

(43) 国際公開日
2006 年 4 月 6 日 (06.04.2006)

PCT

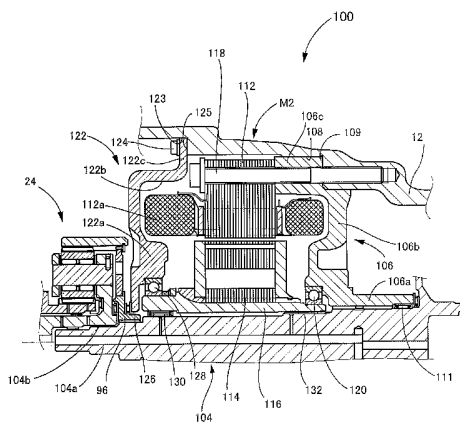
(10) 国際公開番号
WO 2006/035982 A2

- (51) 国際特許分類: 分類無し (72) 発明者; および
(21) 国際出願番号: PCT/JP2005/018252 (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 宮崎 光史 (MIYAZAKI, Terufumi) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 田端 淳 (TABATA, Atsushi) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 多賀 豊 (TAGA, Yutaka) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP).
(22) 国際出願日: 2005 年 9 月 27 日 (27.09.2005)
(25) 国際出願の言語: 日本語
(26) 国際公開の言語: 日本語
(30) 優先権データ:
特願2004-280656 2004 年 9 月 27 日 (27.09.2004) JP
特願2004-280655 2004 年 9 月 27 日 (27.09.2004) JP
(74) 代理人: 池田 治幸 (IKEDA, Haruyuki); 〒4500002 愛知県名古屋市中村区名駅三丁目 15-1 名古屋ダイヤビル 2 号館 池田国際特許事務所 Aichi (JP).
(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 Aichi (JP).
(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM,

[続葉有]

(54) Title: DRIVE APPARATUS FOR VEHICLE

(54) 発明の名称: 車両用駆動装置



(57) Abstract: A drive apparatus for a vehicle, having good assemblability. The drive apparatus for a vehicle has a first electric motor, a power distribution mechanism (first gear apparatus), a second electric motor (M2), and a stepped automatic speed changer (second gear apparatus)(20). One unit (power transmission section)(100) is made up from a second case (12b) and from the second electric motor (M2) and the automatic speed changer (20) that are received in the second case (12b). The end on the drive apparatus output shaft (22) side of an input shaft (104) of the automatic speed changer (20) is supported by a first support wall (106) attached to the second case (12b). The electric motor (M2) is received in space on the side opposite the automatic speed changer (20) relative to the first support wall (106). The end on the automatic speed changer (20) side of a rotor support shaft (116) of the second electric motor (M2) is supported by a second support wall (122) attached to the second case (12b). The automatic speed changer (20) and the second electric motor (M2) can be integrated as one power transmission section, and this improves assemblability of the drive apparatus.

(57) 要約: 組み付け作業性のよい車両用駆動装置を提供する。第 1 電動機、動力分配機構 (第 1 歯車装置)、第 2 電動機 M2、および有段式自動変速機 (第 2 歯車装置) 20 を備える車両用駆動装置において、第 2 ケース 12b と、第 2 ケース 12b に收容される第 2 電動機 M2 および自動変速機 20 で 1 つのユニット (動力伝達部) 100 を構成し、自動変速機 20 の入力軸 104 の駆動装置出力軸 22 側の端を、第 2 ケース 12b に取り付けられる第 1 支持壁 106 によって支持し、第 1 支持壁 106 に対して自動変速機 20 とは反対側の空

[続葉有]

WO 2006/035982 A2



DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE,

IS, IT, LT, LU, LV, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

- 国際調査報告書なし ; 報告書を受け取り次第公開される。

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

間に第2電動機M2を收容し、第2電動機M2の第2ロータ支持軸116の自動変速機20側の端を第2ケース12bに取り付けられる第2支持壁122によって支持する。自動変速機20および第2電動機M2が1つの動力伝達部としてユニット化できるので、駆動装置の組み付け作業性が向上する。

明 細 書

車両用駆動装置

5 技術分野

本発明は車両の駆動装置に係り、特に、電動機と歯車装置とを備えた駆動装置において、組み付け性を向上させる技術に関するもの、ならびに、電動機と、回転軸を有する回転装置とを備えた駆動装置において、装置の大型化を防ぐことができる技術に関するものである。

10

背景技術

第1電動機、第1歯車装置、第2電動機、第2歯車装置を備えた駆動装置が知られている。たとえば、特許文献1に記載されたハイブリッド車両用駆動装置がそれである。特許文献1に記載された装置では、第1歯車装置として、動力分割機構として機能する遊星歯車装置が備えられ、この遊星歯車装置により、エンジンから伝達された動力が第1電動機および第2歯車装置に分割されて伝達される。また、第2歯車装置には、減速機構として機能する遊星歯車装置が備えられ、この遊星歯車装置により、回転が減速されて駆動輪に伝達される。なお、第1電動機は主として発電機として機能する一方、第2電動機は主として電動機として機能して、エンジンの動力とは別に駆動輪を駆動するための補助動力を発生する。

上記特許文献1では、駆動装置のケースが、第1乃至第3の3つのケースから構成されており、第1ケースに第1電動機および第1歯車装置が収容され、第2ケースに第2電動機が収容され、第3ケースに第2歯車装置が収容されている。このように構成された駆動装置を組み付ける場合には、第1ケースに第1電動機および第1歯車装置を収容したものを第1ユニットとし、第2ケースに第2電動機を収容したものを第2ユニットとし、第3ケースに第2歯車装置を収容したものを第3ユニットとして準備し、次いで、第2ユニットの両側に、第1ユニットおよび第3ユニットをそれぞれ組み付けることになる。

25

[特許文献1] 特開2003-191759号公報

[特許文献2] 特開2003-191761号公報

[特許文献3] 特開2003-336725号公報

5 特許文献1のように、第2電動機と第2歯車装置とを別のユニットとする場合、分割箇所が多くなりやすいために、組み付け作業性が悪くなりやすいという問題がある。

本発明は以上の事情を背景として為されたもので、その第1の目的とするところは、組み付け作業性のよい車両用駆動装置を提供することにある。

10 一方、電動機と、回転軸を有する回転装置とを備えた駆動装置が知られている（例えば、特許文献1）。特許文献1では、回転装置として、減速機構として機能する遊星歯車装置が電動機に隣接して備えられており、その遊星歯車装置の回転軸は、ケースに取り付けられている支持壁に支持されている。

15 このように電動機と回転軸を有する回転装置とを備えた駆動装置において、スペーサを介して電動機のステータがケースにボルト留めされることがある。この場合、支持壁とスペーサとを別々にケースに固定すると、それぞれの取り付けスペースが必要となって駆動装置が大型化（特に大径化）してしまう可能性がある。

本発明の第2の目的とするところは、電動機のステータとケースとの間にスペーサが設けられ、回転装置の回転軸がケースに取り付けられる支持壁に支持される場合にも、大型化を防ぐことができる車両用駆動装置を提供することにある。

20 発明の開示

上記第1の目的を達成するための請求項1にかかる発明の要旨とするところは、第1電動機、第1歯車装置、第2電動機、および第2歯車装置を備える車両用駆動装置であって、ケースと、そのケースに收容される前記第2電動機および前記第2歯車装置で1つの動力伝達部が構成され、その第2歯車装置の少なくとも一端が、前記ケースに取り付けられる第1支持壁によって支持され、前記ケース内において、その第1支持壁に対して前記第2歯車装置とは反対側の空間に前記第2電動機が收容され、その第2電動機の回転軸が、その第2電動機に対して前記第1支持壁とは反対側で前記ケースに固定された第2支持壁によって支持されていることにある。

第1の発明のようにすれば、第2歯車装置および第2電動機が1つのケースに収容され、且つ、そのケースに取り付けられる第1、第2支持壁に、第2歯車装置、および第2電動機の回転軸がそれぞれ支持されることにより、第2歯車装置および第2電動機を1つの動力伝達部としてユニット化できるので、駆動装置の
5 組み付け作業性が向上する。

ここで、好ましくは、前記車両用駆動装置は、請求項2にかかる発明のように、前記第1電動機と前記第1歯車装置とで他の動力伝達部が構成される。このようにすれば、駆動装置が2つの動力伝達部から構成されるので、それら2つの動力伝達部をそれぞれ組み付けた後は、それらを結合するだけで駆動装置が組み付け
10 られる。従って、駆動装置の組み付け作業性が一層向上する。

また、好ましくは、前記車両用駆動装置は、請求項3にかかる発明のように、前記他の動力伝達部は第2のケースを備えており、その第2のケース内に、前記第1電動機を収容する第1収容空間と前記第1歯車装置を収容する第2収容空間とに分割する壁部材が設けられ、その壁部材を挟んで前記第1電動機と第1歯車装置とが動力伝達可能に連結されている。このようにすれば、第1歯車装置と第1電動機との間の動力伝達を可能としつつ、第1歯車装置をケースの一方の側から収容し、第1電動機をそのケースの他方の側から収容することができるので、
15 組み付け作業性がより向上する。

また、前記車両用駆動装置は、請求項4にかかる発明のように、前記1つの動力伝達部と前記他の動力伝達部とが結合されることが好ましいが、上記2つの動力伝達部の間に、第3の動力伝達部が介挿させられてもよい。
20

また、前記請求項1にかかる発明は、請求項5に記載されているように、前記第2歯車装置が複数の遊星歯車装置を有するものである場合に、特に効果的である。複数の遊星歯車装置を有している場合には、構成部品が多いので、組み付け
25 作業性が問題となりやすいが、第2歯車装置が複数の遊星歯車装置を有する場合にも、前記請求項1にかかる発明のように構成すれば、第2歯車装置を組み付けた後、第1支持壁をケースに収容し、次いで、第2電動機を収容し、その後、第2支持壁を取り付けるという順に組付けを行うことにより、第2電動機と第2歯車装置とを1つのユニットとして構成することができる。すなわち、第2電動機

と第2歯車装置とを別々のユニットとする必要がないことから、駆動装置を構成する総ユニット数が少なくなり、組み付け作業性が向上する。

また、好ましくは、請求項6に記載されているように、前記車両用駆動装置は、前記第1支持壁の外周面が前記ケースの内周面に当接させられており、前記第2
5 電動機のロータ支持軸は、その第1支持壁に回転可能に支持されている。このようにすれば、第1支持壁の径方向の位置が高精度に定まるので、その第1支持壁に支持される第2電動機のロータ支持軸の軸心位置も高精度に定まる。

さらに好ましくは、請求項7に記載されているように、上記車両用駆動装置は、前記第2支持壁の外周面が前記ケースの内周面に当接させられている。このよう
10 にすれば、第2電動機の両側にそれぞれ設けられ、径方向の位置が高精度に定まっている2つの支持壁に、第2電動機のロータ支持軸が支持されていることになるので、第2電動機のロータ支持軸の軸心位置が一層高精度に定まる。

また、好ましくは、請求項8に記載されているように、前記第2支持壁には、軸方向に凹み、前記第2電動機のステータコイルを収容する凹部が形成され、そ
15 の第2支持壁の外周縁部は、その凹部の開口縁に連結されている。このようにすれば、軸方向に凹んだ凹部に第2電動機のステータコイルが収容されるので、スペースが有効活用されて、駆動装置の軸長を短くできる。

また、好ましくは、請求項9に記載されているように、前記第1歯車装置が、前記第2のケースの前記壁部材に回転可能に支持されている。また、好ましくは、
20 請求項10に記載されているように、前記第1支持壁がボルトにより前記ケースに固定され、請求項11に記載されているように、前記第2支持壁がボルトにより前記ケースに固定されている。このようにすれば、第1支持壁、第2支持壁のケースへの組み付けが容易となる。

上記第2の目的を達成するための請求項12にかかる発明の要旨とするところは
25 は、電動機と、回転軸を有する回転装置とを備え、その電動機のステータがスペーサを介してケースに取り付けられ、その回転装置の回転軸がそのケースに取り付けられる支持壁に回転可能に支持される車両用駆動装置であって、前記スペーサと前記支持壁とが一体的に構成されていることにある。

また、前記目的を達成するための請求項 1 3 にかかる発明の要旨とするところは、電動機と、回転軸を有する回転装置とを備え、その回転装置の回転軸がケースに取り付けられる支持壁に回転可能に支持される車両用駆動装置であって、前記支持壁が前記電動機のステータと前記ケースとの間に介装させられた状態でそのステータと前記支持壁とがボルトにより前記ケースに共締めされていることにある。

請求項 1 2 にかかる発明によれば、支持壁にスペーサが一体的に構成されているため、支持壁をケースに固定することで、同時にスペーサもケースに固定でき、別途、スペーサをケースに固定するための構造を設ける必要がないので、駆動装置の大型化を防ぐことができる。

また、請求項 1 3 にかかる発明によれば、ケースと電動機のステータとの間に介装された支持壁が、電動機のステータとケースとの間のスペーサとして機能することから、別途、スペーサを設ける必要がなくなるので、スペーサの取り付けスペース分だけ、駆動装置の大型化を防ぐことができる。

ここで、好ましくは、請求項 1 4 にかかる発明のように、前記回転装置は、歯車および歯車軸を有する歯車装置とされ、さらに好ましくは、請求項 1 5 にかかる発明のように、その歯車装置として複数の遊星歯車装置が備えられる。

また、好ましくは、回転装置の回転軸が支持壁に回転可能に支持されることに加え、請求項 1 6 にかかる発明のように、前記電動機のロータも、その支持壁に回転可能に支持される。

また、好ましくは、請求項 1 7 にかかる発明のように、前記歯車装置の歯車軸は、一端が前記支持壁によって支持され、他端は、前記電動機のロータ支持軸に支持される。

図面の簡単な説明

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を説明する骨子図である。

図 2 は、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 は、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 は、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。

図 5 は、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 は、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 は、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 は、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 は、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 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。

図 11 は、図 1 の駆動装置の断面図である。

図 12 は、図 1 の駆動装置の第 1 ユニットの断面図である。

図 13 は、図 1 の駆動装置の第 2 ユニットの部分拡大断面図である。

符号の説明

- 10 : 車両用駆動装置
- 12 : ケース
- 12a : 第 1 ケース (第 2 のケース)
- 12b : 第 2 ケース
- 16 : 動力分配機構 (第 1 歯車装置)
- 20 : 有段式自動変速機 (第 2 歯車装置)

- 26、28、30：遊星歯車装置
- 70：第1ユニット（第1動力伝達部）
- 72：仕切壁（壁部材）
- 100：第2ユニット（第2動力伝達部）
- 5 104：（自動変速機の）入力軸
- 106：第1支持壁
- 106c：外周側筒部（スペーサ）
- 112：第2ステータ
- 114：第2ロータ
- 10 116：第2ロータ支持軸
- 118：ボルト
- 122：第2支持壁
- 122b：凹部
- 122c：外周縁部
- 15 124：ボルト
- M1：第1電動機
- M2：第2電動機

発明を実施するための最良の形態

- 20 次に、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駆動装置入力軸14と、この

25 駆動装置入力軸14に直接に或いは図示しない脈動吸収ダンパー（振動減衰装置）などを介して間接に連結された差動機構としての動力分配機構16と、その動力分配機構16と駆動装置出力軸22との間で伝達部材18を介して直列に連結されている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とを備えており、本実施例では、動力

分配機構 16 が第 1 歯車装置であり、有段式自動変速機 20 が第 2 歯車装置である。第 2 の実施例では、上記自動変速機 20 が、歯車装置すなわち回転装置である。

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 動力分配機構 16 は、駆動装置入力軸 14 に入力されたエンジン 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、
15 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。

- 動力分配機構 16 は、例えば「0.418」程度の所定のギヤ比 $\rho 1$ を有するシングルピニオン型の第 1 遊星歯車装置 24 と、切換クラッチ C0 および切換ブレーキ B0 とを備えている。この第 1 遊星歯車装置 24 は、第 1 サンギヤ S1、
20 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 $\rho 1$ は ZS1
25 / ZR1 である。

この動力分配機構 16 においては、第 1 キャリヤ CA1 は駆動装置入力軸 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 S 1 と第 1 キャリヤ C A 1 との間に設けられている。それら切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 が解放されると、第 1 サンギヤ S 1、第 1 キャリヤ C A 1、第 1 リングギヤ R 1 がそれぞれ相互に相対回転可能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 M 1 と伝達部材 1 8 とに分配され、第 1 電動機 M 1 に分配されたエンジン 8 の出力で第 1 電動機 M 1 が発電され、その発電された電気エネルギーや、蓄電されていた電気エネルギーで第 2 電動機 M 2 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 1 8 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 1 6 が、電氣的にその変速比 γ_0 (駆動装置入力軸 1 4 の回転速度 / 伝達部材 1 8 の回転速度) が最小値 $\gamma_{0\min}$ から最大値 $\gamma_{0\max}$ まで変化させられる差動状態例えば変速比 γ_0 が最小値 $\gamma_{0\min}$ から最大値 $\gamma_{0\max}$ 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。

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 C 0 が係合させられて第 1 サンギヤ S 1 と第 1 キャリヤ C A 1 とが一体的に係合させられると、第 1 遊星歯車装置 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、動力分配機構 1 6 は変速比 γ_0 が「1」に固定された変速機として機能する定変速状態とされる。次いで、上記切換クラッチ C 0 に替えて切換ブレーキ B 0 が係合させられて第 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されると、第 1 リングギヤ R 1 は第 1 キャリヤ C A 1 よりも増速回転されるので、動力分配機構 1 6 は変速比 γ_0 が「1」より小さい値例えば 0.7 程度に固定された増速変速機として機能する定変速状態とされる。このように、本実施例では、上記切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 は、動力分配機構 1 6 を、差動状態例えば変速比が連続的な変化可能な電氣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氣的な無段変速機として作動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。

自動変速機 20 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 26、シングルピニオン型の第 3 遊星歯車装置 28、およびシングルピニオン型の第 4 遊星歯車装置 30 を備えている。第 2 遊星歯車装置 26 は、第 2 サンギヤ S2、第 2 遊星歯車 P2、その第 2 遊星歯車 P2 を自転および公転可能に支持する第 2 キャリヤ 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 ρ_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 ρ_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 ρ_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 ρ_2 は ZS2 / ZR2、上記ギヤ比 ρ_3 は ZS3 / ZR3、上記ギヤ比 ρ_4 は ZS4 / ZR4 である。

自動変速機 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駆動装置出力軸 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。

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。

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 γ （＝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 1 6 に切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 が備えられており、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の何れかが係合作動させられることによって、動力分配機構 1 6 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。

したがって、駆動装置 1 0 では、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の何れかを係合作動させることで定変速状態とされた動力分配機構 1 6 と自動変速機 2 0 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 1 6 と自動変速機 2 0 とで無段変速機が構成される。

例えば、駆動装置 1 0 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 γ_1 が最大値例えば「3. 3 5 7」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 γ_2 が第 1 速ギヤ段よりも小さい値例えば「2. 1 8 0」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 γ_3 が第2速ギヤ段よりも小さい値例えば「1. 4 2 4」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 γ_4 が第3速ギヤ段よりも小さい値例えば「1. 0 0 0」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 γ_5 が第4速ギヤ段よりも小さい値例えば「0. 7 0 5」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 γ_R が第1速ギヤ段と第2速ギヤ段との間の値例えば「3. 2 0 9」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。

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。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駆動装置10全体としてのトータル変速比 γ_T が無段階に得られるようになる。

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 ρ の相対関係を示し、縦軸方向において相対的回転速度を示す二次元座標であり、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」すなわち駆動装置入力軸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キャリアCA 1、第3回転要素（第3要素）RE 3に対応する第1リングギヤR 1の相対回転速度を示すものであり、それらの間隔は第1遊星歯車装置2 4のギヤ比 ρ 1

5 に応じて定められている。すなわち、縦線Y 1とY 2との間隔を1に対応するとすると、縦線Y 2とY 3との間隔はギヤ比 ρ 1に対応するものとされる。さらに、自動変速機2 0の5本の縦線Y 4、Y 5、Y 6、Y 7、Y 8は、左から順に、第4回転要素（第4要素）RE 4に対応し且つ相互に連結された第2サンギヤS 2および第3サンギヤS 3を、第5回転要素（第5要素）RE 5に対応する第2キャリアCA 2を、第6回転要素（第6要素）RE 6に対応する第4リングギヤR 4を、第7回転要素（第7要素）RE 7に対応し且つ相互に連結された第2リングギヤR 2、第3キャリアCA 3、第4キャリアCA 4を、第8回転要素（第8要素）RE 8に対応し且つ相互に連結された第3リングギヤR 3、第4サンギヤS 4をそれぞれ表し、それらの間隔は第2、第3、第4遊星歯車装置2 6、2 8、

10 3 0のギヤ比 ρ 2、 ρ 3、 ρ 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2 6、2 8、3 0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 ρ に対応するものとされる。

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1 0は、動力分配

20 機構（無段変速部）1 6において、第1遊星歯車装置2 4の3回転要素（要素）の1つである第1回転要素RE 1（第1キャリアCA 1）が駆動装置入力軸1 4に連結されるとともに切換クラッチC 0を介して他の回転要素の1つである第1サンギヤS 1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RE 2（第1サンギヤS 1）が第1電動機M 1に連結されるとともに切換ブレーキB 0を介してトランスミッションケース1 2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RE 3（第1リングギヤR 1）が伝達部材1 8および第2電動機M 2に連結されて、駆動装置入力軸1 4の回転を前記伝達部材1 8を介して自動変速機（有段変速部）2 0へ伝達する（入力させる）ように構成されて

25

いる。このとき、Y 2 と X 2 の交点を通る斜めの直線 L 0 により第 1 サンギヤ S 1 の回転速度と第 1 リングギヤ R 1 の回転速度との関係が示される。

図 4 および図 5 は上記図 3 の共線図の動力分配機構 1 6 部分に相当する図である。図 4 は上記切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 の解放により無段変速状態に切換えられたときの動力分配機構 1 6 の状態の一例を表している。例えば、第 1 電動機 M 1 の発電による反力を制御することによって直線 L 0 と縦線 Y 1 との交点で示される第 1 サンギヤ S 1 の回転が上昇或いは下降させられると、直線 L 0 と縦線 Y 3 との交点で示される第 1 リングギヤ R 1 の回転速度が下降或いは上昇させられる。

また、図 5 は切換クラッチ 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 1 6 の状態を表している。つまり、第 1 サンギヤ S 1 と第 1 キャリヤ C A 1 とが連結されると、上記 3 回転要素が一体回転するので、直線 L 0 は横線 X 2 と一致させられ、エンジン回転速度 N_E と同じ回転で伝達部材 1 8 が回転させられる。或いは、切換ブレーキ B 0 の係合によって第 1 サンギヤ S 1 の回転が停止させられると、直線 L 0 は図 3 に示す状態となり、その直線 L 0 と縦線 Y 3 との交点で示される第 1 リングギヤ R 1 すなわち伝達部材 1 8 の回転速度は、エンジン回転速度 N_E よりも増速された回転で自動変速機 2 0 へ入力される。

また、自動変速機 2 0 において第 4 回転要素 R E 4 は第 2 クラッチ C 2 を介して伝達部材 1 8 に選択的に連結されるとともに第 1 ブレーキ B 1 を介してケース 1 2 に選択的に連結され、第 5 回転要素 R E 5 は第 2 ブレーキ B 2 を介してケース 1 2 に選択的に連結され、第 6 回転要素 R E 6 は第 3 ブレーキ B 3 を介してケース 1 2 に選択的に連結され、第 7 回転要素 R E 7 は駆動装置出力軸 2 2 に連結され、第 8 回転要素 R E 8 は第 1 クラッチ C 1 を介して伝達部材 1 8 に選択的に連結されている。

自動変速機 2 0 では、図 3 に示すように、第 1 クラッチ C 1 と第 3 ブレーキ B 3 とが係合させられることにより、第 8 回転要素 R E 8 の回転速度を示す縦線 Y 8 と横線 X 2 との交点と第 6 回転要素 R E 6 の回転速度を示す縦線 Y 6 と横線 X 1 との交点とを通る斜めの直線 L 1 と、駆動装置出力軸 2 2 と連結された第 7 回転要素 R E 7 の回転速度を示す縦線 Y 7 との交点で第 1 速の駆動装置出力軸 2 2

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。

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。

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
5 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 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 M1 の回転速度 N_{M1} を表す信号、第 2 電動機 M2 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、
15 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 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、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
20 に油圧制御回路 42 に含まれる電磁弁を作動させるバルブ指令信号、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。

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。

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 γ_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は実行され、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。

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 $V1$ および判定出力トルク $T1$ 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。

- 5 そして、切換制御手段50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52に対してハイブリッド制御或いは無段変速制御を不許可（禁止）とする信号を出力するとともに、有段変速制御手段54に対しては、予め設定された有段変速時の変速制御を許可する。このときの有段変速制御手段54は、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
10 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。

- 図2は、このときの変速制御において選択される油圧式摩擦係合装置すなわちC0、C1、C2、B0、B1、B2、B3の作動の組み合わせを示している。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C0が係合
15 させられることにより動力分配機構16が固定の変速比 γ_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C0の係合に替えて切換ブレーキB0が係合させられることにより動力分配機構16が固定の変速比 γ_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16と自動変速機20とを
20 含む駆動装置10全体が所謂自動変速機として機能している。

- 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38での駆動トルク或いは駆動力のみならず、例えば自動変速機20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
25 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38の半径等を考慮して算出

されてもよいし、例えばトルクセンサ等によって直接検出されてもよい。上記他の各トルク等も同様である。

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 を電氣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。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駆動装置 1 0 全体としてのトータル変速比 γ_T が無段階に得られるようになる。

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 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 2 0 に変速指令を行う。このようなハイブリッド制御では、エンジン 8 を効率のよい作動域で作動させるために定まるエンジン回転速度 N_E と車速および自動変速機 2 0 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 γ_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 γ_0 を制御し、トータル変速比 γ_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。

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。

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。

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。

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 γ_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 γ_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
5 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。

- 10 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
15 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 γ_T の変化範囲内で自動変速制御
20 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。

- 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
25 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 γ_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 γ_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 γ_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
5 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。

図 11 は上記駆動装置 10 の断面図、図 12、13 は、それぞれ、その駆動装置 10 の第 1 ユニット（第 1 動力伝達部）70 および第 2 ユニット（第 2 動力伝達部）100 部分の拡大断面図である。

10 図 11 に示すように、ケース 12 は、第 1 ユニット 70 のケースとなる第 1 ケース 12a（本実施例において第 2 のケースに相当）、および第 2 ユニット 100 のケースとなる第 2 ケース 12b からなる。そして、上記第 1 ケース 12a に、第 1 電動機 M1 および動力分配機構（すなわち第 1 歯車装置）16 等が収容され、第 2 ケース 12b に、第 2 電動機 M2 および自動変速機（すなわち第 2 歯車装
15 置）20 等が収容されている。

図 12 に示すように、第 1 ケース 12a は、略筒状の外径形状をしており、動力分配機構 16 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 M1 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 12a は、軸方向の両側が開口しており、動力
20 分配機構 16 と第 1 電動機 M1 との間に、第 1 ケース 12a とともに一体的に形成された仕切壁 72 が設けられている。この仕切壁 72 は、駆動装置入力軸 14 に対して略垂直な垂直部 72a と、その垂直部 72a の内周端に軸方向の一端が連結され第 1 遊星歯車装置 24 側へ延びる筒部 72b とを有しており、筒部 72b の軸心には、軸方向に貫通する貫通孔 73 が形成されている。この仕切壁 72
25 によって仕切られることにより、第 1 ケース 12a 内は、第 1 電動機 M1 を収容するエンジン 8 側の第 1 収容空間 74 と、動力分配機構 16 を収容する第 2 収容空間 76 とに分割されている。従って、本実施例では、上記仕切壁 72 が壁部材として機能する。そして、第 1 電動機 M1 は、図左側から第 1 収容空間 74 に収容され、動力分配機構 16 は図右側から第 2 収容空間 76 に収容される。

また、第1ケース12aに、駆動装置入力軸14と平行に軸方向のエンジン8側に突き出す環状の突部78が形成されることにより、第1収容空間74は径が略一定とされており、その突部78に外周縁が当接するように、蓋板80が固定されている。

- 5 第1電動機M1は、第1ステータ（固定子）82と、第1ロータ（回転子）84と、その第1ロータ84と一体的に構成された第1ロータ支持軸（回転軸）86とからなる。第1ロータ支持軸86は、一方の端がベアリング88を介して仕切壁72の内周面に支持され、他方の端がベアリング90を介して蓋板80に支持されている。サンギヤ軸92は、第1電動機M1と第1遊星歯車装置24とを
- 10 動力伝達可能に連結する動力伝達軸として機能するものであり、第1サンギヤS1と一体的に構成され、仕切壁72の中央の穴を通して第1ロータ支持軸86の内周まで延びている。このサンギヤ軸92の第1ロータ支持軸86側の端は、スプライン93により第1ロータ支持軸86の仕切壁72側の端に嵌合されているので、サンギヤ軸92と第1ロータ支持軸86とは一体回転させられる。
- 15 サンギヤ軸92の内周において前記ベアリング88の内径側となる位置、第1ロータ支持軸86の内周において前記ベアリング90の内径側となる位置、および、第1サンギヤS1の内周には、それぞれブッシュ97、ベアリング98、およびブッシュ99が設けられ、前記駆動装置入力軸14は、上記第1ロータ支持軸86およびサンギヤ軸92の内周側となる第1ケース12aの軸心において、
- 20 上記ブッシュ97、ベアリング98、およびブッシュ99を介してそれら第1ロータ支持軸86およびサンギヤ軸92に相対回転可能に支持されている。また、駆動装置入力軸14の一方の端は、第1キャリアCA1と一体的に連結されている。このように、駆動装置入力軸14は、第1キャリアCA1と一体的に連結されており、第1遊星歯車装置24の入力軸を構成する。
- 25 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100側の端部の内周面に、環状板94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94は、駆動装置入力軸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）96は、第2ユニット100側に突き出す筒状の軸部96aと、

その軸部 9 6 a の第 1 遊星歯車装置 2 4 側において径方向に突き出すフランジ部 9 6 b とを有している。このフランジ部 9 6 b が上記環状板 9 4 に接合しており、出力軸 9 6 と環状板 9 4 とは一体回転させられるようになっている。また、軸部 9 6 a の内周面には、スプライン歯 9 6 c が形成されている。前記切換クラッチ C 0 は、仕切壁 7 2 と第 1 遊星歯車装置 2 4 との間に配置され、切換ブレーキ B 0 は、第 1 遊星歯車装置 2 4 の外周側に配置されている。

次に、第 2 ユニット 1 0 0 について説明する。図 1 1 に示すように、第 2 ケース 1 2 b は、第 1 ユニット 7 0 側が開口し、駆動装置出力軸 2 2 側へ向かうにつれ段階的に径（外径および内径）が小さくなる先細り形状を有している。そして、第 2 ケース 1 2 b の小径とされた奥側（駆動装置出力軸 2 2 側）から開口側に向かって、自動変速機 2 0、第 2 電動機 M 2 の順に收容されている。また、第 2 ケース 1 2 b の軸心には、奥側から順に、互いに相対回転可能とされた駆動装置出力軸 2 2、自動変速機 2 0 の中間軸 1 0 2、および自動変速機 2 0 の入力軸 1 0 4 が、同一軸心上に配置されている。上記入力軸 1 0 4 は、第 2 ケース 1 2 b 奥側の端が自動変速機 2 0 の第 2 電動機 M 2 側の端付近に配置されており、そこから第 2 ケース 1 2 b 開口側へ延設されている。また、図 1 1 には図示されていないが、駆動装置出力軸 2 2 は、第 4 遊星歯車装置 3 0 の第 4 キャリヤ C A 4 と一体回転するようになっており、中間軸 1 0 2 は、第 3 遊星歯車装置 2 8 の第 3 リングギヤ R 3 および第 4 遊星歯車装置 3 0 の第 4 サンギヤ S 4 と一体回転するようになっている（図 1 参照）。

第 2 ユニット 1 0 0 の部分拡大図である図 1 3 に示すように、自動変速機 2 0 と第 2 電動機 M 2 との間には、第 1 支持壁 1 0 6 が配置されている。ここで、前記第 1 支持壁 1 0 6 は、前記入力軸 1 0 4 の駆動装置出力軸 2 2 側（図右側）の端部に外嵌されている。この第 1 支持壁 1 0 6 は、軸方向に延び、軸心を前記入力軸 1 0 4 と同じくする筒部 1 0 6 a と、内周端がその筒部 1 0 6 a の第 2 電動機 M 2 側の端に連結されて径方向の外側に向かう連結部 1 0 6 b と、その連結部 1 0 6 b 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 M 2 側へ延び、且つ、径方向にも比較的肉厚とされた外周環部 1 0 6 c とから構成されている。この第 1 支持壁 1 0 6 は、第 2 ケース 1 2 b に対してインロー構造となっている。

すなわち、第1支持壁106の外周環部106c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108に対して当接させられており、ボルト118により固定されていない状態では、外周環部106cの外周面は第1当接面108に対して摺動可能となっている。従って、第1支持壁106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。

また、外周環部106cの第2電動機M2とは反対側の側面は、上記第1当接面108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109に当接させられている。従って、第1支持壁106は、外周環部106c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108および第1径方向面109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。前記入力軸104の自動変速機20側の端は、上記第1支持壁106の筒部106aの内周に設けられたベアリング111を介して、その第1支持壁106の筒部106aに相對回転可能に支持されている。

第2電動機M2は、第2ステータ（固定子）112と、第2ロータ（回転子）114と、その第2ロータ114と一体回転する第2ロータ支持軸（回転軸）116とからなる。第2ステータ112および第1支持壁106は、第2ステータ112および前記第1支持壁106の外周環部106cを軸方向に貫通して第2ケース12bに螺合されているボルト118により、第2ケース12bに固定されている。また、第2ロータ支持軸116の自動変速機20側の端、すなわち駆動装置出力軸22側の端は、外周面が第1支持壁106の筒部106aの内周面に当接させられたベアリング120を介して、前記第1支持壁106に支持されている。

第2電動機M2よりも第2ケース12bの開口側、すなわち、第2電動機M2の第1支持壁106とは反対側には、第2支持壁122が配置されている。この第2支持壁122も第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2支持壁122の外周面は、第2ケース12bの内周面において前記第1当接面108よりも第2ケース12bの開口側且つ径方向外側に形成された第2当接面123に対して当接させられており、ボルト124により固定されてい

ない状態では、第２支持壁１２２の外周面は上記第２当接面１２３に対して摺動可能となっている。また、第２支持壁１２２の第２電動機Ｍ２側の側面の外周端は、上記第２当接面１２３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１２ｂに形成された第２径方向面１２５に当接させられている。従って、第２支持壁１２２も、その外周面および側面がそれぞれ第２ケース１２ｂの第２当接面１２３および第２径方向面１２５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。

この第2支持壁122は、ボルト124により第2ケース12bに固定されており、また、その径方向の中心に軸方向に貫通する穴126が形成されている。

10 前記入力軸 104 は、第 1 ユニット 70 側へ延設されており、第 2 ロータ支持軸 116 および上記穴 126 を貫通して第 1 ユニット 70 側へ突き出す突出部 104a を有している。この突出部 104a（すなわち、入力軸 104 の先端側）の外周面の上記穴 126 と対向する部分に、スプライン歯 104b が形成されている。

また、第２支持壁１２２は、第２ステータ１１２よりも内径側にて軸方向の第
２ロータ１１４側に突き出す凸部１２２ａと、その凸部１２２ａの外周側に形成
され、軸方向の第１ユニット７０側、すなわち第２電動機とは反対側へ凹んだ凹
部１２２ｂと、その凹部１２２ｂの開口の外周縁に連結され、前記ボルト１２４
が貫通する外周縁部１２２ｃを有しており、凸部１２２ａの内周面にはベアリン
グ１２８が当接させられている。また、第２ステータ１１２のステータコイル１
１２ａは、上記凹部１２２ｂに収容されている。第２ロータ支持軸１１６の前記
第１支持壁１０６に支持されている側とは反対側の端は、上記ベアリング１２８
を介して第２支持壁１２２に支持されている。また、第２ロータ支持軸１１６は、
第２支持壁１２２側の端部において、上記ベアリング１２８の内周側に設けられ
たベアリング１３０を介して入力軸１０４を支持するとともに、他方、すなわち
第１支持壁１０６側の端部に形成されているスプライン１３２により入力軸１０
４に連結されているので、入力軸１０４と一体回転させられるようになっている。

このように構成されている第2ユニット100は、第2ケース12bの奥側に収容される部材から順に組み付けられる。すなわち、自動変速機20を第2ケー

ス 1 2 b に収容し、次いで、第 1 支持壁 1 0 6、第 2 電動機 M 2 を順次収容し、最後に、第 2 支持壁 1 2 2 を第 2 ケース 1 2 b に取り付けることにより、第 2 ユニット 1 0 0 を組み付けることができる。そして、第 1 ユニット 7 0 および第 2 ユニット 1 0 0 をそれぞれ組み立てた後は、第 1 ユニット 7 0 側の部材である出力軸 9 6 の 9 6 c と、第 2 ユニット 1 0 0 側の部材である入力軸 1 0 4 のスプライン歯 1 0 4 b とを嵌合（スプライン結合）させることにより、図 1 1 に示すような駆動装置 1 0 を組み付けることができる。なお、図 1 の伝達部材 1 8 は、スプライン結合されることにより一体回転させられる出力軸 9 6 と入力軸 1 0 4 とから構成される。

10 以上、説明したように、本実施例によれば、自動変速機 2 0 および第 2 電動機 M 2 が 1 つのケース（第 2 ケース 1 2 b）に収容され、且つ、その第 2 ケース 1 2 b に取り付けられる第 1 支持壁 1 0 6、第 2 支持壁 1 2 2 に、自動変速機 2 0 の入力軸 1 0 4、第 2 電動機 M 2 の第 2 ロータ支持軸 1 1 6 がそれぞれ支持されることにより、自動変速機 2 0 および第 2 電動機 M 2 を 1 つの動力伝達部として
15 ユニット化できるので、駆動装置 1 0 の組み付け作業性が向上する。

また、本実施例によれば、第 1 電動機 M 1 と動力分配機構 1 6 とで別のユニット（動力伝達部）すなわち第 1 ユニット 7 0 が構成されており、駆動装置 1 0 が 2 つのユニット 7 0、1 0 0 から構成されるので、それら 2 つのユニット 7 0、1 0 0 をそれぞれ組み付けた後は、それらを結合するだけで駆動装置 1 0 が組み
20 付けられる。従って、駆動装置 1 0 の組み付け作業性が一層向上する。

また、本実施例によれば、第 1 ユニット 7 0 は、動力分配機構 1 6 を第 1 ケース 1 2 a の一方の側から収容し、第 1 電動機 M 1 をその第 1 ケース 1 2 a の他方の側から収容することができるので、組み付け作業性がより向上する。

また、本実施例によれば、第 1 支持壁 1 0 6 の外周面が第 2 ケース 1 2 b の内
25 周面（第 1 当接面 1 0 8）に当接させられていることから、第 1 支持壁 1 0 6 の径方向の位置が高精度に定まる。また、第 2 支持壁 1 2 2 も第 2 ケース 1 2 b の内周面（第 2 当接面 1 2 3）に当接させられていることから、第 2 支持壁 1 2 2 の径方向の位置が高精度に定まる。そして、第 2 電動機 M 2 の第 2 ロータ支持軸 1 1 6 は、その第 1 支持壁 1 0 6 および第 2 支持壁 1 2 2 に両端が支持されてい

るので、第2電動機M2の第2ロータ支持軸116の径方向位置精度も向上する。さらに、自動変速機20の入力軸104は、この第2ロータ支持軸116および前記第1支持壁106に支持されていることから、入力軸104の径方向の位置も高精度に定まる。従って、この入力軸104と動力分配機構16の出力軸96との結合を要する駆動装置10の組み付け作業が特に容易になるとともに、入力軸104と出力軸96との一体回転作動が良好となる。

また、本実施例によれば、第2支持壁122に形成され、軸方向に凹んだ凹部122bに、第2電動機M2のステータコイル112aが収容されているので、スペースが有効活用されて、駆動装置10の軸長が短くなる。

一方、第2ステータ112は、前記第1支持壁106の外周側筒部106cの側面に当接させられることにより、すなわち、ケース12との間に第1支持壁106の外周側筒部106c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1支持壁106の外周側筒部106cは、第2ステータ112とケース12との間のスペーサとして機能しており、第1支持壁106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、この第2ステータ112および第1支持壁106は、第2ステータ112および第1支持壁106の外周側筒部106cを軸方向に貫通してケース12に螺合されているボルト118により、ケース12に共締めされている。

前記入力軸104は、第1ユニット70側（図左側）へ延設されており、第2ロータ支持軸116および前記貫通孔126を貫通して第1ユニット70側へ突き出している。この入力軸104の上記貫通孔126と対向する部分には、第1遊星歯車装置24の出力軸96がスプライン嵌合されている。なお、図1の伝達部材18は、スプライン結合されることにより一体回転させられる上記入力軸104および出力軸96から構成される。

以上、説明したように、本実施例によれば、第1支持壁106にスペーサが一体的に構成されているため、第1支持壁106をケース12に固定することで、同時に第2ステータ112のスペーサもケース12に固定でき、別途、スペーサをケース12に固定するための構造を設ける必要がないので、駆動装置10の大型化を防ぐことができる。

換言すれば、本実施例によれば、ケース 1 2 と第 2 電動機 M 2 の第 2 ステータ 1 1 2 との間に介装された第 1 支持壁 1 0 6 が、第 2 電動機 M 2 の第 2 ステータ 1 1 2 とケース 1 2 との間のスペーサとして機能することから、別途、スペーサを設ける必要がなくなるので、スペーサの取り付けスペース分だけ、駆動装置 1 0 の大型化を防ぐことができる。

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。

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えは動力分配機構 1 6 の差動状態と非差動状態との切換え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。

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。

また、前述の実施例では、エンジン 8 は駆動装置入力軸 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。

また、前述の実施例では、第 1 電動機 M 1 および第 2 電動機 M 2 は、駆動装置入力軸 1 4 の回転中心を回転中心として配置されて、第 1 電動機 M 1 は第 1 サンギヤ S 1 に連結され、第 2 電動機 M 2 は伝達部材 1 8 に連結されていたが、必ず

しもそのように配置される必要はなく、例えばギヤ、ベルト等を介して作動的に第1電動機M1は第1サンギヤS1に連結され、第2電動機M2は伝達部材18に連結されてもよい。

また、前述の動力分配機構16には切換クラッチC0および切換ブレーキB0
5 が備えられていたが、切換クラッチC0および切換ブレーキB0の一方のみが備えられていてもよいし、両方とも備えられていなくてもよい。また、上記切換クラッチC0は、サンギヤS1とキャリヤCA1とを選択的に連結するものであったが、サンギヤS1とリングギヤR1との間や、キャリヤCA1とリングギヤR1との間を選択的に連結するものであってもよい。要するに、第1遊星歯車装置
10 24の3要素のうちのいずれか2つを相互に連結するものであればよい。

また、前述の実施例の駆動装置10では、ニュートラル「N」とする場合には切換クラッチC0が係合されていたが、必ずしも係合される必要はない。

また、前述の実施例の切換クラッチC0および切換ブレーキB0などの油圧式摩擦係合装置が、パウダー（磁粉）クラッチ、電磁クラッチ、噛み合い型のドグ
15 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。

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

また、前述の実施例の動力分配機構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ってもよい。

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
25 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、前述の実施例では、第2歯車装置として、3つの遊星歯車装置26、28、30を有する自動変速機20が備えられていたが、第2歯車装置として、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。また、第2歯車装置として自動変速機が備えられる場合にも、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、前述の実施例では、第2支持壁122はボルト124により第2ケース12bに固定されていたが、第2ケース12bと一体成形されることにより第2支持壁122が第2ケース12bに固定されていてもよい。

また、前述の実施例において、第1支持壁106の外周側筒部106cが軸方向に複数に分割されていてもよい。外周側筒部106cが軸方向に複数に分割されていても、それら複数に分割されたものが第2電動機M2の第2ステータ112とともにボルト124により共締めされれば、ボルトの数の増加およびボルトの数の増加に伴う組み付け性の低下を招くこともない。

また、前述の実施例の第1支持壁106または第2支持壁122は、ポンプロータを収納するオイルポンプボデーとしても機能するものであってもよい。

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。

請 求 の 範 囲

1. 第1電動機、第1歯車装置、第2電動機、および第2歯車装置を備える車両用駆動装置であって、

5 ケースと、該ケースに收容される前記第2電動機および前記第2歯車装置で1つの動力伝達部が構成され、

該第2歯車装置の少なくとも一端が、前記ケースに取り付けられる第1支持壁によって支持され、

10 前記ケース内において、該第1支持壁に対して前記第2歯車装置とは反対側の空間に前記第2電動機が收容され、

該第2電動機の回転軸が、該第2電動機に対して前記第1支持壁とは反対側で前記ケースに固定された第2支持壁によって支持されていること

を特徴とする車両用駆動装置。

15 2. 前記第1電動機と前記第1歯車装置とで他の動力伝達部が構成されていることを特徴とする請求項1の車両用駆動装置。

3. 請求項2の車両用駆動装置であって、

前記他の動力伝達部は第2のケースを備えており、

該第2のケース内に、前記第1電動機を收容する第1收容空間と前記第1歯車装置を收容する第2收容空間とに分割する壁部材が設けられ、

20 該壁部材を挟んで前記第1電動機と第1歯車装置とが動力伝達可能に連結されていることを特徴とする車両用駆動装置。

4. 請求項1乃至は請求項3のいずれかの車両用駆動装置であって、

前記1つの動力伝達部と、前記他の動力伝達部とが結合されていることを特徴とする車両用駆動装置。

25 5. 請求項1乃至請求項4のいずれかの車両用駆動装置であって、

前記第2歯車装置は、複数の遊星歯車装置を有するものであることを特徴とする車両用駆動装置。

6. 請求項1乃至請求項5のいずれかの車両用駆動装置であって、

前記第1支持壁の外周面が前記ケースの内周面に当接させられており、

前記第 2 電動機の回転軸は、該第 1 支持壁に回転可能に支持されていることを特徴とする車両用駆動装置。

7. 請求項 6 の車両用駆動装置であって、

5 前記第 2 支持壁の外周面が前記ケースの内周面に当接させられていることを特徴とする車両用駆動装置。

8. 請求項 1 乃至請求項 7 のいずれかの車両用駆動装置であって、

前記第 2 支持壁には、軸方向に凹み、前記第 2 電動機のステータコイルを収容する凹部が形成され、該第 2 支持壁の外周縁部は、該凹部の開口縁に連結されていることを特徴とする車両用駆動装置。

10 9. 前記第 1 歯車装置が、前記第 2 のケースの前記壁部材に回転可能に支持されていることを特徴とする請求項 1 乃至請求項 8 のいずれかの車両用駆動装置。

10. 前記第 1 支持壁がボルトにより前記ケースに固定されていることを特徴とする請求項 1 乃至請求項 9 のいずれかの車両用駆動装置。

15 11. 前記第 2 支持壁がボルトにより前記ケースに固定されていることを特徴とする請求項 1 乃至請求項 10 のいずれかの車両用駆動装置。

12. 電動機と、回転軸を有する回転装置とを備え、該電動機のステータがスペーサを介してケースに取り付けられ、該回転装置の回転軸が該ケースに取り付けられる支持壁に回転可能に支持される車両用駆動装置であって、

20 前記スペーサと前記支持壁とが一体的に構成されていることを特徴とする車両用駆動装置。

13. 電動機と、回転軸を有する回転装置とを備え、該回転装置の回転軸がケースに取り付けられる支持壁に回転可能に支持される車両用駆動装置であって、

25 前記支持壁が前記電動機のステータと前記ケースとの間に介装させられた状態で該ステータと前記支持壁とがボルトにより前記ケースに共締めされていることを特徴とする車両用駆動装置。

14. 前記回転装置は、歯車および歯車軸を有する歯車装置であることを請求項 12 または請求項 13 の車両用駆動装置。

15. 前記歯車装置として、複数の遊星歯車装置を備えていることを特徴とする請求項 14 の車両用駆動装置。

16. 請求項14または請求項15の車両用駆動装置であって、
前記電動機のロータも、前記支持壁に回転可能に支持されていることを特徴とする車両用駆動装置。

17. 請求項14乃至請求項16の車両用駆動装置であって、

- 5 前記歯車装置の歯車軸は、一端が前記支持壁によって支持され、他端は、前記電動機のロータ支持軸に支持されていることを特徴とする車両用駆動装置。

図 1

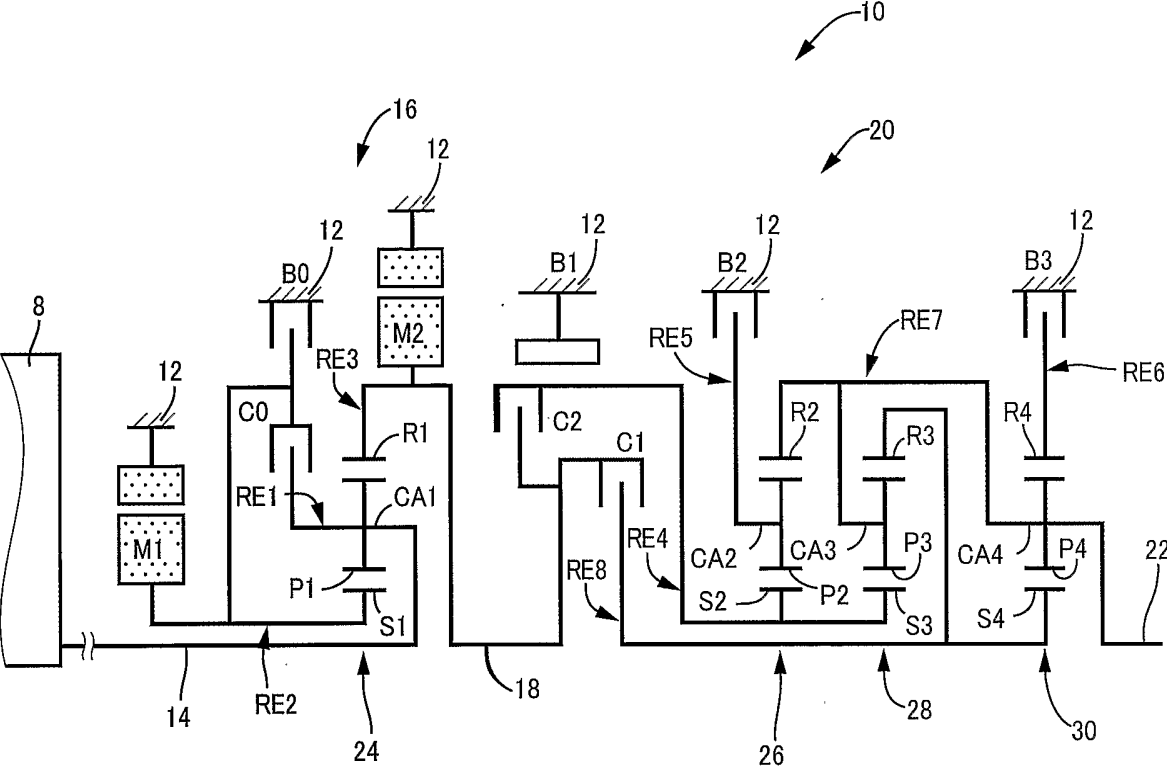


図 2

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

○係合 ◎有段時係合,無段時解放

図 3

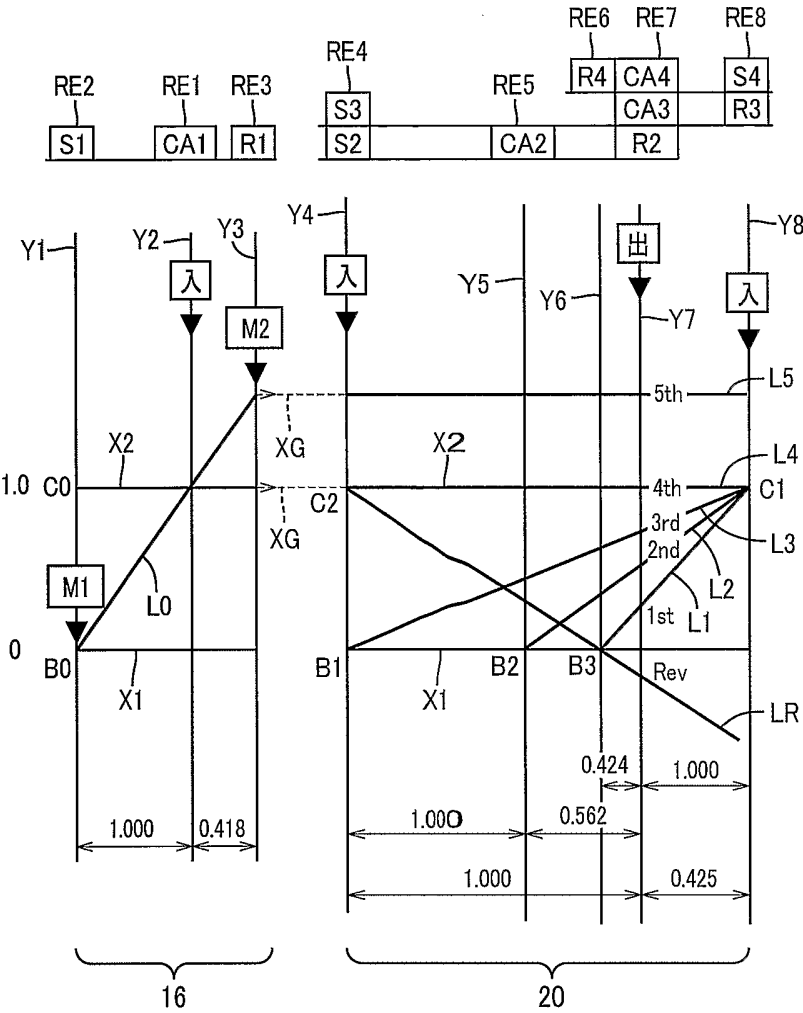


図 4

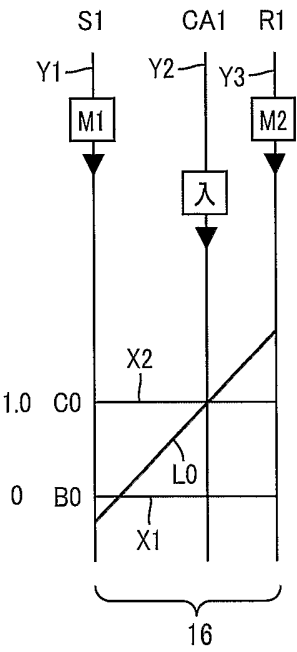


図 5

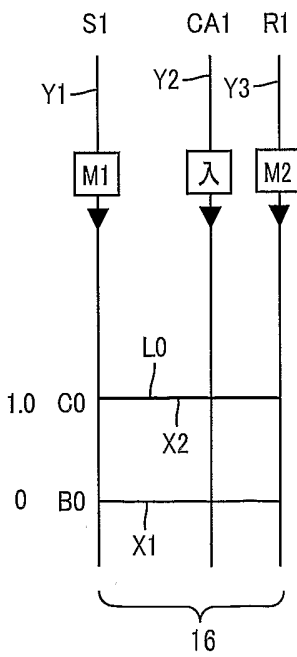


図 6

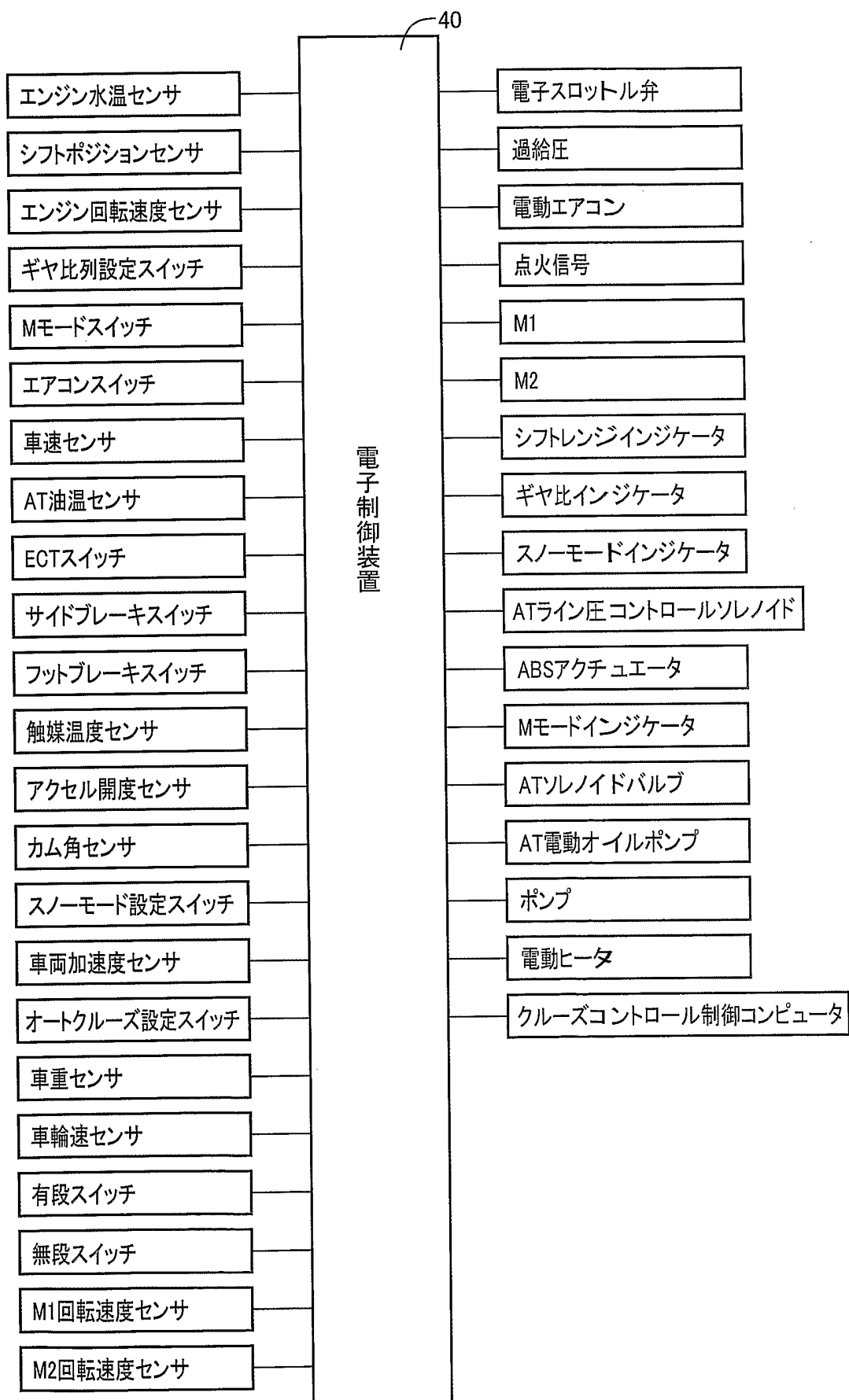
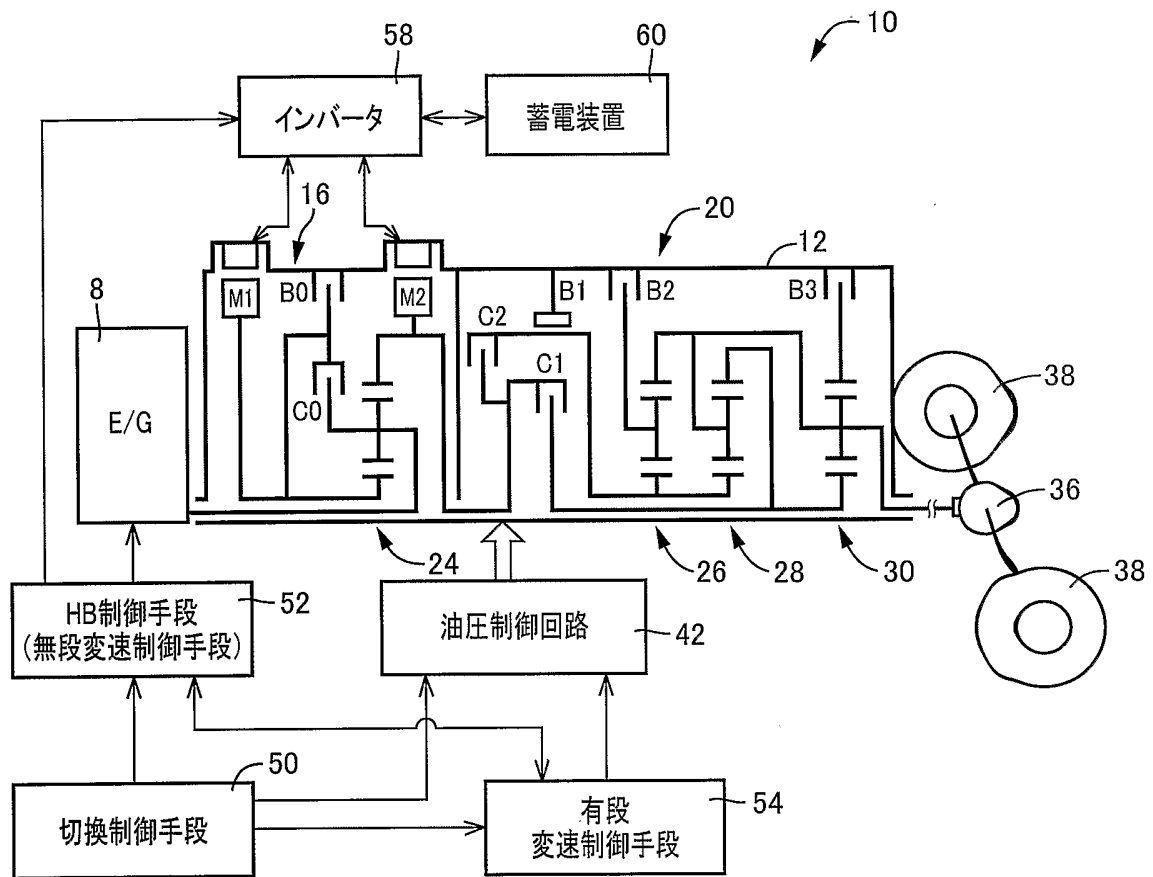


図 7



6/11

図 8

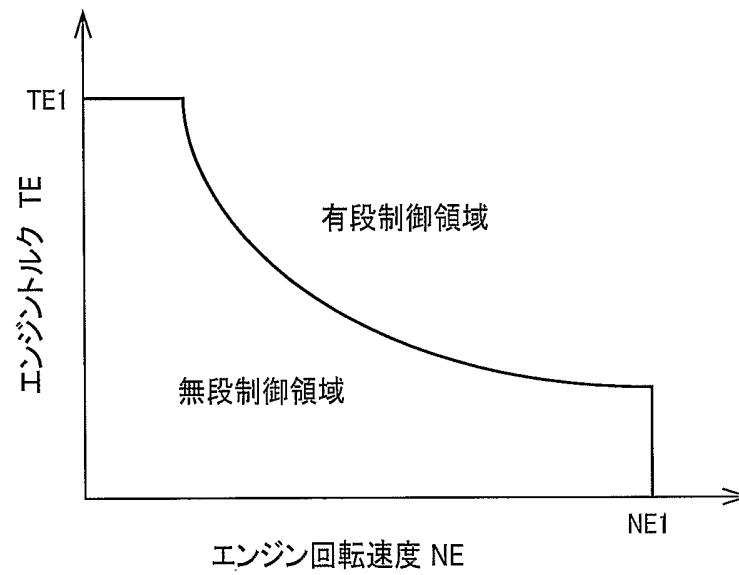


図 9

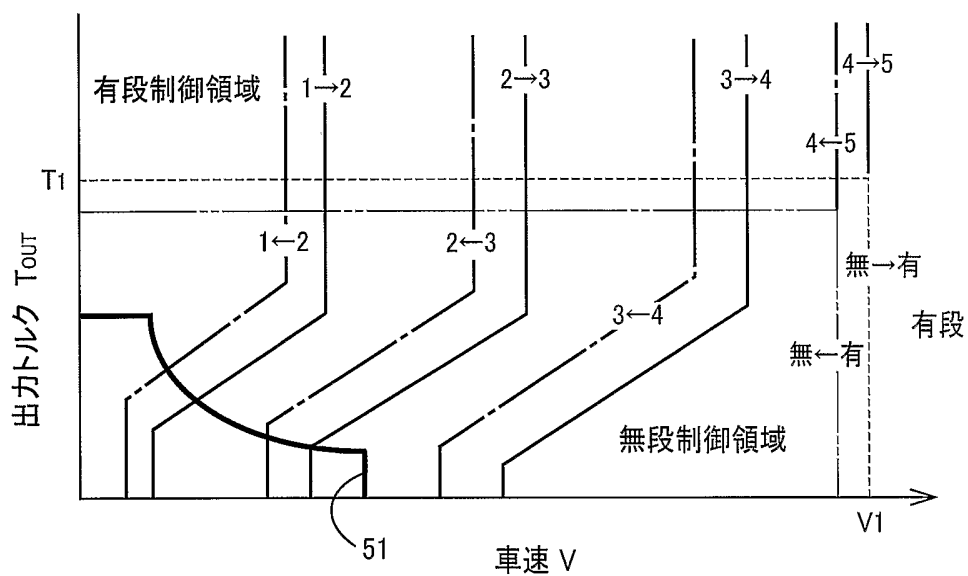


図 10

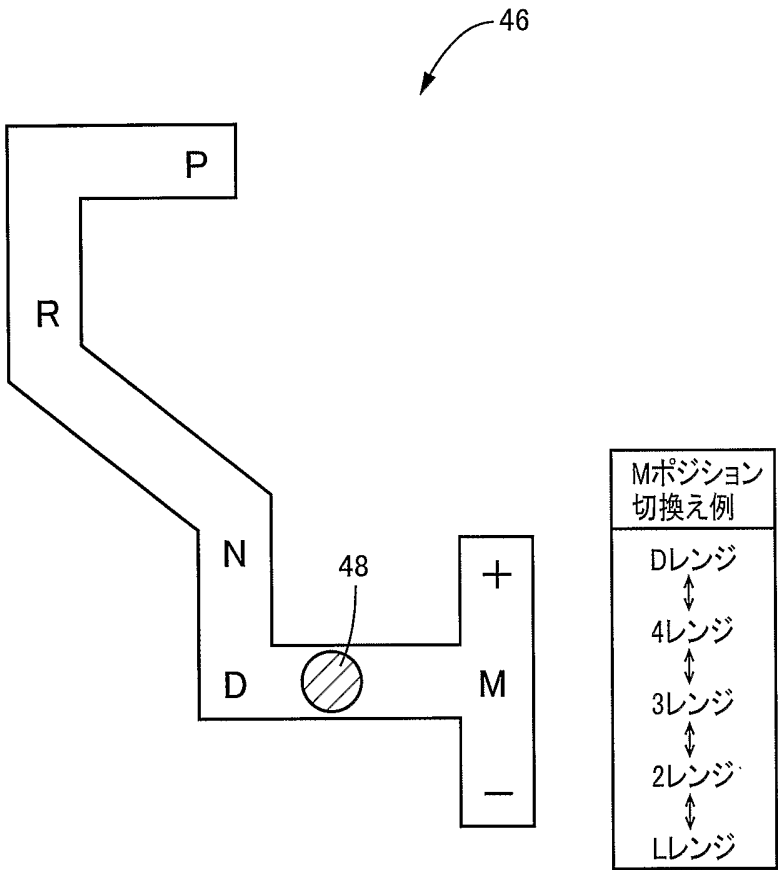
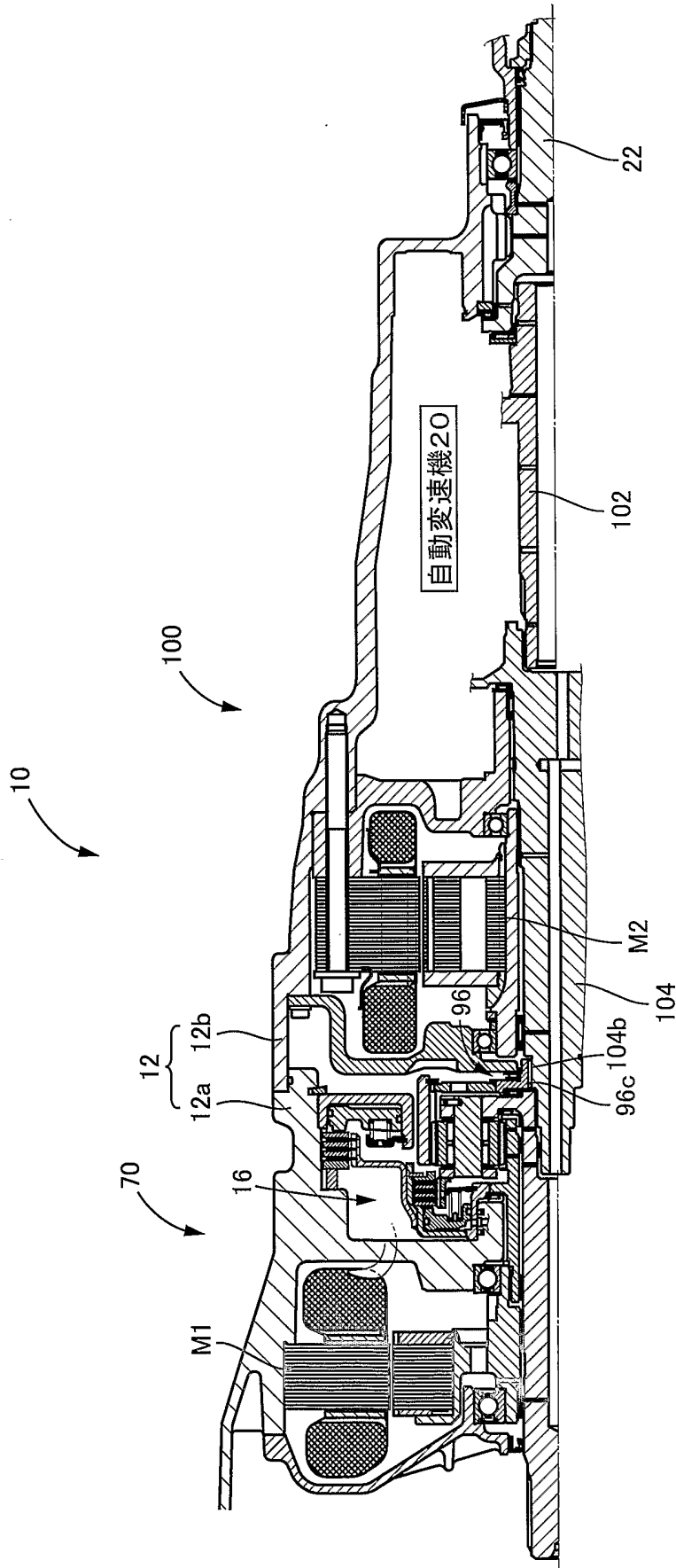


図 11



10/11

図 12

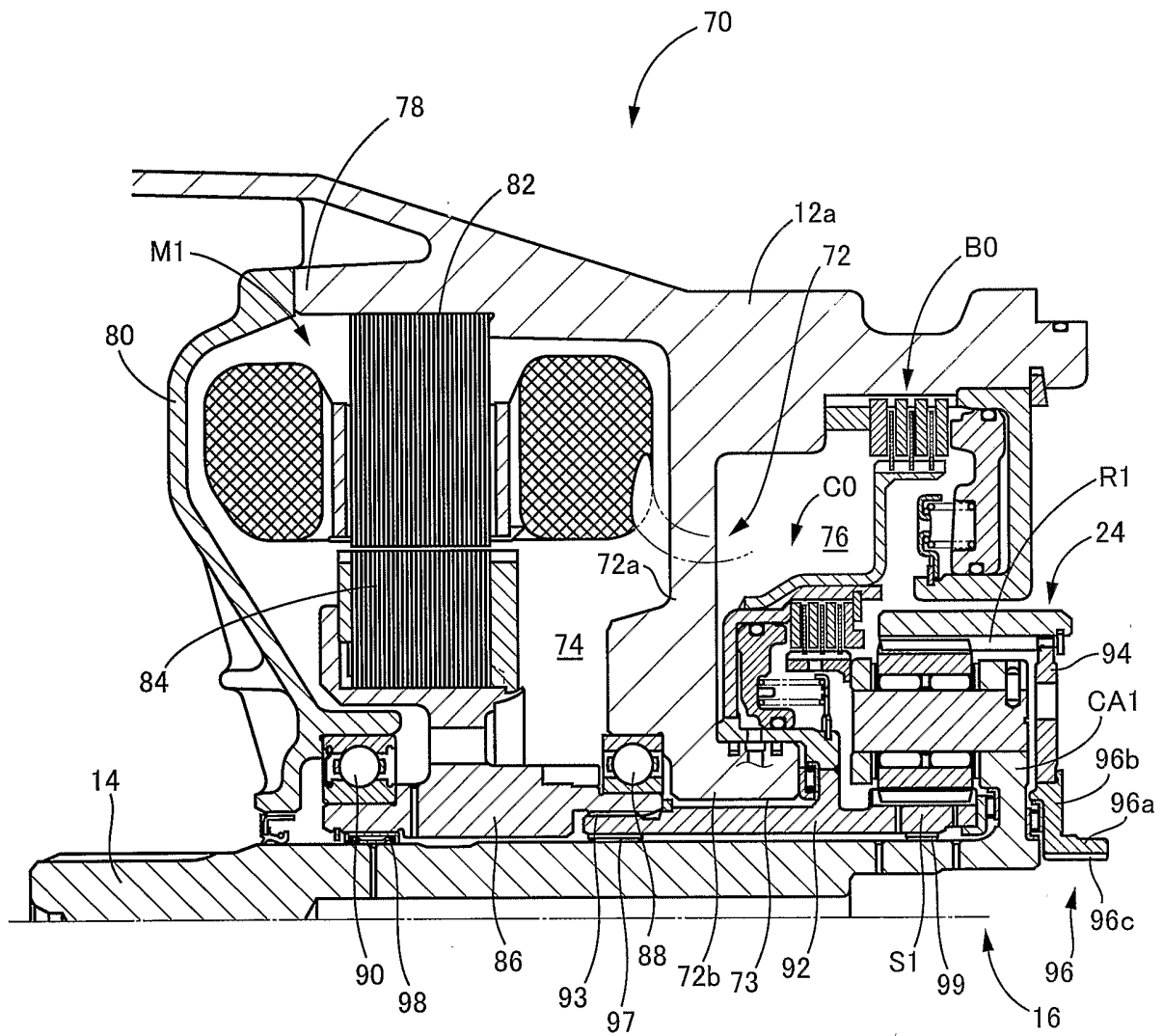


図 13

11/11

