常用出力域では無段変速制御が実行されるようになっている。図 8 における有段制御領域と無段制御領域との間の境界線は、例えば高車速判定値の連なりである高車速判定線および高出力走行判定値の連なりである高出力走行判定線に対応している。

【0044】

一方、図 9 に示す関係を用いる場合には、実際の車速 V と駆動力関連値である出力トルク T_{OUT} とに基づいて上記判定を行う。図 9 では、破線が、無段変速を有段変速に切り換える所定条件を定める判定車速 V_1 および判定出力トルク T_1 を示し、二点差線が、有段変速を無段変速に切り換える際の条件を示している。このように、有段制御領域と無段制御領域と切換の判定にヒステリシスが設けられている。なお、図 9 において、太線 51 で示す境界よりも低出力トルク側および低車速側は電動機の駆動力で走行するモータ走行領域である。また、図 9 には、車速 V と出力トルク T_{OUT} とをパラメータとする変速線図も示されている。

10

20

30

40

50

【 0 0 4 5 】

そして、切換制御手段 5 0 は、有段変速制御領域であると判定した場合は、ハイブリッド制御手段 5 2 に対してハイブリッド制御或いは無段変速制御を不許可（禁止）とする信号を出力するとともに、有段変速制御手段 5 4 に対しては、予め設定された有段変速時の変速制御を許可する。このときの有段変速制御手段 5 4 は、前記判定が図 8 に基づいて行われた場合には、予め記憶された図示しない変速線図に従って自動変速制御を実行し、前記判定が図 9 に基づいて行われた場合には、その図 9 に示される変速線図に従って自動変速制御を実行する。

【 0 0 4 6 】

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 C 0、C 1、C 2、B 0、B 1、B 2、B 3 の作動の組み合わせを示している。この有段自動変速制御モードの第 1 速乃至第 4 速では、切換クラッチ C 0 が係合させられることにより動力分配機構 1 6 が固定の変速比 0 が 1 の副変速機として機能しているが、第 5 速では、その切換クラッチ C 0 の係合に替えて切換ブレーキ B 0 が係合させられることにより動力分配機構 1 6 が固定の変速比 0 が例えば 0.7 程度の副変速機として機能している。すなわち、この有段自動変速制御モードでは、副変速機として機能する動力分配機構 1 6 と自動変速機 2 0 とを含む駆動装置 1 0 全体が所謂自動変速機として機能している。

【 0 0 4 7 】

なお、前記駆動力関連値とは、車両の駆動力に 1 対 1 に対応するパラメータであって、駆動輪 3 8 での駆動トルク或いは駆動力のみならず、例えば自動変速機 2 0 の出力トルク T_{OUT} 、エンジン出力トルク T_E 、車両加速度や、例えばアクセル開度或いはスロットル開度（或いは吸入空気量、空燃比、燃料噴射量）とエンジン回転速度 N_E とによって算出されるエンジン出力トルク T_E などの実際値や、運転者のアクセルペダル操作量或いはスロットル開度に基づいて算出されるエンジン出力トルク T_E や要求駆動力等の推定値であってもよい。また、上記駆動トルクは出力トルク T_{OUT} 等からデフ比、駆動輪 3 8 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。

【 0 0 4 8 】

一方、上記切換制御手段 5 0 において無段制御領域内であると判定した場合は、前記動力分配機構 1 6 を電気的な無段変速可能とするように切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 を解放させる指令を油圧制御回路 4 2 へ出力する。同時に、ハイブリッド制御手段 5 2 に対してハイブリッド制御を許可する信号を出力するとともに、有段変速制御手段 5 4 には、予め設定された無段変速時の変速段に固定する信号を出力するか、或いは予め記憶された変速線図に従って自動変速することを許可する信号を出力する。後者の場合、有段変速制御手段 5 4 により、図 2 の係合表内において切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の係合を除いた作動により自動変速が行われる。このように、動力分配機構 1 6 が無段変速機として機能し、それに直列の自動変速機 2 0 が有段変速機として機能することにより、適切な大きさの駆動力が得られると同時に、前述のように、自動変速機 2 0 の第 1 速、第 2 速、第 3 速、第 4 速の各ギヤ段に対しその自動変速機 2 0 に入力される回転速度すなわち伝達部材 1 8 の回転速度が無段的に変化させられて各ギヤ段は無段的な変速比幅が得られる。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 0 全体としてのトータル変速比 T が無段階に得られるようになる。

【 0 0 4 9 】

上記ハイブリッド制御手段 5 2 は、エンジン 8 を効率のよい作動域で作動させる一方で、エンジン 8 と第 1 電動機 M 1 および / または第 2 電動機 M 2 との駆動力の配分を最適になるように変化させる。例えば、そのときの走行車速において、アクセルペダル操作量や車速から運転者の要求出力を算出し、運転者の要求出力と充電要求値から必要な駆動力を算出し、エンジンの回転速度とトータル出力とを算出し、そのトータル出力とエンジン回転速度 N_E とに基づいて、エンジン出力を得るようにエンジン 8 を制御するとともに第 1 電動機 M 1 の発電量を制御する。ハイブリッド制御手段 5 2 は、その制御を自動変速機 2

10

20

30

40

50

0の変速段を考慮して実行したり、或いは燃費向上などのために自動変速機20に変速指令を行う。このようなハイブリッド制御では、エンジン8を効率のよい作動域で作動させるために定まるエンジン回転速度 N_E と車速および自動変速機20の変速段で定まる伝達部材18の回転速度とを整合させるために、動力分配機構16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52は無段変速走行の時に運転性と燃費性とを両立した予め記憶された最適燃費率曲線に沿ってエンジン8が作動させられるように駆動装置10のトータル変速比 T の目標値を定め、その目標値が得られるように動力分配機構16の変速比 0 を制御し、トータル変速比 T をその変速可能な変化範囲内例えば1.3~0.5の範囲内で制御することになる。

【0050】

このとき、ハイブリッド制御手段52は、第1電動機M1により発電された電気エネルギーをインバータ58を通して蓄電装置60や第2電動機M2へ供給するので、エンジン8の動力の主要部は機械的に伝達部材18へ伝達されるが、エンジン8の動力の一部は第1電動機M1の発電のために消費されてそこで電気エネルギーに変換され、インバータ58を通して電気エネルギーが第2電動機M2或いは第1電動機M1へ供給され、その第2電動機M2或いは第1電動機M1から伝達部材18へ伝達される。この電気エネルギーの発生から第2電動機M2で消費されるまでに関連する機器により、エンジン8の動力の一部を電気エネルギーに変換し、その電気エネルギーを機械的エネルギーに変換するまでの電気パスが構成される。また、ハイブリッド制御手段52は、エンジン8の停止又はアイドル状態に拘わらず、動力分配機構16の電氣的C/V/T機能によってモータ走行させることができる。

【0051】

上記切換制御手段50、ハイブリッド制御手段52、有段変速制御手段54により、車両の低中速走行および低中出力走行となるようなエンジンの常用出力域では動力分配機構16が無段変速状態とされてハイブリッド車両の燃費性能が確保されるが、高速走行或いはエンジン8の高回転域では動力分配機構16が定変速状態とされ専ら機械的な動力伝達経路でエンジン8の出力が駆動輪38へ伝達されて動力と電気との間の変換損失が抑制されて燃費が向上させられる。また、エンジン8の高出力域では動力分配機構16が定変速状態とされて無段変速状態として作動させる領域が車両の低中速走行および低中出力走行となるので、第1電動機M1が発生すべき電氣的エネルギーすなわちが第1電動機M1が伝える電氣的エネルギーの最大値を小さくできて、換言すれば第1電動機M1の保障すべき電氣的反力を小さくできてその第1電動機M1や第2電動機M2、或いはそれを含む駆動装置10が一層小型化される。

【0052】

図10は手動変速操作装置であるシフト操作装置46の一例を示す図である。シフト操作装置46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48を備えている。そのシフトレバー48は、例えば図2の係合作動表に示されるようにクラッチC1およびクラッチC2のいずれもが係合されないような駆動装置10内つまり自動変速機20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機20の駆動装置出力軸22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10内の動力伝達経路が遮断された中立状態とする中立ポジション「N（ニュートラル）」、前進自動変速走行ポジション「D（ドライブ）」、または前進手動変速走行ポジション「M（マニュアル）」へ手動操作されるように設けられている。上記「P」乃至「M」ポジションに示す各シフトポジションは、「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り、「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。

【0053】

上記「M」ポジションは、例えば車両の前後方向において上記「D」ポジションと同じ位置において車両の幅方向に隣接して設けられており、シフトレバー48が「M」ポジションへ操作されることにより、「D」レンジ乃至「L」レンジの何れかがシフトレバー48の操作に応じて変更される。具体的には、この「M」ポジションには、車両の前後方向にアップシフト位置「+」、およびダウンシフト位置「-」が設けられており、シフトレバー48がそれ等のアップシフト位置「+」またはダウンシフト位置「-」へ操作されると、「D」レンジ乃至「L」レンジの何れかへ切り換えられる。例えば、「M」ポジションにおける「D」レンジ乃至「L」レンジの5つの変速レンジは、駆動装置10の自動変速制御が可能なトータル変速比 T の変化範囲における高速側（変速比が最小側）のトータル変速比 T が異なる複数種類の変速レンジであり、また自動変速機20の変速が可能な最高速側変速段が異なるように変速段（ギヤ段）の変速範囲を制限するものである。また、シフトレバー48はスプリング等の付勢手段により上記アップシフト位置「+」およびダウンシフト位置「-」から、「M」ポジションへ自動的に戻されるようになっている。また、シフト操作装置46にはシフトレバー48の各シフトポジションを検出するための図示しないシフトポジションセンサが備えられており、そのシフトレバー48のシフトポジションや「M」ポジションにおける操作回数等を電子制御装置40へ出力する。

【0054】

例えば、「D」ポジションがシフトレバー48の操作により選択された場合には、前記切換制御手段50により駆動装置10の変速状態の自動切換制御が実行され、ハイブリッド制御手段52により動力分配機構16の無段変速制御が実行され、有段変速制御手段54により自動変速機20の自動変速制御が実行される。例えば、駆動装置10が有段変速状態に切り換えられる有段変速走行時には駆動装置10が例えば図2に示すような第1速ギヤ段乃至第5速ギヤ段の範囲で自動変速制御され、或いは駆動装置10が無段変速状態に切り換えられる無段変速走行時には駆動装置10が動力分配機構16の無段的な変速比幅と自動変速機20の第1速ギヤ段乃至第4速ギヤ段の範囲で自動変速制御される各ギヤ段とで得られる駆動装置10の変速可能なトータル変速比 T の変化範囲内で自動変速制御される。この「D」ポジションは駆動装置10の自動変速制御が実行される制御様式である自動変速走行モード（自動モード）を選択するシフトポジションでもある。

【0055】

或いは、「M」ポジションがシフトレバー48の操作により選択された場合には、変速レンジの最高速側変速段或いは変速比を越えないように、切換制御手段50、ハイブリッド制御手段52、および有段変速制御手段54により駆動装置10の各変速レンジで変速可能なトータル変速比 T の範囲で自動変速制御される。例えば、駆動装置10が有段変速状態に切り換えられる有段変速走行時には駆動装置10が各変速レンジで駆動装置10が変速可能なトータル変速比 T の範囲で自動変速制御され、或いは駆動装置10が無段変速状態に切り換えられる無段変速走行時には駆動装置10が動力分配機構16の無段的な変速比幅と各変速レンジに応じた自動変速機20の変速可能な変速段の範囲で自動変速制御される各ギヤ段とで得られる駆動装置10の各変速レンジで変速可能なトータル変速比 T の範囲で自動変速制御される。この「M」ポジションは駆動装置10の手動変速制御が実行される制御様式である手動変速走行モード（手動モード）を選択するシフトポジションでもある。

【0056】

図11および図12は、それぞれ、上記駆動装置10の要部断面図である。まず、図11に示す部分の概略構成を説明する。図11に示すように、駆動装置10のケース12は、第1電動機M1および動力分配機構16を収容する第1ケース12aと、第2電動機M2および図11には図示しない自動変速機20を収容する第2ケース12bとからなり、第1ケース12aと第2ケース12bとが結合された状態では、図左側（エンジン側）から順に、第1電動機M1、動力分配機構16、第2電動機M2が配置されている。そして、第1ケース12aと、それに収容される第1電動機M1および動力分配機構16により第1ユニット140が構成され、第2ケース12bと、それに収容される第2電動機M2

10

20

30

40

50

および自動変速機 20 により第 2 ユニット 70 が構成される。また、ケース 12 の軸心には、図左側から差動機構入力軸 14 および自動変速機 20 の入力軸である変速機入力軸 72 が配置されている。なお、差動機構入力軸 14 は第 1 ユニット 140 側の部材であり、変速機入力軸 72 は第 2 ユニット 70 側の部材である。

【0057】

第 1 電動機 M1 と動力分配機構 16 との間には第 1 ケース 12a と一体的に成形された第 1 支持壁 142 が設けられ、動力分配機構 16 と第 2 電動機 M2 との間には、ボルト 74 により第 2 ケース 12b に固定された第 2 支持壁 76 が設けられている。

【0058】

次に、図 12 を詳しく説明する。図 12 に示すように、第 2 電動機 M2 の前記第 1 電動機 M1 とは反対側（図右側）には、第 3 支持壁 78 が配置されており、その第 3 支持壁 78 に対して第 2 電動機 M2 とは反対側に、自動変速機 20 が配置されている。また、変速機入力軸 72 の前記差動機構入力軸 14 とは反対側の端部には、その差動機構入力軸 14 および変速機入力軸 72 と同一軸線上に配置された中間軸 80 の一端が相対回転可能に嵌め入れられており、その中間軸 80 の図示しない他端は、図 12 には図示しない駆動装置出力軸 22 と連結されている。

【0059】

上記第 3 支持壁 78 は、軸方向に延び、軸心を変速機入力軸 72 と同じくする内周側筒部 78a と、内周端がその内周側筒部 78a の第 2 電動機 M2 側の端に連結されて径方向の外側に向かう連結部 78b と、その連結部 78b の外周端に軸方向の一端が連結されて軸方向の第 2 電動機 M2 側へ延び、且つ、径方向にも比較的肉厚とされた外周側筒部 78c と、連結部 78b の第 2 電動機 M2 側の側面の内周側部分からその第 2 電動機 M2 側へ突き出す凸部 78d とから構成されている。また、この第 3 支持壁 78 は、第 2 ケース 12b に対してインロー構造となっている。すなわち、第 3 支持壁 78 の外周側筒部 78c の外周面は、第 2 ケース 12b の内周面に形成された軸方向に平行な第 1 当接面 82 に当接させられており、ボルト 84 により第 2 ケース 12b に固定されていない状態では、外周側筒部 78c の外周面は第 1 当接面 82 に対して摺動可能となっている。従って、第 3 支持壁 78 は、圧入することなく、第 2 ケース 12b に嵌め入れることができる。この第 3 支持壁 78 は、第 2 ケース 12b 内に、中間軸 80、自動変速機 20 を構成する各部材、および変速機入力軸 72 を組み付けた後、第 2 ケース 12b に嵌め入れられる。次いで、第 2 電動機 M2 のステータ 85 とともに前記ボルト 84 によって第 2 ケース 12b に固定される。

【0060】

また、外周側筒部 78c の第 2 電動機 M2 とは反対側の側面は、上記第 1 当接面 82 の第 2 電動機 M2 とは反対側の端から径方向内側に向かうように第 2 ケース 12b に形成された第 1 径方向面 86 に当接させられている。従って、第 3 支持壁 78 は、外周側筒部 78c の外周面および側面がそれぞれ第 2 ケース 12b の第 1 当接面 82 および第 1 径方向面 86 に当接するように第 2 ケース 12b に嵌め入れられるだけで、その軸方向および径方向の位置が精度良く定まる。変速機入力軸 72 の中間軸 80 側の端は、上記第 3 支持壁 78 の内周側筒部 78a の内周において第 2 電動機 M2 とは反対側の端部に設けられたベアリング 88 を介して、その第 3 支持壁 78 の内周側筒部 78a に相対回転可能に支持されている。また、内周側筒部 78a の内周には、インナースリーブ 89 が嵌め入れられている。

【0061】

第 2 電動機 M2 のロータ支持軸 90 の第 3 支持壁 78 側の端は、前記第 3 支持壁 78 の凸部 78d の内周に設けられたベアリング 92 を介して、第 3 支持壁 78 に支持されている。このロータ支持軸 90 と変速機入力軸 72 とは、スプライン 93 により連結されて一体回転するようになっている。第 2 電動機 M2 のステータ 85 は、前記第 3 支持壁 78 の外周側筒部 78c の側面に当接させられることにより、すなわち、第 2 ケース 12b との間に第 3 支持壁 78 の外周側筒部 78c が介装されることにより、その軸方向の位置が定

まるようになっている。従って、第3支持壁78の外周側筒部78cは、ステータ85と第2ケース12bとの間のスペーサとして機能しており、第3支持壁78は、スペーサが一体的に構成されたものと見ることもできる。そして、このステータ85および第3支持壁78は、ステータ85および第3支持壁78の外周側筒部78cを軸方向に貫通して第2ケース12bに螺合されている前記ボルト84により、第2ケース12bに共締めされている。従って、ステータ85および第3支持壁78を別々のボルトで第2ケース12bに固定する場合よりも、部品点数が減少するとともに、組み付け性が向上し、また、駆動装置10の径方向寸法の増大を抑制できる。

【0062】

上記第3支持壁78には、図示しないセカンダリレギュレータバルブより潤滑油が順次供給される第1-1油路94、第1-2油路96、第1-3油路98、第1-4油路100が形成されており、第1-1油路94は連結部78b内において径方向に設けられて一方の端が第1-2油路96の一方の端と連通させられ、第1-2油路96の他方の端は第1-3油路98の一方の端と連通させられ、第1-3油路98は内周側筒部78aの内周面に軸方向に平行に形成され、第1-4油路100は径方向に形成されて、一方の端が第1-3油路98の第1-2油路96と連通させられている側とは反対側の端と連通させられるとともに他方の端が内周側筒部78aの外周面に開口している。

【0063】

内周側筒部78aの外周にはアウタースリーブ102が圧入されており、そのアウタースリーブ102の外周には第2クラッチC2のクラッチシリンダ104が外嵌されており、アウタースリーブ102の前記連結部78bとは反対側の端部の外周面とクラッチシリンダ104との間にはブッシュ106が介装されている。また、クラッチシリンダ104にはクラッチピストン108が収容されており、クラッチピストン108とクラッチシリンダ104との間に油室110が形成されている。

【0064】

上記アウタースリーブ102には、そのアウタースリーブ102を径方向に貫通し前記第1-4油路100と連通する油孔112が形成されている。そして、第1-1油路94、第1-2油路96、第1-3油路98、第1-4油路100を経由して上記油孔112へ供給された潤滑油は、クラッチシリンダ104に設けられた図示しない油孔をさらに經由して、第2クラッチC2の摩擦板（図示せず）を潤滑する。また、アウタースリーブ102には、油室110に作動油を供給するための油溝114も形成されている。この油溝114は、前記第1油路94、96、98、100とは別に作動油流路として第3支持壁78に形成された油路（図示せず）と連通させられており、また、クラッチシリンダ104には、上記油溝114と油室110とを連通する油孔116が形成されている。

【0065】

前記インナースリーブ89は、第1-3油路98を覆うように第3支持壁78の内周側筒部78aに嵌め入れられており、そのインナースリーブ89には、第1-3油路98の第2電動機M2側の端付近に一方の端が開口し、そのインナースリーブ89を径方向に貫通する油孔117が形成されている。

【0066】

変速機入力軸72には、潤滑油路としての第2-1油路118、第2-2油路120、第2-3油路122、第2-4油路123、第2-5油路124（図11参照）、第2-6油路125が形成されている。第2-1油路118は、径方向に形成されて、前記インナースリーブ89に形成された油孔117を介して第1-3油路98と連通している。第2-2油路120は、軸方向に形成されて、一方の端がその第2-1油路118と連通させられるとともに他方の端が変速機入力軸72の差動機構入力軸14側の端面に開口している。この第2-2油路120には、前記第1-1油路94、第1-2油路96、第1-3油路98、油孔117、および上記第2-1油路118を順次經由して潤滑油が供給される。第2-3油路122は、軸方向に形成されて、一方の端が第2-1油路118と連通させられるとともに他方の端が変速機入力軸72の中間軸80側の端面に開口している

。第 2 - 4 油路 1 2 3 は、径方向に形成されて、一方の端が第 2 - 2 油路 1 2 0 と連通させられるとともに他方の端が変速機入力軸 7 2 の外周面の前記スプライン 9 3 が形成されている部分に開口している。上記第 2 - 2 油路 1 2 0 を経由してこの第 2 - 4 油路 1 2 3 に供給された潤滑油は、スプライン 9 3 を通って、その外周側に配置されているベアリング 9 2 を潤滑する。なお、上記第 2 - 1 油路 1 1 8 の軸方向両側には、変速機入力軸 7 2 の外周面にシールリング 1 2 6 が嵌め付けられているが、変速機入力軸 7 2 に嵌め付けられているシールリング 1 2 6 の径は比較的小さいので、変速機入力軸 7 2 の回転の際に生じるシールリング 1 2 6 の摩擦による引きずり損失は比較的小さい。

【 0 0 6 7 】

また、変速機入力軸 7 2 には、それら第 2 油路 1 1 8、1 2 0、1 2 2、1 2 3、1 2 4、1 2 5 すなわち潤滑油路とは別に、第 1 作動油路 1 2 7 および第 2 作動油路 1 2 8 等の作動油路も形成されている。上記第 1 作動油路 1 2 7 は、前記第 2 - 3 油路 1 2 2 と平行に軸方向に形成されており、一方の端は、その第 2 - 3 油路 1 2 2 と同様に変速機入力軸 7 2 の中間軸 8 0 側の端面に開口している。従って、第 2 - 3 油路 1 2 2 と第 1 作動油路 1 2 7 は同時に加工することが可能である。なお、第 1 作動油路 1 2 7 の開口端はボール 1 2 9 が嵌め入れられることにより、シールされている。第 2 作動油路 1 2 8 は、一方の端が、第 1 クラッチ C 1 のクラッチピストン 1 3 0 の背面に形成された油室 1 3 2 に開口している。

【 0 0 6 8 】

変速機入力軸 7 2 に相対回転可能に嵌め入れられている中間軸 8 0 には、一方の端が第 2 - 3 油路 1 2 2 の開口と対向するように軸方向潤滑油路 1 3 4 が形成されるとともに、その軸方向潤滑油路 1 3 4 と中間軸 8 0 の外周面とを連通する径方向潤滑油路 1 3 6 が複数形成されている。そして、前記第 1 - 1 油路 9 4、第 1 - 2 油路 9 6、第 1 - 3 油路 9 8、油孔 1 1 7、第 2 - 1 油路 1 1 8、第 2 - 3 油路 1 2 2、軸方向潤滑油路 1 3 4、および複数の径方向潤滑油路 1 3 6 を順次経由して、自動変速機 2 0 の各部へ潤滑油が供給される。

【 0 0 6 9 】

続いて、図 1 1 に示した部分の構造を詳しく説明する。第 1 ケース 1 2 a は、略筒状の外形形状をしており、動力分配機構 1 6 を収容している部分の外径は略一定とされている一方、第 1 電動機 M 1 を収容している部分の外径は、エンジン 8 側（図左側）へ向かうほど大きくなっている。また、第 1 ケース 1 2 a は、軸方向の両側が開口しており、動力分配機構 1 6 と第 1 電動機 M 1 との間に、第 1 ケース 1 2 a と一体化されて前記第 1 支持壁 1 4 2 が形成されている。この第 1 支持壁 1 4 2 は、差動機構入力軸 1 4 に対して略垂直な円盤状の垂直部 1 4 2 a と、その垂直部 1 4 2 a の内周端に軸方向の一端が連結され第 1 遊星歯車装置 2 4 側へ延びる筒部 1 4 2 b と、上記垂直部 1 4 2 a の第 1 電動機 M 1 側の側面の内周部から第 1 電動機 M 1 方向へ軸方向に突き出す凸部 1 4 2 c とを有しており、筒部 1 4 2 b の軸心には、軸方向に貫通する貫通孔 1 4 3 が形成されている。この第 1 支持壁 1 4 2 によって仕切られることにより、第 1 ケース 1 2 a 内は、第 1 電動機 M 1 を収容するエンジン 8 側の第 1 収容空間 1 4 4 と、動力分配機構 1 6 を収容する第 2 収容空間 1 4 6 とに分割されている。そして、第 1 電動機 M 1 は、図左側から第 1 収容空間 1 4 4 に収容され、動力分配機構 1 6 は図右側から第 2 収容空間 1 4 6 に収容される。

【 0 0 7 0 】

また、第 1 ケース 1 2 a に、差動機構入力軸 1 4 と平行に軸方向のエンジン 8 側に突き出す環状の突部 1 4 8 が形成されることにより、第 1 収容空間 1 4 4 は径が略一定とされており、その突部 1 4 8 に側面の外周縁が当接するように、蓋板 1 5 0 が第 1 ケース 1 2 a に固定されている。

【 0 0 7 1 】

第 1 電動機 M 1 は、ステータ（固定子）1 5 2 と、ロータ（回転子）1 5 4 と、そのロータ 1 5 4 と一体的に構成されたロータ支持軸（すなわちロータのハブ）1 5 6 とからなる。前記第 1 支持壁 1 4 2 は支持部材として機能し、ロータ支持軸 1 5 6 の一方の端は、

ベアリング 158 を介して第 1 ケース 12 a の一部である第 1 支持壁 142 の凸部 142 c の内周面に回転可能に支持されている。また、ロータ支持軸 156 の他方の端は、ベアリング 160 および第 1 ケース 12 a に固定されている蓋板 150 を介して第 1 ケース 12 a に回転可能に支持されている。

【0072】

第 1 サンギヤ S1 と一体的に構成されたサンギヤ軸 162 の一端は、前記貫通孔 143 を貫通して、すなわち第 1 支持壁 142 の筒部 142 b を貫通して、上記ロータ支持軸 156 の第 1 支持壁 142 側の端の内周まで延びている。前記差動機構入力軸 14 は、上記ロータ支持軸 156 およびサンギヤ軸 162 の内周側となる第 1 ケース 12 a の軸心において、それらロータ支持軸 156 およびサンギヤ軸 162 に対して相対回転可能とされ、また、一方の端は、第 1 キャリヤ C A1 と一体的に連結されているので、図 11 には図示しないエンジン 8 の出力はこの差動機構入力軸 14 を介して第 1 キャリヤ C A1 に入力される。

10

【0073】

第 1 遊星歯車装置 24 の第 1 リングギヤ R1 には、第 2 ユニット 70 側の端部の内周面に、環状板 164 が軸方向および周方向に相対移動不能に固定されている。この環状板 164 は、差動機構入力軸 14 の軸心に垂直であり、また、その軸心に穴が設けられている。第 1 遊星歯車装置 24 の出力軸（すなわち動力分配機構 16 の出力軸）166 は、第 2 ユニット 70 側に突き出す筒状の軸部 166 a と、その軸部 166 a の第 1 遊星歯車装置 24 側において径方向に突き出すフランジ部 166 b とを有している。このフランジ部 166 b が上記環状板 164 に接合しており、出力軸 166 と環状板 164 とは一体回転させられるようになっている。なお、この出力軸 166 が図 1 の伝達部材 18 に相当する。また、切換クラッチ C0 は、第 1 支持壁 142 と第 1 遊星歯車装置 24 との間に配置され、切換ブレーキ B0 は、第 1 遊星歯車装置 24 の外周側に配置されている。

20

【0074】

第 2 電動機 M2 は、前記ステータ 85 と、ロータ 168 と、そのロータ 168 と一体回転する前記ロータ支持軸 90 とを備えている。この第 2 電動機 M2 よりも第 2 ケース 12 b の開口側（第 1 ケース 12 a 側）に配置されている前記第 2 支持壁 76 の径方向の中心には、軸方向に貫通する貫通孔 172 が形成されている。また、第 2 支持壁 76 には、ステータ 85 のステータコイル 85 a よりも内径側にて軸方向のロータ 168 側に突き出す凸部 76 a が形成されており、この凸部 76 a の内周面にはベアリング 174 が当接させられている。

30

【0075】

上記第 2 支持壁 76 も第 2 ケース 12 b に対してインロー構造となっている。すなわち、第 2 支持壁 76 の外周面は、第 2 ケース 12 b の内周面において前記第 1 当接面 82 よりも第 2 ケース 12 b の開口側且つ径方向外側において軸方向に平行に形成された第 2 当接面 176 に当接させられており、前記ボルト 74 により固定されていない状態では、第 2 支持壁 76 の外周面は上記第 2 当接面 176 に対して摺動可能となっている。また、第 2 支持壁 76 の第 2 電動機 M2 側の側面の外周端は、上記第 2 当接面 176 の第 2 電動機 M2 側の端から径方向内側に向かうように第 2 ケース 12 b に形成された第 2 径方向面 178 に当接させられている。従って、第 2 支持壁 76 も、その外周面および側面がそれぞれ第 2 ケース 12 b の第 2 当接面 176 および第 2 径方向面 178 に当接するように第 2 ケース 12 b に嵌め入れられるだけで、その軸方向および径方向の位置が精度良く定まる。

40

【0076】

ロータ支持軸 90 の一方の端は、上記ベアリング 174 を介して第 2 支持壁 76 に支持されている。また、ロータ支持軸 90 は、第 2 支持壁 76 側の端部において、上記ベアリング 174 の内周側に設けられたベアリング 180 を介して変速機入力軸 72 を支持している。すなわち、変速機入力軸 72 の第 2 支持壁 76 側の端部は、ベアリング 180、ロータ支持軸 90、ベアリング 174 を介して第 2 支持壁 76 に支持されており、前述のよ

50

うに第2支持壁76の径方向位置は精度良く定まっているので、変速機入力軸72の第2支持壁76側の端部の径方向位置精度も精度良く定まる。また、変速機入力軸72の他方の端部も、径方向位置が精度良く定まっている第3支持壁78に支持されているので、変速機入力軸72の他方の端部も径方向位置が精度良く定まる。従って、変速機入力軸72の軸心は精度良く定まる。

【0077】

上記変速機入力軸72は、前記貫通孔172を貫通して第1ユニット140側へ突き出しており、変速機入力軸72は、貫通孔172と対向する部分において第1遊星歯車装置24の出力軸166とスプライン嵌合されている。前記第2-5油路124は、径方向に形成されて、一方の端が前記第2-2油路120と連通させられるとともに他方の端が変速機入力軸72の外周面の上記ベアリング180が配置されている位置に形成されている。第2-2油路120を経由してこの第2-5油路124に供給された潤滑油は、上記ベアリング180やそれよりも径方向外側に配置されたベアリング174に供給される。

【0078】

また、この変速機入力軸72の第1ユニット140側の端部は、前記差動機構入力軸14の第2ユニット70側の端部の内周まで延設されており、差動機構入力軸14の第2ユニット70側の端部は、第1サンギヤS1の内径側において差動機構入力軸14と変速機入力軸72との間に介装されたブッシュ181を介して変速機入力軸72に支持されている。そして、この変速機入力軸72は、ベアリング180、ロータ支持軸90、ベアリング174および第2支持壁76を介して第2ケース12bに支持されていることから、差動機構入力軸14の第2ユニット70側の端部は、それらの部材181、72、180、90、174、76を介して第2ケース12bに支持されていることになる。また、差動機構入力軸14は、ロータ支持軸156の蓋板150側の端部の内周面と差動機構入力軸14との間に介装されたベアリング182を介してロータ支持軸156に支持されており、そのロータ支持軸156は、ベアリング160および蓋板150を介して第1ケース12aに支持されていることから、差動機構入力軸14は、それらの部材182、156、160、150を介して第1ケース12aにも支持されている。このように差動機構入力軸14は2箇所においてケース12に支持されており、また、その2箇所は比較的軸方向に離れていることから、差動機構入力軸14の軸心精度が高精度となっている。また、前述のように、差動機構入力軸14は、一方の端が変速機入力軸72によって支持されていることから、差動機構入力軸14の軸心と変速機入力軸72の軸心とは精度良く一致する。

【0079】

上記差動機構入力軸14には、その軸心に、一方の端が前記変速機入力軸72に形成された第2-2油路120に向けて開口する第3-1油路183、および、径方向に形成されて、一方の端がその第3-1油路183と連通させられるとともに他方の端が差動機構入力軸14の外周面の上記ベアリング182が外嵌されている部分に開口する第3-2油路184が形成されている。上記第3-1油路183には第2-2油路120から潤滑油が供給され、その第3-1油路183から第3-2油路184へ供給された潤滑油は、ベアリング182、160を潤滑する。なお、前記ブッシュ181は潤滑油のシールとしても機能しているので、この部分に別にシール材を設けなくても、第2-2油路120から第3-1油路183へ十分に潤滑油が導かれる。

【0080】

図13は、図11の動力分配機構16部分を拡大した図である。第1サンギヤS1は、その第1サンギヤS1と差動機構入力軸14との間に介装されたブッシュ186を介してその差動機構入力軸14に支持されている。また、第1サンギヤS1と一体とされたサンギヤ軸162の他方の端部は、前述のように、ロータ支持軸156の内周まで延設されており、スプライン（スプライン嵌合部）188により、ロータ支持軸156とサンギヤ軸162とは一体回転させられるようになっている。また、サンギヤ軸162の上記スプライン嵌合部188における内周面と差動機構入力軸14との間にはブッシュ190が介装

されており、そのブッシュ１９０を介してサンギヤ軸１６２のスプライン嵌合部１８８側の端部は差動機構入力軸１４に支持されている。従って、第１サンギヤＳ１およびそれと一体的に構成されたサンギヤ軸１６２は、ブッシュ１８６、１９０を介して差動機構入力軸１４に二箇所支持されており、前述のように差動機構入力軸１４の軸心精度は高精度であることから、第１サンギヤＳ１およびサンギヤ軸１６２の軸心精度も高精度に定まる。

【００８１】

切換クラッチＣ０は、前記第１支持壁１４２の筒部１４２ｂに外嵌されるクラッチシリンドラ１９２と、そのクラッチシリンドラ１９２に収容されるクラッチピストン１９４と、そのクラッチピストン１９４に押圧されることにより互いに係合させられる複数のプレッシャープレート１９６および複数の摩擦板ディスク１９８を有している。上記クラッチシリンドラ１９２は、第１支持壁１４２の垂直部１４２ａに平行な底部１９２ａと、その底部１９２ａの内周端に連結されるとともに、第１支持壁１４２の筒部１４２ｂに外嵌される内周側筒部１９２ｂと、底部１９２ａの外周端に連結された外周側筒部１９２ｃとを有している。そして、このクラッチシリンドラ１９２にクラッチピストン１９４が収容されることにより、クラッチシリンドラ１９２の底部１９２ａとクラッチピストン１９４との間に油室２００が形成されている。

【００８２】

サンギヤ軸１６２には、上記クラッチシリンドラ１９２の内周側筒部１９２ｂに向けて径方向に突き出し、その外周端が第１サンギヤＳ１よりも径方向外側となるように径方向突起部１６２ａが形成されており、切換クラッチＣ０の一部であるクラッチシリンドラ１９２の内周側筒部１９２ｂの内周端とサンギヤ軸１６２の径方向突起部１６２ａの外周端とは溶接部２０２において互いに接合（連結）されている。これにより、サンギヤ軸１６２に一体的に構成された第１サンギヤＳ１とクラッチシリンドラ１９２とが一体的に構成されており、前述のように、第１サンギヤＳ１およびサンギヤ軸１６２の軸心精度は高精度に定まっていることから、クラッチシリンドラ１９２の軸心精度も高精度に定まる。

【００８３】

また、上記サンギヤ軸１６２の径方向突起部１６２ａの側面と、それに対向する第１支持壁１４２の筒部１４２ｂの端面との間にはスラストベアリング２０４が設けられており、第１サンギヤＳ１の第１電動機Ｍ１方向のスラスト力がこのスラストベアリング２０４を介して第１支持壁１４２によって受けられ、また、サンギヤ軸１６２とロータ支持軸１５６との間はスプライン１８８によって嵌合されているので、第１サンギヤＳ１の第１電動機Ｍ１方向のスラスト力は、ロータ支持軸１５６に伝達されることはない。また、これとは反対方向の第１サンギヤＳ１のスラスト力は、第１サンギヤＳ１の側面と第１キャリアＣＡ１の側面との間に設けられたスラストベアリング２０６を介して、第１キャリアＣＡ１と一体化された差動機構入力軸１４によって受けられる。

【００８４】

前記複数のプレッシャープレート１９６は、クラッチシリンドラ１９２の外周側筒部１９２ｃの内周面にスプライン嵌合させられている。また、外周側筒部１９２ｃの内周面には、最もクラッチシリンドラ１９２の開口側のプレッシャープレート１９６よりもさらにその開口側に、スナップリング２０８が固定されている。一方、複数のプレッシャープレート１９６の間に介装されている複数の摩擦板ディスク１９８は、第１キャリアＣＡ１の外周端に連結されてクラッチピストン１９４側へ軸方向に平行に突き出すクラッチハブ２１０の外周面にスプライン嵌合されている。さらに、クラッチシリンドラ１９２の内周側筒部１９２ｂの外周面であって、上記クラッチハブ２１０の内径側となるクラッチシリンドラ１９２の開口側端部には、径方向に突き出すスプリング係止板２１２が軸方向の第１遊星歯車装置２４側へ移動不能に設けられており、そのスプリング係止板２１２とクラッチピストン１９４との間にリターンスプリング２１４が介装されている。

【００８５】

上記のように構成された切換クラッチＣ０の油室２００へ作動油を供給するための油路

10

20

30

40

50

が前記第1支持壁142に形成されている。すなわち、第1支持壁142の垂直部142aには第1径方向油孔216が形成されており、第1支持壁142の筒部142bには、その第1径方向油孔216に一方の端が連通する軸方向油孔218およびその軸方向油孔218に一方の端が連通するとともに他方の端が筒部142bの外周面に開口する第2径方向油路220が形成されている。また、クラッチシリンダ192の内周側筒部192bには、上記第2径方向油路220と油室200とを連通する第3径方向油孔222が形成されている。なお、本実施例では、サンギヤ軸162を、第1支持壁142の筒部142bを貫通してその筒部142bから第1サンギヤS1と反対側に突き出すように構成し、その筒部142bに隣接して配置されているベアリング158の内径側においてサンギヤ軸162とロータ支持軸156とがスプライン188により嵌合されるようにしたことから、ロータ支持軸156を筒部142bの内径側まで延設し、筒部142bの内径側でロータ支持軸156とサンギヤ軸162とを嵌合する場合に比較して、筒部142bの肉厚（径方向厚み）を比較的厚く設定することが可能となるので、上記軸方向油孔218および第2径方向油路220の形成が比較的容易となる。

【0086】

ブレーキハブ224は、上記クラッチシリンダ192の外周側筒部192cの外周に嵌合された内周側筒部224aと、その内周側筒部224aの第1支持壁142とは反対側の端に内周端が連結されて径方向外側へ延びる連結部224bと、その連結部224bの外周端に一方の端が連結されて軸方向の内周側筒部224aとは反対側へ延びる外周側筒部224cとからなり、内周側筒部224aがクラッチシリンダ192の外周側筒部192cに溶接されることにより、ブレーキハブ224はその位置が定まるとともにクラッチシリンダ192と一体回転させられる。

【0087】

切換ブレーキB0は、上記ブレーキハブ224と、第1ケース12aに内嵌めされるブレーキシリンダ226と、そのブレーキシリンダ226に収容されるブレーキピストン228と、そのブレーキピストン228に押圧されることにより互いに係合させられる複数のプレッシャープレート230および摩擦板ディスク232とを有している。

【0088】

第1支持壁142の垂直部142aの外周端部は、切換ブレーキB0側へ延びる肉厚形状となっており、第1ケース12aの内周面には、第1支持壁142の垂直部142aの切換ブレーキB0側の端面からブレーキシリンダ226の第1支持壁142側の端面にかけてスプライン歯234が形成されている。このスプライン歯234に、複数のプレッシャープレート230がスプライン嵌合されている。また、その複数のプレッシャープレート230のうちの最も第1支持壁142側の内向プレッシャープレート230と、第1支持壁142との間には、筒状のスペーサ部材236が介装されている。一方、複数の摩擦板ディスク232は、ブレーキハブ224の外周側筒部224cの外周面にスプライン嵌合されている。

【0089】

前記ブレーキシリンダ226は、スプライン歯234の側面に当接させられることにより軸方向の一方への移動が禁止され、また、軸方向の他方への移動は、第1ケース12aに固定されたスナップリング238により禁止されている。ブレーキシリンダ226の開口端には、その開口側へ突き出すスプリング係止板240が軸方向の第1支持壁142側へ移動不能に設けられており、そのスプリング係止板240とブレーキピストン228との間にリターンスプリング242が介装されている。

【0090】

変速機入力軸72に形成された前記第2-5油路125は、一方の端が変速機入力軸72の外周面において前記差動機構入力軸14の端部（すなわち第1キャリアCA1と連結されている部分）に対向する位置に開口させられており、他方の端は前記第2-2油路120と連通させられている。また、差動機構入力軸14の第1キャリアCA1と連結されている側の端部から第1キャリアCA1にかけて第3-3油路244が形成されており、

10

20

30

40

50

その第 3 - 3 油路 2 4 4 の一方の端は上記第 2 - 5 油路 1 2 5 と対向するように差動機構入力軸 1 4 の内周面に開口している。さらに、上記第 1 キャリヤ C A 1 に嵌め入れられるピニオンシャフト 2 4 6 は、第 4 - 1 油路 2 4 8、第 4 - 2 油路 2 5 0、および第 4 - 3 油路 2 5 2 が形成されている。第 4 - 1 油路 2 4 8 は、ピニオンシャフト 2 4 6 の径方向に形成され、一方の端が上記第 3 - 3 油路 2 4 4 と連通させられている。第 4 - 2 油路 2 5 0 は、ピニオンシャフト 2 4 6 の軸心に形成されて第 4 - 1 油路 2 4 8 に一方の端が連通させられている。第 4 - 3 油路 2 5 2 は、一方の端が第 4 - 2 油路 2 5 0 と連通させられ、他方の端が、ピニオンシャフト 2 4 6 と第 1 遊星歯車装置 P 1 との間に介装された 2 つのニードルベアリング 2 5 4、2 5 6 の間に開口させられている。そして、前記第 2 - 5 油路 1 2 5、第 4 - 1 油路 2 4 8、第 4 - 2 油路 2 5 0、第 4 - 3 油路 2 5 2 を順次経由して、差動機構である第 1 遊星歯車装置 2 4 へ潤滑油が供給される。また、前記差動機構入力軸 1 4 には、前記ブッシュ 1 8 1 の軸方向両側に隣接する位置にも、軸方向にその差動機構入力軸 1 4 を貫通する第 3 - 4 油路 2 5 8、第 3 - 5 油路 2 6 0 が形成されており、その第 3 - 4 油路 2 5 8、第 3 - 5 油路 2 6 0 を経由する流路からも第 1 遊星歯車装置 2 4 へ潤滑油が供給される。さらに、第 1 遊星歯車装置 2 4 を潤滑した潤滑油は、その第 1 遊星歯車装置 2 4 の径方向外側に配置されている切換ブレーキ B 0 のプレッシャープレート 2 3 0 および摩擦板ディスク 2 3 2 の潤滑にも用いられる。

10

【0091】

上述のように、本実施例によれば、第 2 電動機 M 2 と自動変速機 2 0 との間の 1 つの第 3 支持壁 7 8 から、その第 3 支持壁 7 8 の軸方向一方の側の装置である第 1 電動機 M 1、動力分配機構 1 6、第 2 電動機 M 2、および、第 3 支持壁 7 8 の軸方向他方の側の装置である自動変速機 2 0 へ潤滑油が供給されるので、第 3 支持壁 7 8 の両側の装置へ潤滑油を供給する油路を別々に設ける場合よりも、潤滑油の供給油路が簡素化できる。

20

【0092】

以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、本発明はその他の態様においても適用される。

【0093】

例えば、前述の実施例の駆動装置 1 0 は、動力分配機構 1 6 が差動状態と非差動状態とに切り換えられることで電氣的な無段変速機としての機能する無段変速状態と有段変速機として機能する有段変速状態とに切り換え可能に構成されていたが、無段変速状態と有段変速状態との切換は動力分配機構 1 6 の差動状態と非差動状態との切換における一態様であり、例えば動力分配機構 1 6 が差動状態であっても動力分配機構 1 6 の変速比を連続的ではなく段階的に変化させて有段変速機として機能させられてもよい。言い換えれば、駆動装置 1 0 (動力分配機構 1 6) の差動状態 / 非差動状態と、無段変速状態 / 有段変速状態とは必ずしも一対一の関係にある訳ではないので、駆動装置 1 0 は必ずしも無段変速状態と有段変速状態とに切り換え可能に構成される必要はない。

30

【0094】

また、前述の実施例の動力分配機構 1 6 では、第 1 キャリヤ C A 1 がエンジン 8 に連結され、第 1 サンギヤ S 1 が第 1 電動機 M 1 に連結され、第 1 リングギヤ R 1 が伝達部材 1 8 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 M 1、伝達部材 1 8 は、第 1 遊星歯車装置 2 4 の 3 要素 C A 1、S 1、R 1 のうちのいずれと連結されていても差し支えない。

40

【0095】

また、前述の実施例では、エンジン 8 は差動機構入力軸 1 4 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。

【0096】

また、前述の動力分配機構 1 6 には切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 が備えられていたが、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 は必ずしも両方備えられる必要はなく、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の一方のみが備えられていてもよい。ま

50

た、切換クラッチC 0は、サンギヤS 1とキャリヤC A 1とを選択的に連結するものであったが、サンギヤS 1とリングギヤR 1との間や、キャリヤC A 1とリングギヤR 1との間を選択的に連結するものであってもよい。要するに、第1遊星歯車装置2 4の3要素のうちのいずれか2つを相互に連結するものであればよい。

【0097】

また、前述の実施例の駆動装置1 0では、ニュートラル「N」とする場合には切換クラッチC 0が係合されていたが、必ずしも係合される必要はない。

【0098】

また、前述の実施例の切換クラッチC 0および切換ブレーキB 0などの油圧式摩擦係合装置が、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。

10

【0099】

また、前述の実施例では、駆動装置1 0はエンジン8以外に第1電動機M 1或いは第2電動機M 2のトルクによって駆動輪3 8が駆動されるハイブリッド車両用の駆動装置であったが、例えば、動力分配機構1 6がハイブリッド制御されない電氣的C V Tと称される無段変速機としての機能のみを有するような車両用の駆動装置であっても本発明は適用され得る。

【0100】

また、前述の実施例では、第1支持壁1 4 2は、ケース1 2と一体的に形成される一方、第2支持壁7 6および第3支持壁7 8はケース1 2と別体とされたものがボルト7 4、8 4によりケース1 2に固定されていたが、第1支持壁1 4 2がケース1 2と別体とされ、ボルト等によりケース1 2に固定されてもよいし、第2支持壁7 6或いは第3支持壁7 8がケース1 2と一体的に形成されてもよい。

20

【0101】

また、前述の実施例の動力分配機構1 6は、1組の遊星歯車装置から構成されていたが、2以上の遊星歯車装置から構成されて、定変速状態では3段以上の変速機として機能するものであってもよい。また、遊星歯車装置に代えて、エンジンによって回転駆動されるピニオンと、そのピニオンに噛み合う一対のかさ歯車が第1電動機M 1および伝達部材1 8に作動的に連結された差動歯車装置が備えられていてもよい。

【0102】

30

また、前述の実施例では、動力伝達装置として、3つの遊星歯車装置2 6、2 8、3 0を有する自動変速機2 0が備えられていたが、自動変速機の構造は前述の実施例のものに限定されず、遊星歯車装置の数や、変速段数、およびクラッチC、ブレーキBが遊星歯車装置のどの要素と選択的に連結されているかなどに特に限定はない。また、自動変速機2 0に代えて、前記特許文献1のように、1つの遊星歯車装置を有する減速機構が備えられていてもよいし、変速を伴わない動力伝達装置が備えられていてもよい。

【0103】

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】

40

【0104】

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

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

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

【図4】無段変速状態に切換えられたときの動力分配機構の状態の一例を表している図であって、図3の共線図の動力分配機構部分に相当する図である。

50

【図 5】切換クラッチ C 0 の係合により有段変速状態に切換えられたときの動力分配機構の状態を表している図であって、図 3 の共線図の動力分配機構部分に相当する図である。

【図 6】図 1 の実施例の駆動装置に設けられた電子制御装置の入出力信号を説明する図である。

【図 7】図 6 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】図 7 の切換制御手段において、無段制御領域と有段制御領域との切換制御に用いられる予め記憶された関係を示す図である。

【図 9】図 7 の切換制御手段において用いられる予め記憶された関係を示す図であって、図 8 とは別の関係を示す図である。

【図 10】有段式変速機におけるアップシフトに伴うエンジン回転速度の変化の一例である。

【図 11】図 1 の駆動装置の要部断面図である。

【図 12】図 1 の駆動装置の要部断面図である。

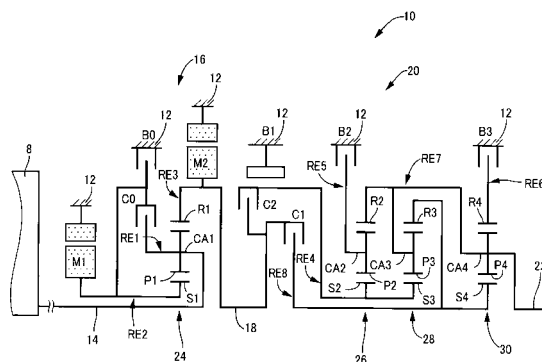
【図 13】図 11 の動力分配機構部分を拡大した図である。

【符号の説明】

【 0 1 0 5 】

8 : エンジン（駆動力源）、 10 : 車両用駆動装置、 18 : 伝達部材、 20 : 有段式自動変速機（動力伝達装置）、 24 : 第 1 遊星歯車装置（差動機構）、 78 : 第 3 支持壁、 94、96、98 : 第 1 油路、 118、120、122、123、124、125 : 第 2 油路、 183、184 : 第 3 油路、 248、250、252 : 第 4 油路、 M1 : 第 1 電動機、 M2 : 第 2 電動機

【図 1】

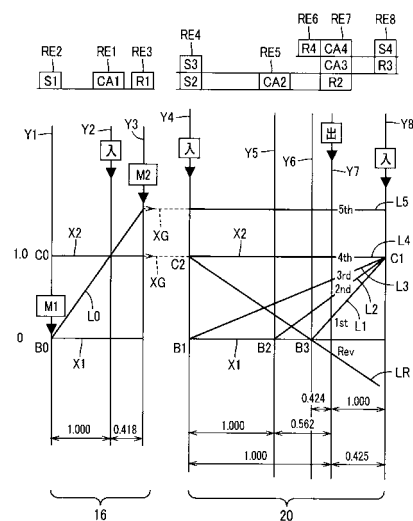


【図 2】

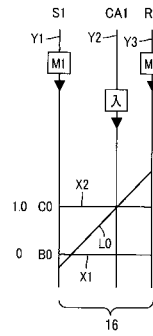
	C0	C1	C2	B0	B1	B2	B3	変速比	ステップ
1st	◎	○					○	3.357	1.54
2nd	◎	○				○		2.180	1.53
3rd	◎	○			○			1.424	1.42
4th	◎	○	○					1.000	1.42
5th		○	○	◎				0.705	トータル
R			○				○	3.209	4.76
N	○								

○ 係合 ◎ 有段時係合、無段時解放

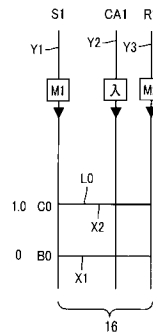
【図 3】



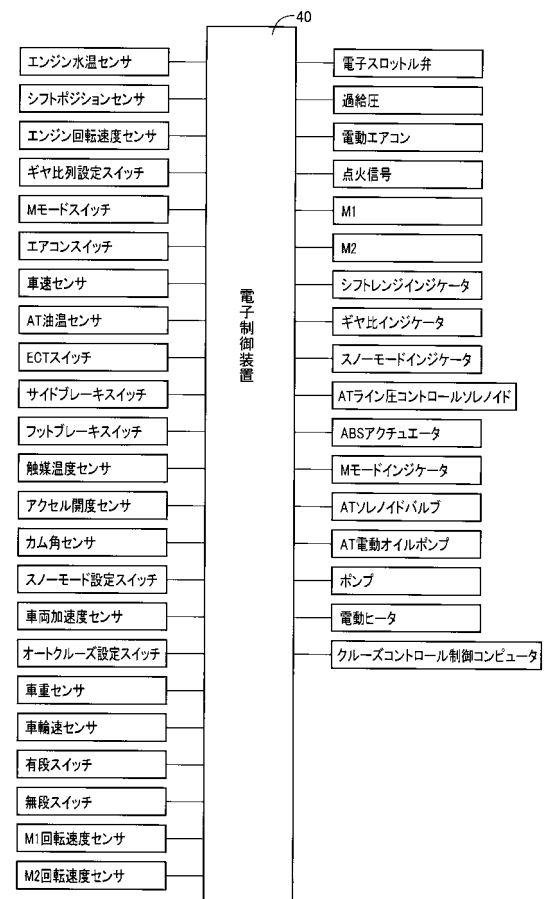
【 図 4 】



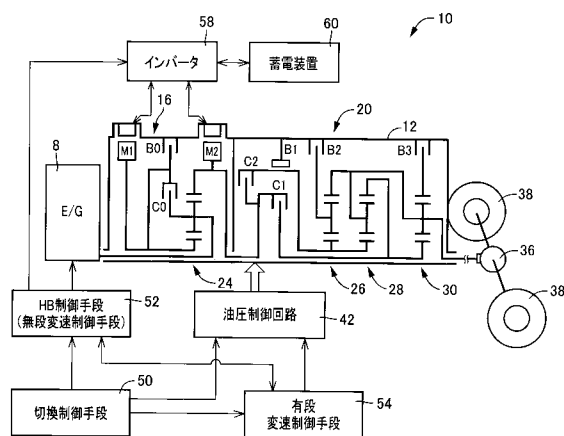
【 図 5 】



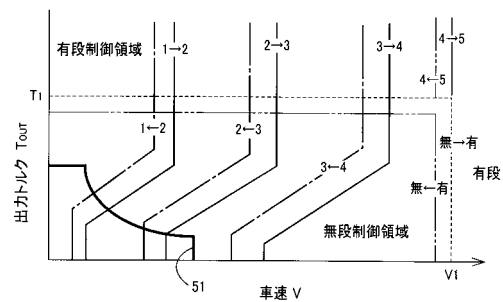
【 図 6 】



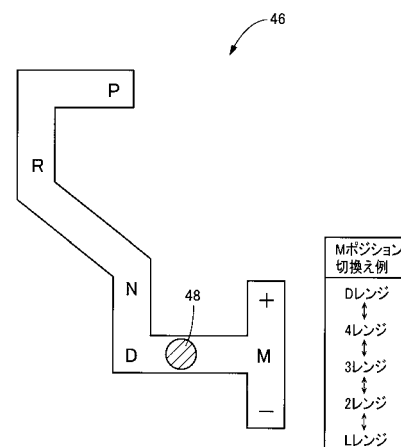
【 圖 7 】



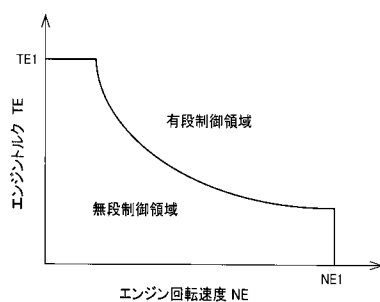
【 図 9 】



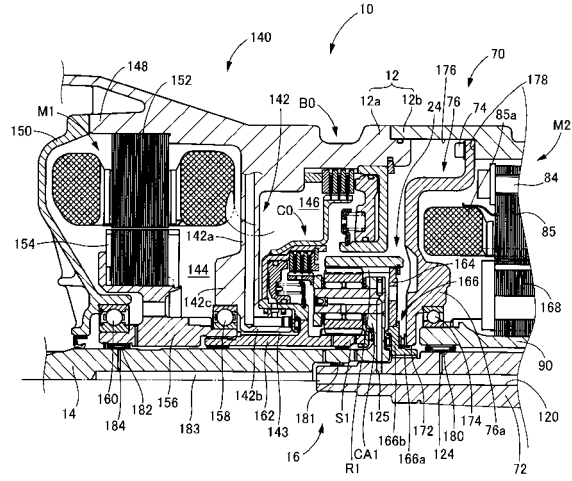
【 図 1 0 】



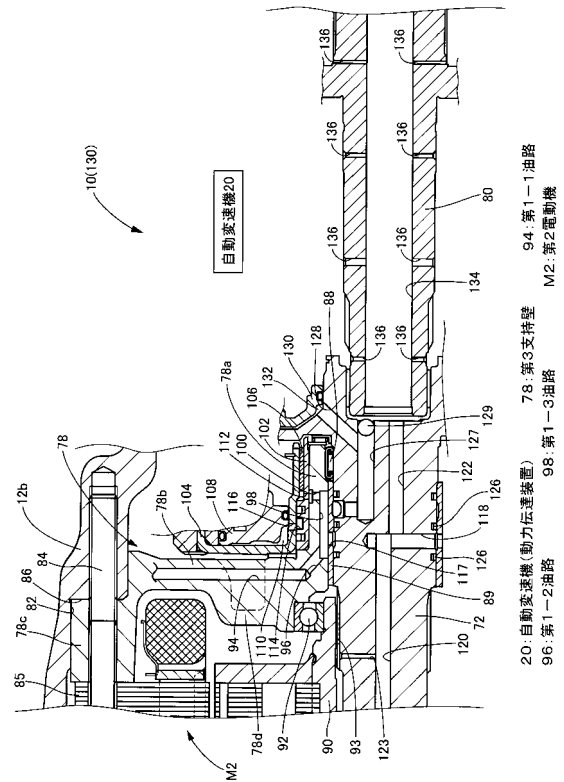
【图 8】



【図 1 1】

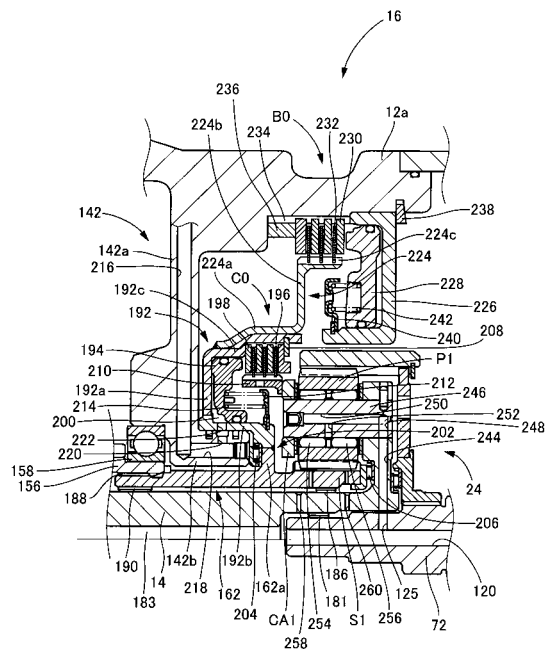


【図 1 2】



20: 自動変速機(動力伝達装置) 78: 第3支持壁 94: 第1-1油路
96: 第1-2油路 98: 第1-3油路 M2: 第2電動機

【図 1 3】



 フロントページの続き

(51)Int.Cl.		F I	
<i>F 1 6 H 57/02</i>	<i>(2006.01)</i>	F 1 6 H 57/02	3 0 2 A
<i>F 1 6 H 57/04</i>	<i>(2006.01)</i>	F 1 6 H 57/02	3 0 2 D
		F 1 6 H 57/02	3 0 2 E
		F 1 6 H 57/02	3 0 2 G
		F 1 6 H 57/04	D
		F 1 6 H 57/04	E
		F 1 6 H 57/04	J
		F 1 6 H 57/04	K

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

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)
 B 6 0 K 6 / 2 0 - 6 / 5 4 7