

(43) 国際公開日
2006 年 3 月 23 日 (23.03.2006)

PCT

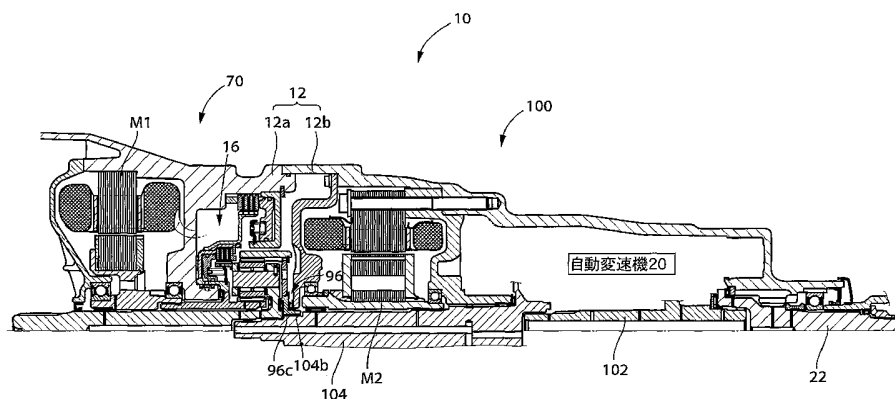
(10) 国際公開番号
WO 2006/030948 A1

- (51) 国際特許分類:
B60K 6/04 (2006.01) B60K 17/04 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2005/017239
- (22) 国際出願日: 2005 年 9 月 13 日 (13.09.2005)
- (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2004-266293 2004 年 9 月 14 日 (14.09.2004) JP
特願2004-280652 2004 年 9 月 27 日 (27.09.2004) JP
特願 2004-370039 2004 年 12 月 21 日 (21.12.2004) JP
特願2005-004977 2005 年 1 月 12 日 (12.01.2005) 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)
- (72) 発明者; および
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 田端 淳 (TABATA, Atsushi) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 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). 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). 茨木 隆次 (IBARAKI, Ryuji) [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).
- (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 1 5 - 1 名古屋ダイヤビル 2 号館 池田国際特許事務所 Aichi (JP).

[続葉有]

(54) Title: DRIVE DEVICE FOR VEHICLE

(54) 発明の名称: 車両用駆動装置



20... AUTOMATIC SPEED CHANGER

(57) Abstract: A drive device for a vehicle, having excellent workability of assembly. A drive device (10) for a vehicle, having a first electric motor (M1), a power distribution mechanism (first gear device)(16), a second electric motor (M2), and a stepped automatic speed changer (second gear device)(20), wherein the first electric motor (M1) and the power distribution mechanism (16) are constructed as a first unit (70), the second electric motor (M2) and the automatic speed changer (20) are constructed as a second unit (100), and an output shaft (96) of the power distribution mechanism (16) and an input shaft (104) of the automatic speed changer (20) are coupled, thereby power transmission between the first unit (70) and the second unit (100) being enabled. In the construction above, the first unit (70) and the second unit (100) are individually assembled first and then the drive device (10) is assembled by coupling the output shaft (96) of the power distribution mechanism (16) and the input shaft (104) of the automatic speed changer (20), and as a result, workability in assembly is improved.

(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 M1、動力分配機構 (第 1 歯車装置) 16、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 10 において、第 1 電動機 M1 と動力分配機構 16 とを第 1 ユニット 70 として構成し、第 2 電動機 M2 と自動変速機 20 とを第 2 ユニット 100 として構成し、動力分配機構 16 の出力軸 96 と、自動変速機 20 の入力軸 104 とを結

[続葉有]

WO 2006/030948 A1



- (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, 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, 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

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。

合することにより、第1ユニット70と第2ユニット100との間の動力伝達を可能とする。このようにすると、第1ユニット70および第2ユニット100をそれぞれ組み立てた後、動力分配機構16の出力軸96と自動変速機20の入力軸104とを結合することにより駆動装置10が組み付けられるので、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駆動装置を軽量化できる技術、駆動力源の出力を電動機と伝達部材とへ分配する差動機構を備えた駆動装置、その駆動装置の軸支持構造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。

20

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

25

および第3ユニットをそれぞれ組み付けることになる。

[特許文献1] 特開2003-191759号公報

[特許文献2] 特開2003-191761号公報

5 [特許文献3] 特開2003-336725号公報

特許文献1のように、駆動装置を3つのユニットに分割し、中間の第2ユニットの両側に第1ユニットおよび第3ユニットを組み付ける構成の場合、分割箇所が多いために、組み付け作業性が悪いという問題がある。

10 第1の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、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。

また、たとえば特許文献1に記載されているように、車両用駆動装置には、アウトプットシャフトと、そのアウトプットシャフトを回転可能に支持するベアリングとが備えられている。特許文献1の駆動装置は、ハイブリッド車両用の駆
15 動装置であり、第1電動機と、エンジンの出力をその第1電動機とアウトプットシャフト側へ分配する動力分配機構としての遊星歯車装置と、その動力分配機構の出力軸に連結された第2電動機と、その第2電動機のロータ支持軸と駆動装置のアウトプットシャフトとを連結する減速機構としての遊星歯車装置と、を備えており、駆動装置のアウトプットシャフトは、ベアリングを介してケースに回転
20 可能に支持されている。

車両に搭載される駆動装置は、可及的に軽量であることが望まれる。一方で、アウトプットシャフトを支持するベアリングなどの支持部材には、潤滑油を供給するとともに、供給した潤滑油を排出する必要があることから、駆動装置には、潤滑油排出用の油路が必要となる。ここで、潤滑油排出用の油路を設けるために、
25 別途部材を追加する場合、前記軽量化の要請に反することになる。また、別部材を追加しないで潤滑油排出用の油路を形成するとしても、前述のように、駆動装置の可及的な軽量化が望まれる。

第2の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、軽量化が可能な車両用駆動装置を提供することにある。

また、遊星歯車装置からなり、エンジンなどの駆動力源の出力を電動機と伝達部材とに分配する差動機構を備えた車両用駆動装置が知られている。たとえば、
5 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。このような駆動装置では、遊星歯車装置の3つの回転要素のうちの1要素が電動機に連結され、他の1要素が駆動力源に連結され、残りの1要素が伝達部材に連結されており、電動機に与える電氣的な負荷を制御することによって伝達部材の回転速度を無段階に制御することが可能となる。従って、エンジンを最適な状態に維持しつつ車両を走行させることが可能となり、燃費が向上する。また、上記電動機とは
10 別に伝達部材と駆動輪との間に第2の電動機を設けるとともに、差動機構に連結された前記電動機によって発電された電力で第2の電動機を回転させ、その第2の電動機の回転駆動力によっても駆動輪を駆動させれば、一層、燃費が向上する。

15 [特許文献4] 特許第3454036号公報

上記のような従来の車両の駆動装置では、差動機構に連結された電動機の電氣的な反力を制御することによって伝達部材の回転速度を制御するため、エンジンの高出力化に伴って電動機を大型化しなければならず、電動機の大型化によって駆動装置全体が大きくなってしまいう問題がある。
20

そこで、差動機構である遊星歯車装置に、例えば、その遊星歯車装置の差動作用を選択的に非作動とする（すなわちロック状態とする）ための係合装置すなわち差動制限装置を連結することが考えられる。そして、エンジンの高出力域においてこの差動制限装置により遊星歯車装置をロック状態とすれば、電動機が発生すべき電氣的な反力の最大値が小さくなるので、電動機を小型化できる。
25

しかし、上記差動制限装置を設ける場合、差動制限装置の一部を遊星歯車装置のサンギヤに連結させる必要があるが、その連結のためにスプライン嵌合を採用すると、その径方向の位置精度が不十分となる恐れがあった。

第3の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、差動機構に設けられた差動制限装置の支持精度がよい車両用駆動装置を提供することにある。

一方、特許文献2に記載されたハイブリッド車両用駆動装置は、エンジンなどの駆動力源の出力を電動機と伝達部材とに分配する差動機構を備えた車両用駆動装置として知られている。特許文献2の駆動装置では、差動機構としての遊星歯車装置と、駆動力源の出力が入力される第1の入力軸と、遊星歯車装置を經由して第1の入力軸の出力が入力される第2の入力軸（中間軸）とを同一の軸心上に備えており、遊星歯車装置のサンギヤが電動機のロータと一体回転可能に連結され、リングギヤが第2の入力軸の端部に形成されたフランジ状の伝達部材を介して第2の入力軸に連結され、キャリアが第1の入力軸に一体回転可能に連結されている。また、上記第1の入力軸は、上記電動機のロータによって支持されている。

このような駆動装置では、電動機に与える電気的な負荷を制御することによって伝達部材の回転速度を無段階に制御することが可能となる。従って、エンジンを最適な状態に維持しつつ車両を走行させることが可能となり、燃費が向上する。

〔特許文献5〕特開2004-161162号公報

20 〔特許文献6〕特開2000-85387号公報

前記特許文献2の駆動装置では、第1の入力軸と第2の入力軸との軸心が精度よく一致することが求められるが、特許文献2の駆動装置では、第1の入力軸は電動機のロータによって支持されているので、ロータの軸長以上には支持スパンを長くすることができない。従って、ロータの軸長が短い場合には、入力軸の軸支持精度が低下し、ひいては、第1の入力軸と第2の入力軸との軸心精度が低下する恐れがあった。

第4の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、駆動力源の出力が入力される入力軸の支持精度がよい車両用駆動装置を提供することにある。

5 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、前記第1電動機と第1歯車装置とから第1ユニットが構成され、前記第2電動機と第2歯車装置とから第2ユニットが構成され、その第1
10 歯車装置の出力軸と、その第2歯車装置の入力軸とが結合されることにより、第1ユニットと第2ユニットとの間の動力伝達が可能とされていることにある。

また、請求項2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、その順に備える車両用駆動装置であって、前記第2歯車装置の入力軸は、前記第2電動機とその第2歯車装置との間
15 に設けられた支持壁に回転可能に支持されるとともに、前記第2電動機のロータ支持軸内周を貫通してそのロータ支持軸に支持され、且つ、その第2電動機から前記第1歯車装置側へ突き出すように延設され、その延設されている部分で前記第1歯車装置の出力軸と連結されていることにある。

また、請求項3にかかる発明は、請求項1にかかる発明の要旨と請求項2にか
20 かる発明の要旨とを備えた発明である。すなわち、請求項3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、その順に備える車両用駆動装置であって、前記第1電動機と第1歯車装置とから第1ユニットが構成され、前記第2電動機と第2歯車装置とから第2ユニットが構成され、その第1歯車装置の出力軸と、その第2歯車装置の入力軸とが
25 結合されることにより、第1ユニットと第2ユニットとの間の動力伝達が可能とされ、前記第2歯車装置の入力軸は、前記第2電動機とその第2歯車装置との間に設けられた支持壁に回転可能に支持されるとともに、前記第2電動機のロータ支持軸内周を貫通してそのロータ支持軸に支持され、且つ、その第2電動機から

前記第 1 歯車装置側へ突き出すように延設され、その延設されている部分で前記第 1 歯車装置の出力軸と連結されていることにある。

- 請求項 1 にかかる発明によれば、第 1 ユニットおよび第 2 ユニットのそれぞれを組み立てた後、第 1 歯車装置の出力軸と第 2 歯車装置の入力軸とを結合することにより駆動装置が組み付けられるので、組み付け作業性が向上する。

請求項 2 にかかる発明によれば、第 2 歯車装置、支持壁、第 2 電動機の順に配置されており、第 2 歯車装置の入力軸は、支持壁と第 2 電動機のロータ支持軸とにより支持されているので、支持される順に組み付けることが可能となり、組み付け作業性が向上する。

- 10 請求項 3 にかかる発明は、請求項 1 にかかる発明の要旨と請求項 2 にかかる発明の要旨とを備えた発明であるので、請求項 1 にかかる発明の効果、および請求項 2 にかかる発明の効果の両方が得られる。

- ここで、好ましくは、前記請求項 1 または請求項 3 にかかる発明においては、請求項 4 にかかる発明のように、前記第 1 歯車装置の出力軸と第 2 歯車装置の入力軸との結合は、スプライン結合とされる。このように、スプライン結合により第 1 歯車装置の出力軸と第 2 歯車装置の入力軸とが結合されると、その結合作業が簡単に行えることから、組み付け作業性が一層向上する。

- また、上記請求項 4 にかかる発明において、さらに好ましくは、請求項 5 にかかる発明のように、前記第 1 歯車装置の出力軸の内周面にスプライン歯が形成されるとともに、前記第 2 歯車装置の入力軸の外周面にスプライン歯が形成され、その第 1 歯車装置の出力軸のスプライン歯とその第 2 歯車装置の入力軸のスプライン歯とが結合される。

- また、好適には、請求項 6 にかかる発明では、請求項 2 乃至請求項 5 のいずれかの車両用駆動装置であって、前記支持壁の外周面が前記第 2 ユニットのケースの内周面に当接させられており、前記第 2 電動機のロータ支持軸は、その支持壁に回転可能に支持されている。このように支持壁がケースに当接させられてい
- 25 ると、支持壁の径方向の位置が高精度に定まるので、その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。

また、好適には、請求項 7 にかかる発明では、請求項 6 の車両用駆動装置であって、前記第 2 電動機の前記支持壁とは反対側に他の支持壁が設けられ、その他の支持壁の外周面が前記第 2 ユニットのケースの内周面に当接させられ、その他の支持壁に前記第 2 電動機のロータ支持軸が回転可能に支持されている。この
5 ようにすれば、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、好適には、請求項 8 にかかる発明は、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 1 電動機のロータ支持軸と前記第 1 歯車装置の
10 入力軸とが一体回転するように連結され、前記車両用駆動装置の入力軸は、その第 1 電動機のロータ支持軸および第 1 歯車装置の入力軸の内周に設けられて、その第 1 電動機のロータ支持軸および第 1 歯車装置の入力軸に相対回転可能に支持されている。

また、好適には、請求項 9 にかかる発明は、請求項 1 乃至請求項 8 のいずれ
15 かの車両用駆動装置であって、前記第 1 電動機のロータ支持軸は、一方の端が、ケースに設けられた壁部に支持され、他方の端が、そのケースに固定されて前記第 1 電動機のその壁部とは反対側においてそのケースの開口を覆う蓋板に支持されている。

前記第 2 の目的を達成するための発明の要旨とするところは、アウトプット
20 シャフトと、そのアウトプットシャフトを回転可能に支持する支持部材とを備えた車両用駆動装置であって、(a)回転要素をケースと連結させてその回転要素の回転を選択的に止めることにより、前記駆動装置の動力伝達状態を切り換える油圧式摩擦係合装置が設けられ、(b)その油圧式摩擦係合装置のピストン部材が、前記ケース内に形成される収容室に収容され、(c)その収容室の内周面に、一方
25 の端が前記支持部材に対面する位置とされた軸方向の溝が形成されていることにある。

このようにすれば、収容室の内周面に形成された溝の一端がアウトプットシャフトを支持する支持部材に対面する位置とされているので、その支持部材を潤

滑した潤滑油がその溝に導かれて排出される。また、その溝は、ピストン部材を収容する収容室の内周面に形成されているので、その収容室ひいては駆動装置の軽量化が図られる。

ここで、好適には、上記の車両用駆動装置において、前記アウトプットシャフトには、前記支持部材に潤滑油を供給するための油路が形成される。

上記第3の目的を達成するための発明の要旨とするところは、(a-1)駆動力源の出力を電動機および伝達部材へ分配する遊星歯車装置からなる差動機構と、(a-2)その差動機構の差動を制限する差動制限装置とを有する動力分配機構を備える車両用駆動装置であって、(b)前記差動制限装置の一部が前記遊星歯車装置のサンギヤに一体的に構成され、(c)前記電動機のロータのハブがケースに回転可能に支持され、(d)前記駆動力源からの出力を前記差動機構に入力するための入力軸が前記ロータのハブの内径側においてそのハブに回転可能に支持され、(e)前記遊星歯車装置のサンギヤがその入力軸に回転可能に支持されることにある。

また、好適には、上記の車両用駆動装置において、前記電動機のロータと前記遊星歯車装置のサンギヤとが嵌合により一体回転するように構成されることを特徴とする。

また、好適には、上記の車両用駆動装置において、前記電動機のロータと前記サンギヤとの嵌合がスプライン嵌合であることを特徴とする。

また、好適には、上記の車両用駆動装置において、前記スプライン嵌合部は、前記ロータのハブ部の内径側であることを特徴とする。

また、好適には、上記の車両用駆動装置において、前記差動制限装置の一部と前記サンギヤとが溶接により一体的に構成されていることを特徴とする。

上記第4の目的を達成するための発明は、(a)駆動力源の出力が入力される第1入力軸と、(b)該第1入力軸に入力された駆動力源の出力を電動機および伝達部材へ分配する差動機構と、(c)該伝達部材に連結され、該伝達部材に分配された出力を駆動輪に作動的に連結された動力伝達経路に入力する第2入力軸とを備えた車両用駆動装置であって、(d)前記第1入力軸が、前記電動機のロータに

設けられた第1支持手段と前記第2入力軸に設けられ第2支持手段とによって支持されることを特徴とする。

本発明によれば、第1入力軸が、電動機のロータとそのロータ以外の部材である第2入力軸とによって支持されるので、第1入力軸の支持スパンが長くなる。

- 5 従って、第1入力軸の支持精度が向上する。また、第1入力軸は一方が第2支持手段を介して第2入力軸に支持されているので、第1入力軸の軸心と第2入力軸の軸心とが精度よく一致する。

ここで、好適には、上記の車両用駆動装置において、前記電動機のロータは、第3支持手段を介してケースに設けられた第1支持壁に支持される。

- 10 また、好適には、上記の車両用駆動装置において、前記第2入力軸は、第4支持手段を介してケースに設けられた第2支持壁に支持される。

図面の簡単な説明

- 15 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。

- 20 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。

- 25 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。

5 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、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は、図1の駆動装置の断面図である。

10 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。

図14は、図1の駆動装置の駆動装置出力軸部分の断面図である。

図15は、駆動装置出力軸の軸方向孔へ潤滑油が導かれる経路を説明するための駆動装置の要部断面図である。

15 図16は、図1の駆動装置の要部断面図である。

図17は、図16の動力分配機構部分を拡大した図である。

図18は、図1の駆動装置の要部断面図である。

図19は、図1の駆動装置の要部断面図である。

図20は、図11の動力分配機構部分を拡大した図である。

20 符号の説明

8 : エンジン (駆動力源)

10 : 車両用駆動装置

12 : ケース

12a : 第1ケース

25 14 : 差動機構入力軸 (第1入力軸)

16 : 動力分配機構 (第1歯車装置)

18 : 伝達部材

20 : 有段式自動変速機 (第2歯車装置)

- 2 2 : 駆動装置出力軸 (アウトプットシャフト)
- 2 4 : 第 1 遊星歯車装置 (差動機構)
- 7 0 : 第 1 ユニット
- 7 2 : 第 1 支持壁 (壁部)
- 5 8 0 : 蓋板
- 9 6 : (第 1 遊星歯車装置の) 出力軸
- 9 6 c : (出力軸の) スプライン歯
- 1 0 0 : 第 2 ユニット
- 1 0 4 : (自動変速機の) 入力軸
- 10 1 0 4 b : (入力軸の) スプライン歯
- 1 0 6 : 第 2 支持壁
- 1 1 6 : 第 2 ロータ支持軸
- 1 2 2 : 第 3 支持壁
- 2 7 8 : 摺動壁
- 15 2 8 0 : 収容室
- 2 8 2 : ブレーキピストン (ピストン部材)
- 2 9 0 : 第 2 径方向孔 (油路)
- 2 9 4 : ベアリング (支持部材)
- 3 0 2 : 溝
- 20 3 8 6 : 第 1 ロータ支持軸 (ロータのハブ)
- 4 3 0 : クラッチシリンダ
- 5 7 2 : 変速機入力軸 (第 2 入力軸)
- 5 7 6 : 第 2 支持壁
- 6 4 2 : 第 1 支持壁
- 25 6 5 6 : ロータ支持軸
- 6 6 0 : ベアリング (第 3 支持手段)
- 6 6 6 : 第 1 遊星歯車装置の出力軸 (伝達部材)
- 6 8 0 : ベアリング (第 4 支持手段)

- 681 : ブッシュ (第2支持手段)
- 682 : ベアリング (第1支持手段)
- B3 : 第3ブレーキ (油圧式摩擦係合装置)
- C0 : 切換クラッチ (差動制限装置)
- 5 M1 : 第1電動機
- M2 : 第2電動機
- S1 : 第1サンギヤ
- R4 : 第4リングギヤ (回転要素)

10 発明を実施するための最良の形態

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スミッションケース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 (或いは第1入力軸としての差動機構入力軸) 14と、この駆動装置入力軸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 (すなわち、アウトプットシャフト) 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。

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と一对の駆動輪38との間に設けられて、動力を差動歯車装置 (終減速機) 36および一对の車軸等を順次介して一对の駆動輪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。

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、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
5 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。第2電動機M2は伝達部材18に連結され
てその伝達部材18と一体的に回転するようになっている。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
10 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 ρ_1 を有す
る作動装置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2
15 4は、第1サンギヤS1、第1遊星歯車P1、その第1遊星歯車P1を自転およ
び公転可能に支持する第1キャリアCA1、第1遊星歯車P1を介して第1サン
ギヤS1と噛み合う第1リングギヤR1を回転要素（要素）として備えている。
第1サンギヤS1の歯数をZS1、第1リングギヤR1の歯数をZR1とすると、
上記ギヤ比 ρ_1 はZS1/ZR1である。

20 この動力分配機構16においては、第1キャリアCA1は駆動装置入力軸1
4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
25 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リングギヤR1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1
8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M

1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 γ_0 （駆動装置入力軸14の回転速度/伝達部材18の回転速度）が最小値 $\gamma_{0\min}$ から最大値 $\gamma_{0\max}$ まで変化
5 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C0に係合
10 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遊星歯車装置24の3要素S1、CA1、R1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18の回転速度とが一致する状態となるので、動力分配機構16又は第1遊星歯車装置24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
15 れる。次いで、上記切換クラッチC0に替えて切換ブレーキB0に係合させられて第1サンギヤS1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R1は第1キャリアCA1よりも増速回転されるので、動力分配機構16又は第1遊星歯車装置24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
20 ように、本実施例では、上記切換クラッチC0および切換ブレーキB0は、動力分配機構16又は第1遊星歯車装置24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
25 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キャリアCA2、第2遊星歯車P2を介して第2サンギヤS2と噛み合う第2リングギヤR2を備えており、例えば「0.562」程度の所定のギヤ比 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キャリアCA3、第3遊星歯車P3を介して第3サンギヤS3と噛み合う第3リングギヤR3を備えており、例えば「0.425」程度の所定のギヤ比 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キャリアCA4、第4遊星歯車P4を介して第4サンギヤS4と噛み合う第4リングギヤR4を備えており、例えば「0.421」程度の所定のギヤ比 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キャリアCA2は第2ブレーキB2を介してケース12に選択的に連結され、第4リングギヤR4は第3ブレーキB3を介してケース12に選択的に連結され、第2リングギヤR2と第3キャリアCA3と第4キャリアCA4とが一体的に連結されて駆動装置出力軸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C0、第1クラッチC1、第2クラッチC2、切換ブレーキB0、第1ブレーキB1、第2ブレーキB2、および第3ブレーキB3は従来の車両用自動変速機においてよく用いられている油圧式摩擦係合装置であって、

互いに重ねられた複数枚の摩擦板が油圧アクチュエータにより押圧される湿式多板型や、回転するドラムの外周面に巻き付けられた1本または2本のバンドの一端が油圧アクチュエータによって引き締められるバンドブレーキなどにより構成され、それが介装されている両側の部材を選択的に連結するためのものである。

- 5 以上のように構成された駆動装置10では、例えば、図2の係合作動表に示されるように、前記切換クラッチC0、第1クラッチC1、第2クラッチC2、切換ブレーキB0、第1ブレーキB1、第2ブレーキB2、および第3ブレーキB3が選択的に係合作動させられることにより、第1速ギヤ段（第1変速段）乃至第5速ギヤ段（第5変速段）のいずれか或いは後進ギヤ段（後進変速段）或いはニュートラルが選択的に成立させられ、略等比的に変化する変速比 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
- 10 いる。特に、本実施例では動力分配機構16に切換クラッチC0および切換ブレーキB0が備えられており、切換クラッチC0および切換ブレーキB0の何れかが係合作動させられることによって、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
- 15 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10では、切換クラッチC0および切換ブレーキB0の何れかを係合作動させることで定変速状態とされた動力分配機構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C0および切換ブレーキB0の何れも係合作動させないことで無段変速状態とされた動力分配機構16と自動変速機20とで無段変速機が構成される。

- 25 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C0、第1クラッチC1および第3ブレーキB3の係合により、変速比 γ_1 が最大値例えば「3.357」程度である第1速ギヤ段が成立させられ、切換クラッチC0、第1クラッチC1および第2ブレーキB2の係合により、変速比 γ_2 が第1速ギヤ段よりも小さい値例えば「2.180」程度である第2速ギヤ段が成立させられ、切換クラッチC0、第1クラッチC1および第1ブレーキB1の係合により、変速比 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、
 5 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。

10 しかし、駆動装置1 0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、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にされる回転速度すな
 15 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。

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1 6と有
 20 段変速部或いは第2変速部として機能する自動変速機2 0とから構成される駆動装置1 0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2 4、2 6、2 8、3 0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
 25 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1 4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1 8の回転速度を示している。また、動力分配機構1 6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
 ρ_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
5 るとすると、縦線Y2とY3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
10 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 ρ_2 、 ρ_3 、 ρ_4 に応じてそれぞれ定められている。すなわ
15 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 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
20 素)の1つである第1回転要素RE1(第1キャリアCA1)が駆動装置入力軸
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
25 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、駆動装置入力軸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 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。なお、図 4 に示す状態は、第 1 サンギヤ S 1 の回転が負、すなわち、電力を供給して第 1 電動機 M 1 を回転させた状態であり、このように第 1 サンギヤ S 1 の回転が負である状態では、直線 L 0 の傾きが大きくなるので、第 1 リングギヤ R 1 およびそれに連結された伝達部材 1 8 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 M 1 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 1 0 は、後述するように、自動変速機 2 0 が伝達部材 1 8 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 S 1 を負回転とさせなければならない状況が少ない。そのため、自動変速機 2 0 において伝達部材 1 8 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。

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 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 2 速の駆動装置出力軸 2 2 の回転速度が示され、第 1 クラッチ C 1 と第 1 ブレーキ B 1 とが係合させられることにより決まる斜めの直線 L 3 と駆動装置出力軸 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 3 速の駆動装置出力軸 2 2 の回転速度が示され、第 1 クラッチ C 1 と第 2 クラッチ C 2 とが係合させられることにより決まる水平な直線 L 4 と駆動装置出力軸 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 4 速の駆動装置出力軸 2 2 の回転速度が示される。上記第 1 速乃至第 4 速では、切換クラッチ C 0 が係合させられている結果、エンジン回転速度 N_E と同じ回転速度で第 8 回転要素 R E 8 に動力分配機構 1 6 からの動力が入力される。しかし、切換クラッチ C 0 に替えて切換ブレーキ B 0 が係合させられると、動力分配機構 1 6 からの動力がエンジン回転速度 N_E よりも高い回転速度で入力されることから、第 1 クラッチ C 1、第 2 クラッチ C 2、および切換ブレーキ B 0 が係合させられることにより決まる水平な直線 L 5 と駆動装置出力軸 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 5 速の駆動装置出力軸 2 2 の回転速度が示される。また、第 2 クラッチ C 2 と第 3 ブレーキ B 3 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、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、
5 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
10 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
15 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
20 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
25 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 V_1 および判定出力トルク T_1 を示し、二点鎖線が、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。

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プレ

一キ 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 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 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。

5 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
10 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。

15 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。なお、この油圧制御回路 4 2 は、たとえば、自動変速機 2 0 の下部に設けられる。切換制御手段 5 0 は、また、切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 を解放さ
20 せる指令を油圧制御回路 4 2 へ出力すると同時に、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
25 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。

- 5 上記ハイブリッド制御手段52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M1および/または第2電動機M2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M1の発電量を制御する。ハイブリッド制御手段52は、その制御を自動変速機20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が電気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
- 10 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。

- 25 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 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。また、ハイブリッド制御手段 5 2 は、エンジン 8 の停止又はアイドル状態に拘わらず、動力分配機構 1 6 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 5 0、ハイブリッド制御手段 5 2、有段変速制御手段 5 4 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 1 6 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 1 6 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 3 8 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 1 6 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 M 1 が発生すべき電氣的エネルギーすなわちが第 1 電動機 M 1 が伝える電氣的エネルギーの最大値を小さくできて、換言すれば第 1 電動機 M 1 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 M 1 や第 2 電動機 M 2、或いはそれを含む駆動装置 1 0 が一層小型化される。

図 1 0 は手動変速操作装置であるシフト操作装置 4 6 の一例を示す図である。シフト操作装置 4 6 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 4 8 を備えている。そのシフトレバー 4 8 は、例えば図 2 の係合作動表に示されるようにクラッチ C 1 およびクラッチ C 2 のいずれもが係合されないような駆動装置 1 0 内つまり自動変速機 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機 2 0 の駆動装置出力軸 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）」、駆動装置 1 0 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
5 ジ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nbrake効果が得られるエンジnbrake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
10 ジ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
15 「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
0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
20 ジ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」
25 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。

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 γ_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。

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 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 はその駆動装置 10 の第 1 ユニット（第 1 動力伝達部）70 の断面図、図 13 はその駆動装置 10 の第 2 ユニット（第 2 動力伝達部）100 の部分拡大断面図である。

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 1 2 a、および第 2 ユニット 1 0 0 のケースとなる第 2 ケース 1 2 b からなる。そして、上記第 1 ケース 1 2 a に、第 1 電動機 M 1 および動力分配機構（すなわち第 1 歯車装置） 1 6 等が收容され、第 2 ケース 1 2 b に、第 2 電動機 M 2 および自動変速機（すなわち第 2 歯車装置） 2 0 等が收容されている。

5 図 1 2 に示すように、第 1 ケース 1 2 a は、略筒状の外径形状をしており、動力分配機構 1 6 を收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 を收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、本
10 実施例において壁部として機能する第 1 支持壁 7 2 が形成されている。この第 1 支持壁 7 2 は、駆動装置入力軸 1 4 に対して略垂直であり、第 1 支持壁 7 2 によって仕切られることにより、第 1 ケース 1 2 a 内には、エンジン 8 側から順に、第 1 電動機 M 1 を收容する第 1 收容空間 7 4 と、動力分配機構 1 6 を收容する第 2 收容空間 7 6 とが形成されている。そして、第 1 電動機 M 1 は、図左側から第
15 1 收容空間 7 4 に收容され、動力分配機構 1 6 は図右側から第 2 收容空間 7 6 に收容される。

 また、第 1 ケース 1 2 a に、駆動装置入力軸 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 7 8 が形成されることにより、第 1 收容空間 7 4 は径が略一定とされており、その突部 7 8 に外周縁が当接するように、蓋板 8 0 が固
20 定されている。

 第 1 電動機 M 1 は、第 1 ステータ（固定子） 8 2 と、第 1 ロータ（回転子） 8 4 と、その第 1 ロータ 8 4 と一体的に構成された第 1 ロータ支持軸 8 6 とからなる。第 1 ロータ支持軸 8 6 は、一方の端がベアリング 8 8 を介して第 1 支持壁 7 2 に支持され、他方の端がベアリング 9 0 を介して蓋板 8 0 に支持されている。
25 サンギヤ軸 9 2 は、第 1 サンギヤ S 1 と一体的に構成され、第 1 支持壁 7 2 の中央の穴を通して第 1 ロータ支持軸 8 6 の内周まで延びている。このサンギヤ軸 9 2 の第 1 ロータ支持軸 8 6 側の端は、スプライン 9 3 により第 1 ロータ支持軸 8 6 の第 1 支持壁 7 2 側の端に嵌合されているので、サンギヤ軸 9 2 と第 1 ロータ

支持軸 8 6 とは一体回転させられる。

サンギヤ軸 9 2 の内周において前記ベアリング 8 8 の内径側となる位置、第 1 ロータ支持軸 8 6 の内周において前記ベアリング 9 0 の内径側となる位置、および、第 1 サンギヤ S 1 の内周には、それぞれブッシュ 9 7、ベアリング 9 8、
5 およびブッシュ 9 9 が設けられ、前記駆動装置入力軸 1 4 は、上記第 1 ロータ支持軸 8 6 およびサンギヤ軸 9 2 の内周側となる第 1 ケース 1 2 a の軸心において、上記ブッシュ 9 7、ベアリング 9 8、およびブッシュ 9 9 を介してそれら第 1 ロータ支持軸 8 6 およびサンギヤ軸 9 2 に相対回転可能に支持されている。また、
10 駆動装置入力軸 1 4 の一方の端は、第 1 キャリヤ C A 1 と一体的に連結されている。このように、駆動装置入力軸 1 4 は、第 1 キャリヤ C A 1 と一体的に連結されているので、第 1 遊星歯車装置 2 4 の入力軸としても機能する。

第 1 遊星歯車装置 2 4 の第 1 リングギヤ R 1 には、第 2 ユニット 1 0 0 側の端部の内周面に、環状板 9 4 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 9 4 は、駆動装置入力軸 1 4 の軸心に垂直であり、また、その
15 軸心に穴が設けられている。第 1 遊星歯車装置 2 4 の出力軸（すなわち動力分配機構 1 6 の出力軸）9 6 は、第 2 ユニット 1 0 0 側に突き出す筒状の軸部 9 6 a 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、
20 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、第 1 支持壁 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
25 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 2 支持壁 1 0 6 が配置されている。この第 2 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 2 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 2 支持壁 1 0 6 の外周環部 1 0 6 c の外周面は、第 2 ケース 1 2 b の内周面に形成された軸方向に平行な第 1 当接面 1 0 8 に対して当接させられており、ボルト 1 1 8 により固定されていない状態では、外周環部 1 0 6 c の外周面は第 1 当接面 1 0 8 に対して摺動可能となっている。従って、第 2 支持壁 1 0 6 は、圧入することなく、第 2 ケース 1 2 b に嵌め入れることができる。

また、外周環部 1 0 6 c の第 2 電動機 M 2 とは反対側の側面は、上記第 1 当接面 1 0 8 の第 2 電動機 M 2 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 1 2 b に形成された第 1 径方向面 1 0 9 に当接させられている。従って、第 2 支持壁 1 0 6 は、外周環部 1 0 6 c の外周面および側面がそれぞれ第 2 ケース 1 2 b の第 1 当接面 1 0 8 および第 1 径方向面 1 0 9 に当接するように第 2 ケース 1 2 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。前記入力軸 1 0 4 の自動変速機 2 0 側の端は、上記第 2 支持壁 1 0 6 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 2 支持壁 106 の筒部 106a に相対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 112 と、第 2 ロータ 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 116 とからなる。第 2 ステータ 112 は、この第 2 ステータ 112 および前記第 2 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 側の端は、外周面が第 2 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 2 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 の開口側には、本実施例において他の支持壁に相当する第 3 支持壁 122 が配置されている。この第 3 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 3 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 3 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 3 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 3 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 3 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。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3支持壁122には、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が形成されており、この凸部122aの内周面にはベアリング128が当接させられている。第2ロータ支持軸116の前記第2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3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3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、他方の端部に形成されているスプライン132により、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の奥側に收容される部材から順に組み付けられる。そして、第1ユニット70および第2ユニット100をそれぞれ組み立てた後は、第1ユニット70側の部材である出力軸96のスプライン歯96cと、第2ユニット100側の部材である入力軸104のスプライン歯104bとを嵌合（スプライン結合）させることにより、図11に示すような駆動装置10を組み付けることができる。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出力軸96と入力軸104とから構成される。

以上、説明したように、本実施例によれば、第1ユニット70および第2ユニット100をそれぞれ組み立てた後、動力分配機構16の出力軸96と自動変速機20の入力軸104とを結合することにより駆動装置10が組み付けられるので、組み付け作業性が向上する。

特に、本実施例によれば、動力分配機構16の出力軸96と自動変速機20の入力軸104との結合は、スプライン結合であることから、その結合作業が簡単にできる。また、組み付け作業性が一層向上する。

また、本実施例によれば、自動変速機20、第2支持壁106、第2電動機M2の順に配置されており、自動変速機20の入力軸104は、第2支持壁106と第2電動機M2の第2ロータ支持軸116とにより支持されているので、支

持される順に組み付けることが可能となり、組み付け作業性が向上する。

また、本実施例によれば、第2支持壁106の外周面が第2ケース12bの内周面（第1当接面108）に当接させられていることから、第2支持壁106の径方向の位置が高精度に定まる。また、第3支持壁122も第2ケース12b
5 の内周面（第2当接面123）に当接させられていることから、第3支持壁122の径方向の位置が高精度に定まる。そして、第2電動機M2の第2ロータ支持軸116は、その第2支持壁106および第3支持壁122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
10 よび前記第2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。

図14は上記駆動装置10の駆動装置出力軸22部分の断面図である。駆動
15 装置出力軸22の一方の端側には、前記第4サンギヤS4、第4遊星歯車P4、第4キャリアCA4、第4リングギヤR4を備える第4遊星歯車装置30が配置されている。駆動装置出力軸22の第4遊星歯車装置30側の端には、外径が拡張されるとともに、筒状とされた筒部22aが形成されており、この筒部22aの内側に軸方向の穴270が形成されている。また、筒部22aの開口側の端に
20 は、その筒部22aから外径側に突き出すフランジ部22bが形成されている。このフランジ部22bの外周縁に第4キャリアCA4が固定されており、筒部22aの内周に、第4サンギヤS4と一体回転する中間軸272が相対回転可能に嵌め入れられている。また、第4サンギヤS4とフランジ部22bとの間に、スラストベアリング273が介装されている。

25 第4リングギヤR4の外周面には、第3ブレーキB3の複数の摩擦板ディスク274がスプライン嵌合されている。この複数の摩擦板ディスク274の間には、プレッシャープレート276が介装されており、プレッシャープレート276はケース12の内周面にスプライン嵌合されている。ケース12の駆動装置出

力軸 2 2 を収容する部分は、前記プレッシャープレート 2 7 6 がスプライン嵌合された第 1 筒部 1 2 a と、その第 1 筒部 1 2 a の端に外周端が連結されて径方向内側に向かう環状の連結部 1 2 b と、その連結部 1 2 b の内周端に連結されて軸方向の第 1 筒部 1 2 a とは反対側に延びる第 2 筒部 1 2 c とを有している。

- 5 摺動壁 2 7 8 は、上記第 2 筒部 1 2 c と連結部 1 2 b との連結部分から、第 2 筒部 1 2 c とは反対側に且つその第 2 筒部 1 2 c と平行に突き出しており、この摺動壁 2 7 8 と、前記第 1 筒部 1 2 a と、連結部 1 2 b とにより、摩擦板ディスク 2 7 4 側に開口する収容室 2 8 0 が形成される。この収容室 2 8 0 に、ブレーキピストン（すなわちピストン部材） 2 8 2 が、摺動壁 2 7 8 および第 1 筒部
- 10 1 2 a に摺動可能に収容されている。また、摺動壁 2 7 8 の先端部分の外周面（第 1 筒部 1 2 a 側）には、スプリング係止板 2 8 3 が第 4 遊星歯車装置 3 0 側へ移動不能に嵌め合わせられており、そのスプリング係止板 2 8 3 とブレーキピストン 2 8 2 との間に、リターンスプリング 2 8 4 が介装されている。このリターンスプリング 2 8 4 の付勢力に抗してブレーキピストン 2 8 2 が移動させられて、ブレーキピストン 2 8 2 がプレッシャープレート 2 7 6 を押圧すると、プレ
- 15 ッシャープレート 2 7 6 と摩擦板ディスク 2 7 4 とが互いに係合させられて第 4 リングギヤ R 4 が回転停止させられる。

- 駆動装置出力軸 2 2 には、前記穴 2 7 0 と軸心を共通し、且つその穴 2 7 0 に一方の端が開口する軸方向孔 2 8 6 が形成されるとともに、その軸方向孔 2 8
- 20 6 と連通する径方向の第 1 径方向孔 2 8 8 および第 2 径方向孔 2 9 0 が形成されている。第 1 径方向孔 2 8 8 は、軸方向の位置がケース 1 2 の連結部 1 2 b と略一致する位置に形成され、第 2 径方向孔 2 9 0 は、第 1 径方向孔 2 8 8 よりも駆動輪 3 8 側に設けられている。また、これら軸方向孔 2 8 6、第 1 径方向孔 2 8 8 および第 2 径方向孔 2 9 0 は潤滑油の油路として機能するものであり、第 1 径
- 25 方向孔 2 8 8 および第 2 径方向孔 2 9 0 は、いずれも駆動装置出力軸 2 2 の外周面に開口している。

駆動装置出力軸 2 2 には、さらに、第 1 径方向孔 2 8 8 と第 2 径方向孔 2 9 0 との間に段部 2 2 c が形成されている。この段部 2 2 c に、環状のスペーサ部

材 2 9 2 の一方の側面が当接させられている。スペーサ部材 2 9 2 は、外周面および内周面とも軸方向の中央部分が凹んだ形状であり、第 2 径方向孔 2 9 0 は、スペーサ部材 2 9 2 の内周面の凹み部分に対向させられている。

5 支持部材として機能するベアリング 2 9 4 は、スペーサ部材 2 9 2 の上記段部 2 2 c とは反対側に配置されており、駆動装置出力軸 2 2 は、ベアリング 2 9 4 を介してケース 1 2 に回転可能に支持されている。また、ケース 1 2 の第 2 筒部 1 2 c の摺動壁 2 7 8 側およびその摺動壁 2 7 8 の第 2 筒部 1 2 c 側は内径側に肉厚とされている。この肉厚部 2 9 6 には、駆動装置出力軸 2 2 を支持する軸受 2 9 8 が設けられている。

10 上記肉厚部 2 9 6 の内周面には、ベアリング 2 9 4 側の端に、そのベアリング 2 9 4 に対面するように環状溝 3 0 0 が形成されている。また、収容室 2 8 0 の内周面となる摺動壁 2 7 8 の内周面および肉厚部 2 9 6 には、その環状溝 3 0 0 に一方の端が開口することによりベアリング 2 9 4 に対面した軸方向に延びる溝 3 0 2 が形成されている。この溝 3 0 2 の他端も側方に開口しており、スペー
15 サ 3 0 4 は、この溝 3 0 2 の他端の側面 3 0 2 a に当接するように、摺動壁 2 7 8 の内周に嵌め入れられている。なお、この溝 3 0 2 は、少なくとも一条設けられるが、好ましくは、周方向に複数条設けられる。

スラストベアリング 3 0 6 は、このスペーサ 3 0 4 と駆動装置出力軸 2 2 のフランジ部 2 2 b との間に介装されている。従って、第 4 遊星歯車 P 4 の回転によ
20 って第 4 サンギヤ S 4 にスラストベアリング 3 0 6 方向のスラスト力が生じた場合、そのスラスト力は、スラストベアリング 2 7 3、駆動装置出力軸 2 2 のフランジ部 2 2 b、スラストベアリング 3 0 6、およびスペーサ 3 0 4 を介して、溝 3 0 2 の第 4 遊星歯車装置 3 0 側の側面 3 0 2 a に伝達されるので、溝 3 0 2 の側面 3 0 2 a はスラスト力を受ける受け面として機能する。

25 駆動装置出力軸 2 2 の外周面には、第 2 径方向孔 2 9 0 よりも駆動輪 3 8 側に、スプライン歯 3 0 8 が形成されている。なお、このスプライン歯 3 0 8 は、一方の端が前記スペーサ部材 2 9 2 の中央部分（凹み部分）に対向する位置とされている。駆動装置出力軸 2 2 の上記スプライン歯 3 0 8 が形成されている部分

に、フランジ部材の軸部 3 1 0 が圧入されており、このフランジ部材の軸部 3 1 0 の先端面は、ベアリング 2 9 4 の側面に当接させられている。さらに、フランジ部材の軸部 3 1 0 は、それよりも駆動輪 3 8 側において駆動装置出力軸 2 2 に
5 嵌め付けられたロックナット 3 1 2 により、軸方向の駆動輪 3 8 側への移動が阻止されている。

また、スプライン歯 3 0 8 の駆動輪 3 8 側の端面に対向するように、駆動装置出力軸 2 2 の外周面とフランジ部材の軸部 3 1 0 の内周面との間にリップシール 3 1 4 が介装され、ベアリング 2 9 4 よりも駆動輪 3 8 側において、フランジ部材の軸部 3 1 0 の外周面とケース 1 2 の第 2 筒部 1 2 c の内周面との間にも、
10 リップシール 3 1 6 が介装されている。さらに、フランジ部材の軸部 3 1 0 の外周面には、リップシール 3 1 6 よりも駆動輪 3 8 側にダストカバー 3 1 8 が嵌合されている。

このように構成された駆動装置 1 0 においては、駆動装置出力軸 2 2 の軸方向孔 2 8 6 内の潤滑油は、第 2 径方向孔 2 9 0 からスペーサ部材 2 9 2 の中央の
15 凹み部分へ導かれ、さらに、そこから、スプライン歯 3 0 8 を経由してベアリング 2 9 4 の潤滑に供される。そして、ベアリング 2 9 4 の潤滑に供された潤滑油は、そのベアリング 2 9 4 に対面する位置に設けられた環状溝 3 0 0、溝 3 0 2 を経由して、その溝 3 0 2 の第 4 遊星歯車装置 3 0 側の端から排出される。

図 1 5 は、上記駆動装置出力軸 2 2 の軸方向孔 2 8 6 へ潤滑油が導かれる経路を説明するための駆動装置 1 0 の要部断面図である。図 1 5 に示すように、中間軸 2 7 2 の駆動装置出力軸 2 2 とは反対側の端部は、自動変速機 2 0 の入力軸 3 1 9 の端部に相対回転可能に嵌め入れられており、また、その入力軸 3 1 9 は、支持壁 3 2 0 を介してケース 1 2 に相対回転可能に支持されている。この支持壁 3 2 0 内には、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
20 される第 1 潤滑油孔 3 2 2 および第 2 潤滑油孔 3 2 4 が形成されており、第 2 潤滑油孔 3 2 4 の第 1 潤滑油孔 3 2 2 とは反対側の端は、支持壁 3 2 0 の内周面に形成された油溝 3 2 6 と連通している。入力軸 3 1 9 には、この油溝 3 2 6 の第 2 潤滑油孔 3 2 4 側の端部に向けて開口する径方向の油孔 3 2 8 と、一方の端が
25

その油孔 3 2 8 と連通し、他方の端が入力軸 3 1 9 の中間軸 2 7 2 の端に開口する軸方向の油孔 3 3 0 とが形成されている。そして、中間軸 2 7 2 には、軸方向に貫通する貫通孔 3 3 2 が形成されている。

このように構成されているので、図示しないセカンダリレギュレータバルブより支持壁 3 2 0 の第 1 潤滑油孔 3 2 2 へ導入された潤滑油は、その第 1 潤滑油孔 3 2 2 から、第 2 潤滑油孔 3 2 4、油溝 3 2 6、入力軸 3 1 9 の油孔 3 2 8、3 3 0、中間軸 2 7 2 の貫通孔 3 3 2 を順次経由して、駆動装置出力軸 2 2 の軸方向孔 2 8 6 へ供給される。

上述のように、本実施例によれば、収容室 2 8 0 の内周面に形成された溝 3 0 2 の一端が駆動装置出力軸 2 2 を支持するベアリング 2 9 4 に対面する位置とされているので、そのベアリング 2 9 4 を潤滑した潤滑油がその溝 3 0 2 に導かれて排出される。また、その溝 3 0 2 は、ブレーキピストン 2 8 2 を収容する収容室 2 8 0 を形成する摺動壁 2 7 8 に形成されているので、その収容室 2 8 0 については駆動装置 1 0 の軽量化が図られる。

また、本実施例によれば、溝 3 0 2 の第 4 遊星歯車装置 3 0 側の側面 3 0 2 a が、その第 4 遊星歯車装置 3 0 の第 4 サンギヤ S 4 のスラスト力を受ける受け面となっていることから、別途、その第 4 サンギヤ S 4 のスラスト力を受けるための部材を追加する必要がないので、駆動装置 1 0 をより軽量化することが可能となる。

図 1 6 は上記駆動装置 1 0 の要部断面図である。図 1 6 に示すように、駆動装置 1 0 のケース 1 2 は、第 1 電動機 M 1 および動力分配機構 1 6 を収容する第 1 ケース 1 2 a と、第 2 電動機 M 2 および図 1 6 には図示しない自動変速機 2 0 を収容する第 2 ケース 1 2 b とからなる。なお、第 1 ケース 1 2 a と、それに収容される第 1 電動機 M 1 および動力分配機構 1 6 により第 1 ユニット 3 7 0 が構成され、第 2 ケース 1 2 b と、それに収容される第 2 電動機 M 2 および自動変速機 2 0 により第 2 ユニット 4 0 0 が構成される。

第 1 ケース 1 2 a は、略筒状の外形状をしており、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 と一体化された第 1 支持壁 3 7 2 が形成されている。この第 1 支持壁 3 7 2 は、入力軸 1 4 に対して略垂直な円盤状の垂直部 3 7 2 a と、その垂直部 3 7 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 3 7 2 b と、上記垂直部 3 7 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 3 7 2 c とを有しており、筒部 3 7 2 b の軸心には、軸方向に貫通する貫通孔 3 7 3 が形成されている。この第 1 支持壁 3 7 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 を收容するエンジン 8 側の第 1 收容空間 3 7 4 と、動力分配機構 1 6 を收容する第 2 收容空間 3 7 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 收容空間 3 7 4 に收容され、動力分配機構 1 6 は図右側から第 2 收容空間 3 7 6 に收容される。

また、第 1 ケース 1 2 a に、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 3 7 8 が形成されることにより、第 1 收容空間 3 7 4 は径が略一定とされており、その突部 3 7 8 に側面の外周縁が当接するように、蓋板 3 8 0 が第 1 ケース 1 2 a に固定されている。

第 1 電動機 M 1 は、第 1 ステータ（固定子）3 8 2 と、第 1 ロータ（回転子）3 8 4 と、その第 1 ロータ 3 8 4 と一体的に構成された第 1 ロータ支持軸（すなわちロータのハブ）3 8 6 とからなる。前記第 1 支持壁 3 7 2 は支持部材として機能し、第 1 ロータ支持軸 3 8 6 の一方の端は、ベアリング 3 8 8 を介して第 1 ケース 1 2 a の一部である第 1 支持壁 3 7 2 の凸部 3 7 2 c の内周面に回転可能に支持されている。また、第 1 ロータ支持軸 3 8 6 の他方の端は、ベアリング 3 9 0 および第 1 ケース 1 2 a に固定されている蓋板 3 8 0 を介して第 1 ケース 1 2 a に回転可能に支持されている。

第 1 サンギヤ S 1 と一体的に構成されたサンギヤ軸 3 9 2 の一端は、貫通孔 3 7 3 を貫通して、すなわち第 1 支持壁 3 7 2 の筒部 3 7 2 b を貫通して、上記第 1 ロータ支持軸 3 8 6 の第 1 支持壁 3 7 2 側の端の内周まで延びている。前記

入力軸 1 4 は、上記第 1 ロータ支持軸 3 8 6 およびサンギヤ軸 3 9 2 の内周側となる第 1 ケース 1 2 a の軸心において、それら第 1 ロータ支持軸 3 8 6 およびサンギヤ軸 3 9 2 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 A 1 と一体的に連結されているので、図 1 6 には図示しないエンジン 8 の出力は、この入力軸 1 4 を介して第 1 キャリヤ C A 1 に入力される。

第 1 遊星歯車装置 3 2 4 の第 1 リングギヤ R 1 には、第 2 ユニット 4 0 0 側の端部の内周面に、環状板 3 9 4 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 3 9 4 は、入力軸 1 4 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 3 2 4 の出力軸（すなわち動力分配機構 1 6 の出力軸） 3 9 6 は、第 2 ユニット 4 0 0 側に突き出す筒状の軸部 3 9 6 a と、その軸部 3 9 6 a の第 1 遊星歯車装置 3 2 4 側において径方向に突き出すフランジ部 3 9 6 b とを有している。このフランジ部 3 9 6 b が上記環状板 3 9 4 に接合しており、出力軸 3 9 6 と環状板 3 9 4 とは一体回転させられるようになっている。また、切換クラッチ C 0 は、第 1 支持壁 3 7 2 と第 1 遊星歯車装置 3 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 3 2 4 の外周側に配置されている。

第 2 電動機 M 2 は、第 2 ステータ 4 0 2 と、第 2 ロータ 4 0 4 と、その第 2 ロータ 4 0 4 と一体回転する第 2 ロータ支持軸 4 0 6 とを備えている。この第 2 電動機 M 2 よりも第 2 ケース 1 2 b の開口側（第 1 ケース 1 2 a 側）には、第 2 支持壁 4 0 8 が配置されている。この第 2 支持壁 4 0 8 は、ボルト 4 1 0 により第 2 ケース 1 2 b 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貫通孔 4 1 2 が形成されている。また、第 2 支持壁 4 0 8 には、第 2 ステータ 4 0 2 のステータコイル 4 0 2 a よりも内径側にて軸方向の第 2 ロータ 4 0 4 側に突き出す凸部 4 0 8 a が形成されており、この凸部 4 0 8 a の内周面にはベアリング 4 1 4 が当接させられている。

第 2 ロータ支持軸 4 0 6 の一方の端は、上記ベアリング 4 1 4 を介して第 2 支持壁 4 0 8 に支持されている。また、第 2 ロータ支持軸 4 0 6 は、第 2 支持壁 4 0 8 側の端部において、上記ベアリング 4 1 4 の内周側に設けられたベアリング

4.1 6 を介して自動変速機 2 0 の入力軸すなわち変速機入力軸 4 1 8 を支持している。この変速機入力軸 4 1 8 は、貫通孔 4 1 2 を貫通して第 1 ユニット 3 7 0 側へ突き出しており、変速機入力軸 4 1 8 は、貫通孔 4 1 2 と対向する部分において第 1 遊星歯車装置 2 4 の出力軸 3 9 6 とスプライン嵌合されている。なお、
5 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変速機入力軸 4 1 8 および出力軸 3 9 6 から構成される。

また、この変速機入力軸 4 1 8 の第 1 ユニット 3 7 0 側の先端部は、前記入力軸 1 4 の第 2 ユニット 4 0 0 側の端部の内周まで延設されており、入力軸 1 4 の第 2 ユニット 4 0 0 側の端部は、第 1 サンギヤ S 1 の内径側において入力軸 1
10 4 と変速機入力軸 4 1 8 との間に介装された軸受 4 2 0 を介して変速機入力軸 4 1 8 に支持されている。そして、この変速機入力軸 4 1 8 は、ベアリング 4 1 6、第 2 ロータ支持軸 4 0 6、ベアリング 4 1 4 および第 2 支持壁 4 0 8 を介して第 2 ケース 1 2 b に支持されていることから、入力軸 1 4 の第 2 ユニット 4 0 0 側の端部は、それらの部材 4 2 0、4 1 8、4 1 6、4 0 6、4 1 4、4 0 8 を介
15 して第 2 ケース 1 2 b に支持されていることになる。また、入力軸 1 4 は、第 1 ロータ支持軸 3 8 6 の蓋板 3 8 0 側の端部の内周面と入力軸 1 4 との間に介装された軸受 4 2 2 を介して第 1 ロータ支持軸 3 8 6 に支持されており、その第 1 ロータ支持軸 3 8 6 は、ベアリング 3 9 0 および蓋板 3 8 0 を介して第 1 ケース 1 2 a に支持されていることから、入力軸 1 4 は、それらの部材 4 2 2、3 8 6、
20 3 9 0、3 8 0 を介して第 1 ケース 1 2 a にも支持されている。このように入力軸 1 4 は 2 箇所においてケース 1 2 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、入力軸 1 4 の軸心精度が高精度となっている。

図 1 7 は、図 1 6 の動力分配機構 1 6 部分を拡大した図である。第 1 サンギヤ S 1 は、その第 1 サンギヤ S 1 と入力軸 1 4 との間に介装された軸受 4 2 4 を
25 介してその入力軸 1 4 に支持されている。また、第 1 サンギヤ S 1 と一体とされたサンギヤ軸 3 9 2 の他方の端部は、前述のように、第 1 ロータ支持軸 3 8 6 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）4 2 6 により、第 1 ロータ支持軸 3 8 6 とサンギヤ軸 3 9 2 とは一体回転させられるようになっている。

る。また、サンギヤ軸 3 9 2 の上記スプライン嵌合部 4 2 6 における内周面と入力軸 1 4 との間には軸受 4 2 8 が介装されており、その軸受 4 2 8 を介してサンギヤ軸 3 9 2 のスプライン嵌合部 4 2 6 側の端部は入力軸 1 4 に支持されている。従って、第 1 サンギヤ S 1 およびそれと一体的に構成されたサンギヤ軸 3 9 2 は、
5 軸受 4 2 4、4 2 8 を介して入力軸 1 4 に二箇所支持されており、前述のように入力軸 1 4 の軸心精度は高精度であることから、第 1 サンギヤ S 1 およびサンギヤ軸 3 9 2 の軸心精度も高精度に定まる。

切換クラッチ C 0 は、前記第 1 支持壁 3 7 2 の筒部 3 7 2 b に外嵌されるクラッチシリンダ 4 3 0 と、そのクラッチシリンダ 4 3 0 に収容されるクラッチ
10 ピストン 4 3 2 と、そのクラッチピストン 4 3 2 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 4 3 4 および複数の摩擦板ディスク 4 3 6 を有している。上記クラッチシリンダ 4 3 0 は、第 1 支持壁 3 7 2 の垂直部 3 7 2 a に平行な底部 4 3 0 a と、その底部 4 3 0 a の内周端に連結されるとともに、第 1 支持壁 3 7 2 の筒部 3 7 2 b に外嵌される内周側筒部 4 3 0 b と、
15 底部 4 3 0 a の外周端に連結された外周側筒部 4 3 0 c とを有している。そして、このクラッチシリンダ 4 3 0 にクラッチピストン 4 3 2 が収容されることにより、クラッチシリンダ 4 3 0 の底部 4 3 0 a とクラッチピストン 4 3 2 との間に油室 4 3 5 が形成されている。

サンギヤ軸 3 9 2 には、上記クラッチシリンダ 4 3 0 の内周側筒部 4 3 0 b に向けて径方向に突き出し、その外周端が第 1 サンギヤ S 1 よりも径方向外側となるように径方向突起部 3 9 2 a が形成されており、切換クラッチ C 0 の一部であるクラッチシリンダ 4 3 0 の内周側筒部 4 3 0 b の内周端とサンギヤ軸 3 9 2 の径方向突起部 3 9 2 a の外周端とは溶接部 4 3 7 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 3 9 2 に一体的に構成された第 1 サンギヤ S
20 1 とクラッチシリンダ 4 3 0 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 S 1 およびサンギヤ軸 3 9 2 の軸心精度は高精度に定まっていることから、クラッチシリンダ 4 3 0 の軸心精度も高精度に定まる。また、溶接によりクラッチシリンダ 4 3 0 とサンギヤ軸 3 9 2 とが連結されていることから、スプラ

イン嵌合により両部材を連結する場合よりも連結部分の軸方向寸法が短くなるとともに、スプライン嵌合により連結される場合のような径方向のがたつきもない。

また、上記サンギヤ軸 3 9 2 の径方向突起部 3 9 2 a の側面と、それに対向する第 1 支持壁 3 7 2 の筒部 3 7 2 b の端面との間にはスラストベアリング 4 3 8 が設けられており、第 1 サンギヤ S 1 の第 1 電動機 M 1 方向のスラスト力がこのスラストベアリング 4 3 8 を介して第 1 支持壁 3 7 2 によって受けられ、また、サンギヤ軸 3 9 2 と第 1 ロータ支持軸 3 8 6 との間はスプライン 4 2 6 によって嵌合されているので、第 1 サンギヤ S 1 の第 1 電動機 M 1 方向のスラスト力は、第 1 ロータ支持軸 3 8 6 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 S 1 のスラスト力は、第 1 サンギヤ S 1 の側面と第 1 キャリヤ C A 1 の側面との間に設けられたスラストベアリング 4 3 9 を介して、第 1 キャリヤ C A 1 と一体化された入力軸 1 4 によって受けられる。

前記複数のプレッシャープレート 4 3 4 は、クラッチシリンダ 4 3 0 の外周側筒部 4 3 0 c 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 4 3 0 c の内周面には、最もクラッチシリンダ 4 3 0 の開口側のプレッシャープレート 4 3 4 よりもさらにその開口側に、スナップリング 4 4 0 が固定されている。一方、複数のプレッシャープレート 4 3 4 の間に介装されている複数の摩擦板ディスク 4 3 6 は、第 1 キャリヤ C A 1 の外周端に連結されてクラッチピストン 4 3 2 側へ軸方向に平行に突き出すクラッチハブ 4 4 1 の外周面にスプライン嵌合されている。さらに、クラッチシリンダ 4 3 0 の内周側筒部 4 3 0 b の外周面であって、上記クラッチハブ 4 4 1 の内径側となるクラッチシリンダ 4 3 0 の開口側端部には、径方向に延出するスプリング係止板 4 4 2 が軸方向の第 1 遊星歯車装置 2 4 側へ移動不能に設けられており、そのスプリング係止板 4 4 2 とクラッチピストン 4 3 2 との間にリターンスプリング 4 4 4 が介装されている。

上記のように構成された切換クラッチ C 0 の油室 4 3 5 へ作動油を供給するための油路が前記第 1 支持壁 3 7 2 に形成されている。すなわち、第 1 支持壁 3 7 2 の垂直部 3 7 2 a には第 1 径方向油路 4 4 6 が形成されており、第 1 支持壁 3 7 2 の筒部 3 7 2 b には、その第 1 径方向油路 4 4 6 に一方の端が連通する軸

方向油路 4 4 8 およびその軸方向油路 4 4 8 に一方の端が連通するとともに他方の端が筒部 3 7 2 b の外周面に開口する第 2 径方向油路 4 5 0 が形成されている。また、クラッチシリンダ 4 3 0 の内周側筒部 4 3 0 b には、上記第 2 径方向油路 4 5 0 と油室 4 3 5 とを連通する第 3 径方向油路 4 5 2 が形成されている。なお、
5 本実施例では、サンギヤ軸 3 9 2 を、第 1 支持壁 3 7 2 の筒部 3 7 2 b を貫通してその筒部 3 7 2 b から第 1 サンギヤ S 1 と反対側に突き出すように構成し、その筒部 3 7 2 b に隣接して配置されているベアリング 3 8 8 の内径側においてサンギヤ軸 3 9 2 と第 1 ロータ支持軸 3 8 6 とがスプライン 4 2 6 により嵌合されるようにしたことから、第 1 ロータ支持軸 3 8 6 を筒部 3 7 2 b の内径側まで延
10 設し、筒部 3 7 2 b の内径側で第 1 ロータ支持軸 3 8 6 とサンギヤ軸 3 9 2 とを嵌合する場合に比較して、筒部 3 7 2 b 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、上記軸方向油路 4 4 8 および第 2 径方向油路 4 5 0 の形成が比較的容易となる。

ブレーキハブ 4 5 6 は、上記クラッチシリンダ 4 3 0 の外周側筒部 4 3 0 c
15 の外周に嵌合された内周側筒部 4 5 6 a と、その内周側筒部 4 5 6 a の第 1 支持壁 3 7 2 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 4 5 6 b と、その連結部 4 5 6 b の外周端に一方の端が連結されて軸方向の内周側筒部 4 5 6 a とは反対側へ延びる外周側筒部 4 5 6 c とからなり、内周側筒部 4 5 6 a がクラッチシリンダ 4 3 0 の外周側筒部 4 3 0 c に溶接されることにより、
20 ブレーキハブ 4 5 6 はその位置が定まるとともにクラッチシリンダ 4 3 0 と一体回転させられる。

切換ブレーキ B 0 は、上記ブレーキハブ 4 5 6 と、第 1 ケース 1 2 a に内嵌めされるブレーキシリンダ 4 5 8 と、そのブレーキシリンダ 4 5 8 に収容されるブレーキピストン 4 6 0 と、そのブレーキピストン 4 6 0 に押圧されることにより
25 り互いに係合させられる複数のプレッシャープレート 4 6 2 および摩擦板ディスク 4 6 4 とを有している。

第 1 支持壁 3 7 2 の垂直部 3 7 2 a の外周端部は、切換ブレーキ B 0 側へ延びる肉厚形状となっており、第 1 ケース 1 2 a の内周面には、第 1 支持壁 3 7 2

の垂直部 3 7 2 a の切換ブレーキ B 0 側の端面からブレーキシリンダ 4 5 8 の第 1 支持壁 3 7 2 側の端面にかけてスプライン歯 4 6 6 が形成されている。このスプライン歯 4 6 6 に、複数のプレッシャープレート 4 6 2 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 4 6 2 のうちの最も第 1 支持壁 5 3 7 2 側の内向プレッシャープレート 4 6 2 と、第 1 支持壁 3 7 2 との間には、筒状のスペーサ部材 4 6 8 が介装されている。一方、複数の摩擦板ディスク 4 6 4 は、ブレーキハブ 4 5 6 の外周側筒部 4 5 6 c の外周面にスプライン嵌合されている。

前記ブレーキシリンダ 4 5 8 は、スプライン歯 4 6 6 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 1 2 a に固定されたスナップリング 4 7 0 により禁止されている。ブレーキシリンダ 4 5 8 の開口端には、その開口側へ突き出すスプリング係止板 4 7 2 が軸方向の第 1 支持壁 3 7 2 側へ移動不能に設けられており、そのスプリング係止板 4 7 2 とブレーキピストン 4 6 0 との間にリターンスプリング 4 7 4 が 15 介装されている。

上述のように、本実施例によれば、エンジン 8 の出力を第 1 電動機 M 1 および伝達部材 1 8 へ分配する動力分配機構 1 6 には、その動力分配機構 1 6 を差動作用が作動可能な差動状態例えば変速比が連続的变化可能な電気的な無段変速機として作動可能な無段変速状態と、差動作用が不能な非差動状態例えば定変速比 20 を有する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制限装置としての切換クラッチ C 0 および切換ブレーキ B 0 が設けられていることから、多様な動力伝達状態が可能となる。加えて、エンジン 8 の高出力域では動力分配機構 1 6 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 M 1 が発生すべき電気的エネルギーすなわちが第 1 電動機 M 1 が伝える電気的エネルギーの最大値を小さくできて、 25 換言すれば第 1 電動機 M 1 の保障すべき電気的反力を小さくできてその第 1 電動機 M 1 や第 2 電動機 M 2 が小型化される。

また、第1ロータ支持軸386がケース12に支持され、その第1ロータ支持軸386に入力軸14が支持され、その入力軸14に第1サンギヤS1が支持され、その第1サンギヤS1にクラッチシリンダ430が一体的に構成されているので、切換クラッチC0の径方向の位置が定まって、その切換クラッチC0の支持精度が向上する。

また、本実施例によれば、第1ロータ支持軸386とサンギヤ軸392とがスプライン嵌合により一体回転するように構成されていることから、その第1ロータ支持軸386とサンギヤ軸392との結合が容易となるとともに、第1サンギヤS1からのスラスト力が第1ロータ384に伝達されることを抑制でき、また、第1ロータ支持軸386とサンギヤ軸392とのスプライン嵌合部426が、第1ロータ支持軸386の内径側に位置されていることから、駆動装置10の軸方向寸法が短くなる。

図18および図19は、それぞれ、上記駆動装置10の要部断面図である。まず、図18に示す部分の概略構成を説明する。図18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18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640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および自動変速機20により第2ユニット570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572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640側の部材であり、変速機入力軸572は第2ユニット570側の部材である。

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642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 5 7 4 により第 2 ケース 1 2 b に固定された第 2 支持壁 5 7 6 が設けられている。

次に、図 1 9 を詳しく説明する。図 1 9 に示すように、第 2 電動機 M 2 の前記第 1 電動機 M 1 とは反対側（図右側）には、第 3 支持壁 5 7 8 が配置されており、その第 3 支持壁 5 7 8 に対して第 2 電動機 M 2 とは反対側に、自動変速機 2 0 が配置されている。また、変速機入力軸 5 7 2 の前記差動機構入力軸 1 4 とは反対側の端部には、その差動機構入力軸 1 4 および変速機入力軸 5 7 2 と同一軸線上に配置された中間軸 5 8 0 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 5 8 0 の図示しない他端は、図 1 9 には図示しない駆動装置出力軸 2 2 と連結されている。

上記第 3 支持壁 5 7 8 は、軸方向に延び、軸心を変速機入力軸 5 7 2 と同じくする内周側筒部 5 7 8 a と、内周端がその内周側筒部 5 7 8 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 5 7 8 b と、その連結部 5 7 8 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側筒部 5 7 8 c と、連結部 5 7 8 b の第 2 電動機 M 2 側の側面の内周側部分からその第 2 電動機 M 2 側へ突き出す凸部 5 7 8 d とから構成されている。また、この第 3 支持壁 5 7 8 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 3 支持壁 5 7 8 の外周側筒部 5 7 8 c の外周面は、第 2 ケース 1 2 b の内周面に形成された軸方向に平行な第 1 当接面 5 8 2 に当接させられており、ボルト 5 8 4 により第 2 ケース 1 2 b に固定されていない状態では、外周側筒部 5 7 8 c の外周面は第 1 当接面 5 8 2 に対して摺動可能となっている。従って、第 3 支持壁 5 7 8 は、圧入することなく、第 2 ケース 1 2 b に嵌め入れることができる。この第 3 支持壁 5 7 8 は、第 2 ケース 1 2 b 内に、中間軸 5 8 0、自動変速機 2 0 を構成する各部材、および変速機入力軸 5 7 2 を組み付けた後、第 2 ケース 1 2 b に嵌め入れられる。次いで、第 2 電動機 M 2 のステータ 5 8 5 とともに前記ボルト 5 8 4 によって第 2 ケース 1 2 b に固定される。

また、外周側筒部 5 7 8 c の第 2 電動機 M 2 とは反対側の側面は、上記第 1 当接面 5 8 2 の第 2 電動機 M 2 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 1 2 b に形成された第 1 径方向面 5 8 6 に当接させられている。従って、第 3 支持壁 5 7 8 は、外周側筒部 5 7 8 c の外周面および側面がそれぞれ第 2 ケース 1 2 b の第 1 当接面 5 8 2 および第 1 径方向面 5 8 6 に当接するように第 2 ケース 1 2 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。変速機入力軸 5 7 2 の中間軸 5 8 0 側の端は、上記第 3 支持壁 5 7 8 の内周側筒部 5 7 8 a の内周において第 2 電動機 M 2 とは反対側の端部に設けられたベアリング 5 8 8 を介して、その第 3 支持壁 5 7 8 の内周側筒部 5 7 8 a に
10 相対回転可能に支持されている。また、内周側筒部 5 7 8 a の内周には、インナースリーブ 5 8 9 が嵌め入れられている。

第 2 電動機 M 2 のロータ支持軸 5 9 0 の第 3 支持壁 5 7 8 側の端は、前記第 3 支持壁 5 7 8 の凸部 5 7 8 d の内周に設けられたベアリング 5 9 2 を介して、第 3 支持壁 5 7 8 に支持されている。このロータ支持軸 5 9 0 と変速機入力軸 5
15 7 2 とは、スプライン 5 9 3 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 M 2 のステータ 5 8 5 は、前記第 3 支持壁 5 7 8 の外周側筒部 5 7 8 c 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 1 2 b との間に第 3 支持壁 5 7 8 の外周側筒部 5 7 8 c 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 5 7 8 の外周側筒部 5 7 8 c
20 は、ステータ 5 8 5 と第 2 ケース 1 2 b との間のスペーサとして機能しており、第 3 支持壁 5 7 8 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 5 8 5 および第 3 支持壁 5 7 8 は、ステータ 5 8 5 および第 3 支持壁 5 7 8 の外周側筒部 5 7 8 c を軸方向に貫通して第 2 ケース 1 2 b に螺合されている前記ボルト 5 8 4 により、第 2 ケース 1 2 b に共締めされている。
25 従って、ステータ 5 8 5 および第 3 支持壁 5 7 8 を別々のボルトで第 2 ケース 1 2 b 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 1 0 の径方向寸法の増大を抑制できる。

上記第3支持壁578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594、第1-2油路596、第1-3油路598、第1-4油路600が形成されており、第1-1油路594は連結部578b内において径方向に設けられて一方の端が第1-2油路596の一方の端と連通させられ、第1-2油路596の他方の端は第1-3油路598の一方の端と連通させられ、第1-3油路598は内周側筒部578aの内周面に軸方向に平行に形成され、第1-4油路600は径方向に形成されて、一方の端が第1-3油路598の第1-2油路596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578aの外周面に開口している。

内周側筒部578aの外周にはアウタースリーブ602が圧入されており、そのアウタースリーブ602の外周には第2クラッチC2のクラッチシリンダ604が外嵌されており、アウタースリーブ602の前記連結部578bとは反対側の端部の外周面とクラッチシリンダ604との間にはブッシュ606が介装されている。また、クラッチシリンダ604にはクラッチピストン608が収容されており、クラッチピストン608とクラッチシリンダ604との間に油室610が形成されている。

上記アウタースリーブ602には、そのアウタースリーブ602を径方向に貫通し前記第1-4油路600と連通する油孔612が形成されている。そして、第1-1油路594、第1-2油路596、第1-3油路598、第1-4油路600を経由して上記油孔612へ供給された潤滑油は、クラッチシリンダ604に設けられた図示しない油孔をさらに経由して、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602には、油室610に作動油を供給するための油溝614も形成されている。この油溝614は、前記第1油路594、596、598、600とは別に作動油流路として第3支持壁578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604には、上記油溝614と油室610とを連通する油孔616が形成されている。

前記インナースリーブ589は、第1-3油路598を覆うように第3支持壁578の内周側筒部578aに嵌め入れられており、そのインナースリーブ589には、第1-3油路598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589を径方向に貫通する油孔617が形成されている。

- 5 変速機入力軸572には、潤滑油路としての第2-1油路618、第2-2油路620、第2-3油路622、第2-4油路623、第2-5油路624（図18参照）、第2-6油路625が形成されている。第2-1油路618は、径方向に形成されて、前記インナースリーブ589に形成された油孔617を介して第1-3油路598と連通している。第2-2油路620は、軸方向に形成されて、一方の端がその第2-1油路618と連通させられるとともに他方の端が変速機入力軸572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620には、前記第1-1油路594、第1-2油路596、第1-3油路598、油孔617、および上記第2-1油路618を順次経由して潤滑油が供給される。第2-3油路622は、軸方向に形成されて、一方の端が第2-1油路618と連通させられるとともに他方の端が変速機入力軸572の中間軸580側の端面に開口している。第2-4油路623は、径方向に形成されて、一方の端が第2-2油路620と連通させられるとともに他方の端が変速機入力軸572の外周面の前記スプライン593が形成されている部分に開口している。上記第2-2油路620を経由してこの第2-4油路623に供給された潤滑油は、スプライン593を通して、その外周側に配置されているベアリング592を潤滑する。なお、上記第2-1油路618の軸方向両側には、変速機入力軸572の外周面にシールリング626が嵌め付けられているが、変速機入力軸572に嵌め付けられているシールリング626の径は比較的小さいので、変速機入力軸572の回転の際に生じるシールリング626の摩擦による引きずり損失は比較的小さい。
- 10
15
20
25

また、変速機入力軸572には、それら第2油路618、620、622、623、624、625すなわち潤滑油路とは別に、第1作動油路627および第2作動油路628等の作動油路も形成されている。上記第1作動油路627は、

前記第 2 - 3 油路 6 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 6 2 2 と同様に変速機入力軸 5 7 2 の中間軸 5 8 0 側の端面に開口している。従って、第 2 - 3 油路 6 2 2 と第 1 作動油路 6 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 6 2 7 の開口端はボール 6 2 9 が嵌め入れ
5 られることにより、シールされている。第 2 作動油路 6 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 6 3 0 の背面に形成された油室 6 3 2 に開口している。

変速機入力軸 5 7 2 に相対回転可能に嵌め入れられている中間軸 5 8 0 には、一方の端が第 2 - 3 油路 6 2 2 の開口と対向するように軸方向潤滑油路 6 3 4 が
10 形成されるとともに、その軸方向潤滑油路 6 3 4 と中間軸 5 8 0 の外周面とを連通する径方向潤滑油路 6 3 6 が複数形成されている。そして、前記第 1 - 1 油路 5 9 4、第 1 - 2 油路 5 9 6、第 1 - 3 油路 5 9 8、油孔 6 1 7、第 2 - 1 油路 6 1 8、第 2 - 3 油路 6 2 2、軸方向潤滑油路 6 3 4、および複数の径方向潤滑油路 6 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。

15 続いて、図 1 8 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
20 ケース 1 2 a と一体化されて前記第 1 支持壁 6 4 2 が形成されている。この第 1 支持壁 6 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 6 4 2 a と、その垂直部 6 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 6 4 2 b と、上記垂直部 6 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 6 4 2 c とを有しており、
25 筒部 6 4 2 b の軸心には、軸方向に貫通する貫通孔 6 4 3 が形成されている。この第 1 支持壁 6 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 收容空間 6 4 4 と、動力分配機構 1 6 を収容する第 2 收容空間 6 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收容空間644に收容され、動力分配機構16は図右側から第2收容空間646に收容される。

また、第1ケース12aに、差動機構入力軸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648が形成されることにより、第1收容空間644は径が略一定とされており、その突部648に側面の外周縁が当接するように、蓋板650が第1ケース12aに固定されている。

第1電動機M1は、ステータ（固定子）652と、ロータ（回転子）654と、そのロータ654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）656とからなる。前記第1支持壁642は支持部材として機能し、ロータ支持軸656の一方の端は、ベアリング658を介して第1ケース12aの一部である第1支持壁642の凸部642c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656の他方の端は、第3支持手段として機能するベアリング660および第1ケース12aに固定されている蓋板650を介して第1ケース12aに回転可能に支持されている。

第1サンギヤS1と一体的に構成されたサンギヤ軸662の一端は、前記貫通孔643を貫通して、すなわち第1支持壁642の筒部642bを貫通して、上記ロータ支持軸656の第1支持壁642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656およびサンギヤ軸662の内周側となる第1ケース12aの軸心において、それらロータ支持軸656およびサンギヤ軸662に対して相対回転可能とされ、また、一方の端は、第1キャリアCA1と一体的に連結されているので、図18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キャリアCA1に入力される。

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570側の端部の内周面に、環状板664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664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）666は、第2ユニット570側に突き出す筒状の軸部666aと、その軸部666a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 6 6 6 b とを有している。このフランジ部 6 6 6 b が上記環状板 6 6 4 に接合しており、出力軸 6 6 6 と環状板 6 6 4 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 6 6 6 が図 1 の伝達部材 1 8 に相当する。また、切換クラッチ C 0 は、第 1 支持壁 6 4 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。

第 2 電動機 M 2 は、前記ステータ 5 8 5 と、ロータ 6 6 8 と、そのロータ 6 6 8 と一体回転する前記ロータ支持軸 5 9 0 とを備えている。この第 2 電動機 M 2 よりも第 2 ケース 1 2 b の開口側（第 1 ケース 1 2 a 側）に配置されている前記第 2 支持壁 5 7 6 の径方向の中心には、軸方向に貫通する貫通孔 6 7 2 が形成されている。また、第 2 支持壁 5 7 6 には、ステータ 5 8 5 のステータコイル 5 8 5 a よりも内径側にて軸方向のロータ 6 6 8 側に突き出す凸部 5 7 6 a が形成されており、この凸部 5 7 6 a の内周面にはベアリング 6 7 4 が当接させられている。

上記第 2 支持壁 5 7 6 も第 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 2 支持壁 5 7 6 の外周面は、第 2 ケース 1 2 b の内周面において前記第 1 当接面 5 8 2 よりも第 2 ケース 1 2 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 6 7 6 に当接させられており、前記ボルト 5 7 4 により固定されていない状態では、第 2 支持壁 5 7 6 の外周面は上記第 2 当接面 6 7 6 に対して摺動可能となっている。また、第 2 支持壁 5 7 6 の第 2 電動機 M 2 側の側面の外周端は、上記第 2 当接面 6 7 6 の第 2 電動機 M 2 側の端から径方向内側に向かうように第 2 ケース 1 2 b に形成された第 2 径方向面 6 7 8 に当接させられている。従って、第 2 支持壁 5 7 6 も、その外周面および側面がそれぞれ第 2 ケース 1 2 b の第 2 当接面 6 7 6 および第 2 径方向面 6 7 8 に当接するように第 2 ケース 1 2 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。

ロータ支持軸 5 9 0 の一方の端は、上記ベアリング 6 7 4 を介して第 2 支持壁 5 7 6 に支持されている。また、ロータ支持軸 5 9 0 は、第 2 支持壁 5 7 6 側の端部において、上記ベアリング 6 7 4 の内周側に設けられ、第 4 支持手段とし

て機能するベアリング 680 を介して変速機入力軸 572 を支持している。すなわち、変速機入力軸 572 の第 2 支持壁 576 側の端部は、ベアリング 680、ロータ支持軸 590、ベアリング 674 を介して第 2 支持壁 576 に支持されており、前述のように第 2 支持壁 576 の径方向位置は精度良く定まっているので、
5 変速機入力軸 572 の第 2 支持壁 576 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 572 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 578 に支持されているので、変速機入力軸 572 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 572 の軸心は精度良く定まる。

10 上記変速機入力軸 572 は、前記貫通孔 672 を貫通して第 1 ユニット 640 側へ突き出しており、変速機入力軸 572 は、貫通孔 672 と対向する部分において第 1 遊星歯車装置 24 の出力軸 666 とスプライン嵌合されている。上記出力軸 666 は図 1 の伝達部材 18 として機能していることから、本実施例では変速機入力軸 572 が第 2 入力軸として機能している。前記第 2-5 油路 624
15 は、径方向に形成されて、一方の端が前記第 2-2 油路 620 と連通させられるとともに他方の端が変速機入力軸 572 の外周面の上記ベアリング 680 が配置されている位置に形成されている。第 2-2 油路 620 を経由してこの第 2-5 油路 624 に供給された潤滑油は、上記ベアリング 680 やそれよりも径方向外側に配置されたベアリング 674 に供給される。

20 また、この変速機入力軸 572 の第 1 ユニット 640 側の端部は、前記差動機構入力軸 14 の第 2 ユニット 570 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 570 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 572 との間に介装され、第 2 支持手段として機能するブッシュ 681 を介して変速機入力軸 572 に支持されている。
25 そして、この変速機入力軸 572 は、ベアリング 680、ロータ支持軸 590、ベアリング 674 および第 2 支持壁 576 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 570 側の端部は、それらの部材 681、572、680、590、674、576 を介して第 2 ケース 1

2 bに支持されていることになる。また、差動機構入力軸 1 4 は、ロータ支持軸 6 5 6 の蓋板 6 5 0 側の端部（すなわち変速機入力軸 5 7 2 側とは反対側の端部）の内周面と差動機構入力軸 1 4 との間に介装され、第 1 支持手段として機能するベアリング 6 8 2 を介してロータ支持軸 6 5 6 に支持されており、そのロータ支持軸 6 5 6 は、ベアリング 6 6 0 および蓋板 6 5 0 を介して第 1 ケース 1 2 a に支持されていることから、差動機構入力軸 1 4 は、それらの部材 6 8 2、6 5 6、6 6 0、6 5 0 を介して第 1 ケース 1 2 a にも支持されている。このように差動機構入力軸 1 4 は 2 箇所においてケース 1 2 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 1 4 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 1 4 は、一方の端が変速機入力軸 5 7 2 によって支持されていることから、差動機構入力軸 1 4 の軸心と変速機入力軸 5 7 2 の軸心とは精度良く一致する。

上記差動機構入力軸 1 4 には、その軸心に、一方の端が前記変速機入力軸 5 7 2 に形成された第 2-2 油路 6 2 0 に向けて開口する第 3-1 油路 6 8 3、および、径方向に形成されて、一方の端がその第 3-1 油路 6 8 3 と連通させられるとともに他方の端が差動機構入力軸 1 4 の外周面の上記ベアリング 6 8 2 が外嵌されている部分に開口する第 3-2 油路 6 8 4 が形成されている。上記第 3-1 油路 6 8 3 には第 2-2 油路 6 2 0 から潤滑油が供給され、その第 3-1 油路 6 8 3 から第 3-2 油路 6 8 4 へ供給された潤滑油は、ベアリング 6 8 2、6 6 0 を潤滑する。なお、前記ブッシュ 6 8 1 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 6 2 0 から第 3-1 油路 6 8 3 へ十分に潤滑油が導かれる。

図 2 0 は、図 1 8 の動力分配機構 1 6 部分を拡大した図である。第 1 サンギヤ S 1 は、その第 1 サンギヤ S 1 と差動機構入力軸 1 4 との間に介装されたブッシュ 6 8 6 を介してその差動機構入力軸 1 4 に支持されている。また、第 1 サンギヤ S 1 と一体とされたサンギヤ軸 6 6 2 の他方の端部は、前述のように、ロータ支持軸 6 5 6 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）6 8 8 により、ロータ支持軸 6 5 6 とサンギヤ軸 6 6 2 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 6 6 2 の上記スプライン嵌合部 6 8 8 における内周面と差動機構入力軸 1 4 との間にはブッシュ 6 9 0 が介装されており、そのブッシュ 6 9 0 を介してサンギヤ軸 6 6 2 のスプライン嵌合部 6 8 8 側の端部は差動機構入力軸 1 4 に支持されている。従って、第 1 サンギヤ S 1 およびそれ
5 と一体的に構成されたサンギヤ軸 6 6 2 は、ブッシュ 6 8 6、6 9 0 を介して差動機構入力軸 1 4 に二箇所支持されており、前述のように差動機構入力軸 1 4 の軸心精度は高精度であることから、第 1 サンギヤ S 1 およびサンギヤ軸 6 6 2 の軸心精度も高精度に定まる。

切換クラッチ C 0 は、前記第 1 支持壁 6 4 2 の筒部 6 4 2 b に外嵌される
10 クラッチシリンダ 6 9 2 と、そのクラッチシリンダ 6 9 2 に収容されるクラッチピストン 6 9 4 と、そのクラッチピストン 6 9 4 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 6 9 6 および複数の摩擦板ディスク 6 9 8 を有している。上記クラッチシリンダ 6 9 2 は、第 1 支持壁 6 4 2 の垂直部 6 4 2 a に平行な底部 6 9 2 a と、その底部 6 9 2 a の内周端に連結されると
15 とともに、第 1 支持壁 6 4 2 の筒部 6 4 2 b に外嵌される内周側筒部 6 9 2 b と、底部 6 9 2 a の外周端に連結された外周側筒部 6 9 2 c とを有している。そして、このクラッチシリンダ 6 9 2 にクラッチピストン 6 9 4 が収容されることにより、クラッチシリンダ 6 9 2 の底部 6 9 2 a とクラッチピストン 6 9 4 との間に油室 7 0 0 が形成されている。

20 サンギヤ軸 6 6 2 には、上記クラッチシリンダ 6 9 2 の内周側筒部 6 9 2 b に向けて径方向に突き出し、その外周端が第 1 サンギヤ S 1 よりも径方向外側となるように径方向突起部 6 6 2 a が形成されており、切換クラッチ C 0 の一部であるクラッチシリンダ 6 9 2 の内周側筒部 6 9 2 b の内周端とサンギヤ軸 6 6 2 の径方向突起部 6 6 2 a の外周端とは溶接部 7 0 2 において互いに接合（連結）
25 されている。これにより、サンギヤ軸 6 6 2 に一体的に構成された第 1 サンギヤ S 1 とクラッチシリンダ 6 9 2 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 S 1 およびサンギヤ軸 6 6 2 の軸心精度は高精度に定まっていることから、クラッチシリンダ 6 9 2 の軸心精度も高精度に定まる。

また、上記サンギヤ軸 6 6 2 の径方向突起部 6 6 2 a の側面と、それに対向する第 1 支持壁 6 4 2 の筒部 6 4 2 b の端面との間にはスラストベアリング 7 0 4 が設けられており、第 1 サンギヤ S 1 の第 1 電動機 M 1 方向のスラスト力がこのスラストベアリング 7 0 4 を介して第 1 支持壁 6 4 2 によって受けられ、また、
5 サンギヤ軸 6 6 2 とロータ支持軸 6 5 6 との間はスプライン 6 8 8 によって嵌合されているので、第 1 サンギヤ S 1 の第 1 電動機 M 1 方向のスラスト力は、ロータ支持軸 6 5 6 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 S 1 のスラスト力は、第 1 サンギヤ S 1 の側面と第 1 キャリヤ C A 1 の側面との間に設けられたスラストベアリング 7 0 6 を介して、第 1 キャリヤ C A 1 と一
10 体化された差動機構入力軸 1 4 によって受けられる。

前記複数のプレッシャープレート 6 9 6 は、クラッチシリンダ 6 9 2 の外周側筒部 6 9 2 c 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 6 9 2 c の内周面には、最もクラッチシリンダ 6 9 2 の開口側のプレッシャープレート 6 9 6 よりもさらにその開口側に、スナップリング 7 0 8 が固定されている。
15 一方、複数のプレッシャープレート 6 9 6 の間に介装されている複数の摩擦板ディスク 6 9 8 は、第 1 キャリヤ C A 1 の外周端に連結されてクラッチピストン 6 9 4 側へ軸方向に平行に突き出すクラッチハブ 7 1 0 の外周面にスプライン嵌合されている。さらに、クラッチシリンダ 6 9 2 の内周側筒部 6 9 2 b の外周面であって、上記クラッチハブ 7 1 0 の内径側となるクラッチシリンダ 6 9 2 の開口
20 側端部には、径方向に突き出すスプリング係止板 7 1 2 が軸方向の第 1 遊星歯車装置 2 4 側へ移動不能に設けられており、そのスプリング係止板 7 1 2 とクラッチピストン 6 9 4 との間にリターンスプリング 7 1 4 が介装されている。

上記のように構成された切換クラッチ C 0 の油室 7 0 0 へ作動油を供給するための油路が前記第 1 支持壁 6 4 2 に形成されている。すなわち、第 1 支持壁 6
25 4 2 の垂直部 6 4 2 a には第 1 径方向油孔 7 1 6 が形成されており、第 1 支持壁 6 4 2 の筒部 6 4 2 b には、その第 1 径方向油孔 7 1 6 に一方の端が連通する軸方向油孔 7 1 8 およびその軸方向油孔 7 1 8 に一方の端が連通するとともに他方の端が筒部 6 4 2 b の外周面に開口する第 2 径方向油路 7 2 0 が形成されている。

また、クラッチシリンダ 6 9 2 の内周側筒部 6 9 2 b には、上記第 2 径方向油路 7 2 0 と油室 7 0 0 とを連通する第 3 径方向油孔 7 2 2 が形成されている。なお、本実施例では、サンギヤ軸 6 6 2 を、第 1 支持壁 6 4 2 の筒部 6 4 2 b を貫通してその筒部 6 4 2 b から第 1 サンギヤ S 1 と反対側に突き出すように構成し、その筒部 6 4 2 b に隣接して配置されているベアリング 6 5 8 の内径側においてサンギヤ軸 6 6 2 とロータ支持軸 6 5 6 とがスプライン 6 8 8 により嵌合されるようにしたことから、ロータ支持軸 6 5 6 を筒部 6 4 2 b の内径側まで延設し、筒部 6 4 2 b の内径側でロータ支持軸 6 5 6 とサンギヤ軸 6 6 2 とを嵌合する場合に比較して、筒部 6 4 2 b 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 7 1 8 および第 2 径方向油路 7 2 0 の形成が比較的容易となる。

ブレーキハブ 7 2 4 は、上記クラッチシリンダ 6 9 2 の外周側筒部 6 9 2 c の外周に嵌合された内周側筒部 7 2 4 a と、その内周側筒部 7 2 4 a の第 1 支持壁 6 4 2 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 7 2 4 b と、その連結部 7 2 4 b の外周端に一方の端が連結されて軸方向の内周側筒部 7 2 4 a とは反対側へ延びる外周側筒部 7 2 4 c とからなり、内周側筒部 7 2 4 a がクラッチシリンダ 6 9 2 の外周側筒部 6 9 2 c に溶接されることにより、ブレーキハブ 7 2 4 はその位置が定まるとともにクラッチシリンダ 6 9 2 と一体回転させられる。

切換ブレーキ B 0 は、上記ブレーキハブ 7 2 4 と、第 1 ケース 1 2 a に内嵌めされるブレーキシリンダ 7 2 6 と、そのブレーキシリンダ 7 2 6 に収容されるブレーキピストン 7 2 8 と、そのブレーキピストン 7 2 8 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 7 3 0 および摩擦板ディスク 7 3 2 とを有している。

第 1 支持壁 6 4 2 の垂直部 6 4 2 a の外周端部は、切換ブレーキ B 0 側へ延びる肉厚形状となっており、第 1 ケース 1 2 a の内周面には、第 1 支持壁 6 4 2 の垂直部 6 4 2 a の切換ブレーキ B 0 側の端面からブレーキシリンダ 7 2 6 の第 1 支持壁 6 4 2 側の端面にかけてスプライン歯 7 3 4 が形成されている。このス

プライン歯 7 3 4 に、複数のプレッシャープレート 7 3 0 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 7 3 0 のうちの最も第 1 支持壁 6 4 2 側の内向プレッシャープレート 7 3 0 と、第 1 支持壁 6 4 2 との間には、筒状のスペーサ部材 7 3 6 が介装されている。一方、複数の摩擦板ディスク 7 3 2 は、ブレーキハブ 7 2 4 の外周側筒部 7 2 4 c の外周面にスプライン嵌合されている。

前記ブレーキシリンダ 7 2 6 は、スプライン歯 7 3 4 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 1 2 a に固定されたスナップリング 7 3 8 により禁止されている。ブレーキシリンダ 7 2 6 の開口端には、その開口側へ突き出すスプリング係止板 7 4 0 が軸方向の第 1 支持壁 6 4 2 側へ移動不能に設けられており、そのスプリング係止板 7 4 0 とブレーキピストン 7 2 8 との間にリターンスプリング 7 4 2 が介装されている。

変速機入力軸 5 7 2 に形成された前記第 2 - 6 油路 6 2 5 は、一方の端が変速機入力軸 5 7 2 の外周面において前記差動機構入力軸 1 4 の端部（すなわち第 1 キャリヤ C A 1 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 6 2 0 と連通させられている。また、差動機構入力軸 1 4 の第 1 キャリヤ C A 1 と連結されている側の端部から第 1 キャリヤ C A 1 にかけて第 3 - 3 油路 7 4 4 が形成されており、その第 3 - 3 油路 7 4 4 の一方の端は上記第 2 - 6 油路 6 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 7 4 6 は、第 4 - 1 油路 7 4 8、第 4 - 2 油路 7 5 0、および第 4 - 3 油路 7 5 2 が形成されている。第 4 - 1 油路 7 4 8 は、ピニオンシャフト 7 4 6 の径方向に形成され、一方の端が上記第 3 - 3 油路 7 4 4 と連通させられている。第 4 - 2 油路 7 5 0 は、ピニオンシャフト 7 4 6 の軸心に形成されて第 4 - 1 油路 7 4 8 に一方の端が連通させられている。第 4 - 3 油路 7 5 2 は、一方の端が第 4 - 2 油路 7 5 0 と連通させられ、他方の端が、ピニオンシャフト 7 4 6 と第 1 遊星歯車 P 1 との間に介装された 2 つのニードルベアリング 7 5 4、7 5 6 の間

に開口させられている。そして、前記第 2-6 油路 6 2 5、第 4-1 油路 7 4 8、第 4-2 油路 7 5 0、第 4-3 油路 7 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 6 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 7 5 8、第 3-5 油路 7 6 0 が形成されており、その第 3-4 油路 7 5 8、第 3-5 油路 7 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 7 3 0 および摩擦板ディスク 7 3 2 の潤滑にも用いられる。

上述のように、本実施例によれば、差動機構入力軸 1 4 が、第 1 電動機 M 1 のロータ支持軸 6 5 6 とそのロータ支持軸 6 5 6 以外の部材である変速機入力軸 5 7 2 とによって支持されるので、差動機構入力軸 1 4 の支持スパンが長くなる。従って、差動機構入力軸 1 4 の支持精度が向上する。また、差動機構入力軸 1 4 は一方がブッシュ 6 8 1 を介して変速機入力軸 5 7 2 に支持されているので、差動機構入力軸 1 4 の軸心と変速機入力軸 5 7 2 の軸心とが精度よく一致する。

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

また、前述の実施例では、エンジン 8 は駆動装置入力軸 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。

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 14 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 18 に連結されていたが、必ずしもそのように配置される必要はなく、例えばギヤ、ベルト等を介して作動的に第 1 電動機 M 1 は第 1 サンギヤ S 1 に連結され、第 2 電動機 M 2 は伝達部材 18 に連結されてもよい。

また、前述の動力分配機構 16 には、差動制限装置として、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 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 C 0 は、サンギヤ S 1 とキャリヤ C A 1 とを選択的に連結するものであったが、サンギヤ S 1 とリングギヤ R 1 との間や、キャリヤ C A 1 とリングギヤ R 1 との間を選択的に連結するものであってもよい。要するに、第 1 遊星歯車装置 24 の 3 要素のうちのいずれか 2 つを相互に連結するものであればよい。

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 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。

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。

また、湿式多板型の油圧式摩擦係合装置を用いる場合、遠心油圧をキャンセルするキャンセル室を設けてもよい。

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 M 1 或いは第 2 電動機 M 2 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
5 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 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。

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 M 1
10 および第 2 電動機 M 2 或いは伝達部材 18 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 歯車装置あるいは動力伝達装置として、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。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
20 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、動力分配機構 16 の出力部材である伝達部材 18 と駆動輪 38 との間の動力伝達経路に有段式の自動変速機 20 が介装されていた
25 が、例えば無段変速機 (C V T) 等の他の形式の動力伝達装置が設けられていてもよいし、必ずしも設けられていなくてもよい。その無段変速機 (C V T) の場合には、動力分配機構 16 が定変速状態とされることで全体として有段変速状態とされる。有段変速状態とは、電気パスを用いなくて専ら機械的伝達経路で動力

伝達することである。或いは、上記無段変速機は有段変速機における変速段に対応するように予め複数の固定された変速比が記憶され、その複数の固定された変速比を用いて変速が実行されてもよい。また、有段式の自動変速機が備えられる場合にも、その有段式の自動変速機の構造は前述の実施例のものに限定されず、

5 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、支持部材として機能する第1支持壁372は、ケース12と一体的に形成されていたが、第1支持壁72がケース12と別体とされ、ボルト等によりケース12に固定されていてもよい。

10 また、前述の実施例では、伝達部材18と駆動装置出力軸22との間に、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、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20に代えて、前記特

15 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、それら、自動変速機や減速機構が備えられていなくてもよい。

また、前述の実施例では、第1支持壁642は、ケース12と一体的に形成される一方、第2支持壁576および第3支持壁578はケース12と別体とされたものがボルト574、584によりケース12に固定されていたが、第1支

20 持壁642がケース12と別体とされ、ボルト等によりケース12に固定されてもよいし、第2支持壁576或いは第3支持壁578がケース12と一体的に形成されてもよい。

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、

前記第1電動機と第1歯車装置とから第1ユニットが構成され、前記第2電動機と第2歯車装置とから第2ユニットが構成され、

該第1歯車装置の出力軸と、該第2歯車装置の入力軸とが結合されることにより、第1ユニットと第2ユニットとの間の動力伝達が可能とされていることを特徴とする車両用駆動装置。

2. 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、その順に備える車両用駆動装置であって、

前記第2歯車装置の入力軸は、前記第2電動機と該第2歯車装置との間に設けられた支持壁に回転可能に支持されるとともに、前記第2電動機のロータ支持軸内周を貫通して該ロータ支持軸に支持され、且つ、該第2電動機から前記第1歯車装置側へ突き出すように延設され、該延設されている部分で前記第1歯車装置の出力軸と連結されていることを特徴とする車両用駆動装置。

3. 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、その順に備える車両用駆動装置であって、

前記第1電動機と第1歯車装置とから第1ユニットが構成され、前記第2電動機と第2歯車装置とから第2ユニットが構成され、

該第1歯車装置の出力軸と、該第2歯車装置の入力軸とが結合されることにより、第1ユニットと第2ユニットとの間の動力伝達が可能とされ、

前記第2歯車装置の入力軸は、前記第2電動機と該第2歯車装置との間に設けられた支持壁に回転可能に支持されるとともに、前記第2電動機のロータ支持軸内周を貫通して該ロータ支持軸に支持され、且つ、該第2電動機から前記第1歯車装置側へ突き出すように延設され、該延設されている部分で前記第1歯車装置の出力軸と連結されていることを特徴とする車両用駆動装置。

4. 前記第1歯車装置の出力軸と第2歯車装置の入力軸との結合は、スプライン結合であることを特徴とする請求項1または請求項3の車両用駆動装置。

5. 請求項4の車両用駆動装置であって、前記第1歯車装置の出力軸の内周面にスプライン歯が形成されるとともに、前記第2歯車装置の入力軸の外周面にスプライン歯が形成され、該第1歯車装置の出力軸のスプライン歯と該第2歯車装置の入力軸のスプライン歯とが結合されていることを特徴とする車両用駆動装置。

6. 請求項2乃至請求項5のいずれかの車両用駆動装置であって、
前記支持壁の外周面が前記第2ユニットのケースの内周面に当接させられており、

10 前記第2電動機のロータ支持軸は、該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、
前記第2電動機の前記支持壁とは反対側に他の支持壁が設けられ、
該他の支持壁の外周面が前記第2ユニットのケースの内周面に当接させられ、
15 該他の支持壁に前記第2電動機のロータ支持軸が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。

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1電動機のロータ支持軸と前記第1歯車装置の入力軸とが一体回転するように連結され、

20 前記車両用駆動装置の入力軸は、該第1電動機のロータ支持軸および第1歯車装置の入力軸の内周に設けられて、該第1電動機のロータ支持軸および第1歯車装置の入力軸に相対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。

9. 請求項1乃至請求項8のいずれかの車両用駆動装置であって、

25 前記第1電動機のロータ支持軸は、一方の端が、ケースに設けられた壁部に支持され、他方の端が、該ケースに固定されて前記第1電動機の該壁部とは反対側において該ケースの開口を覆う蓋板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

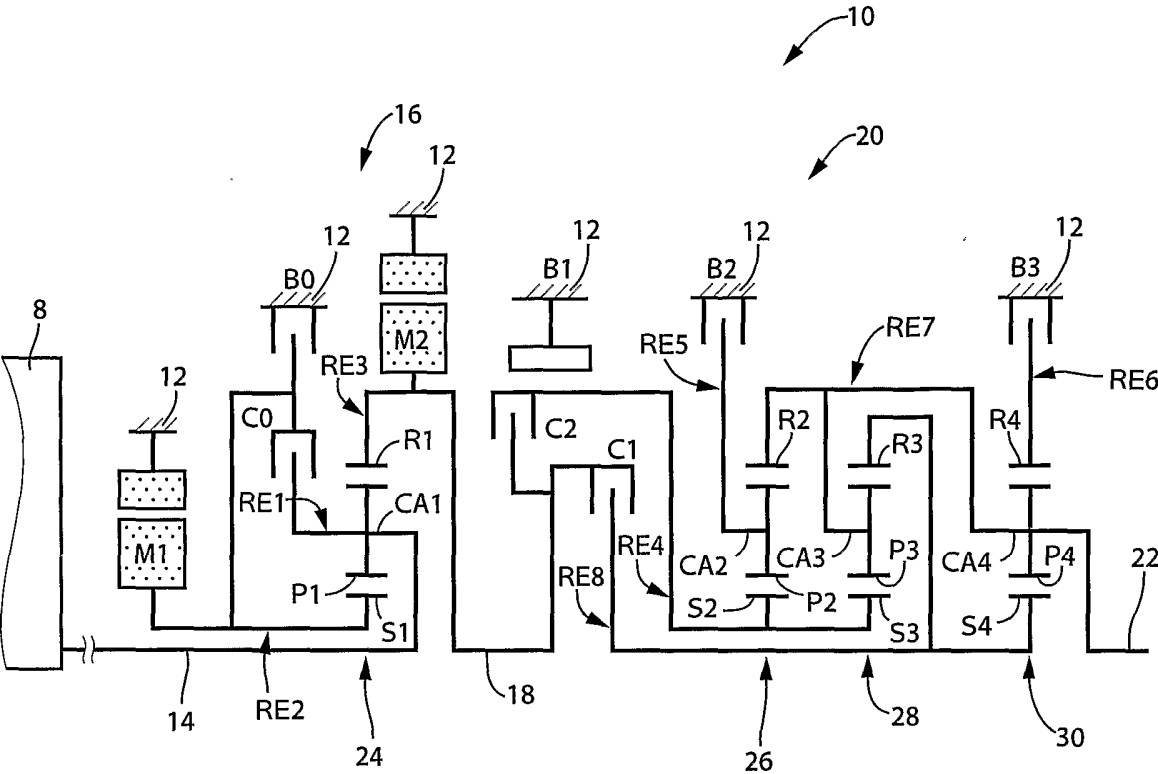


図 2

	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

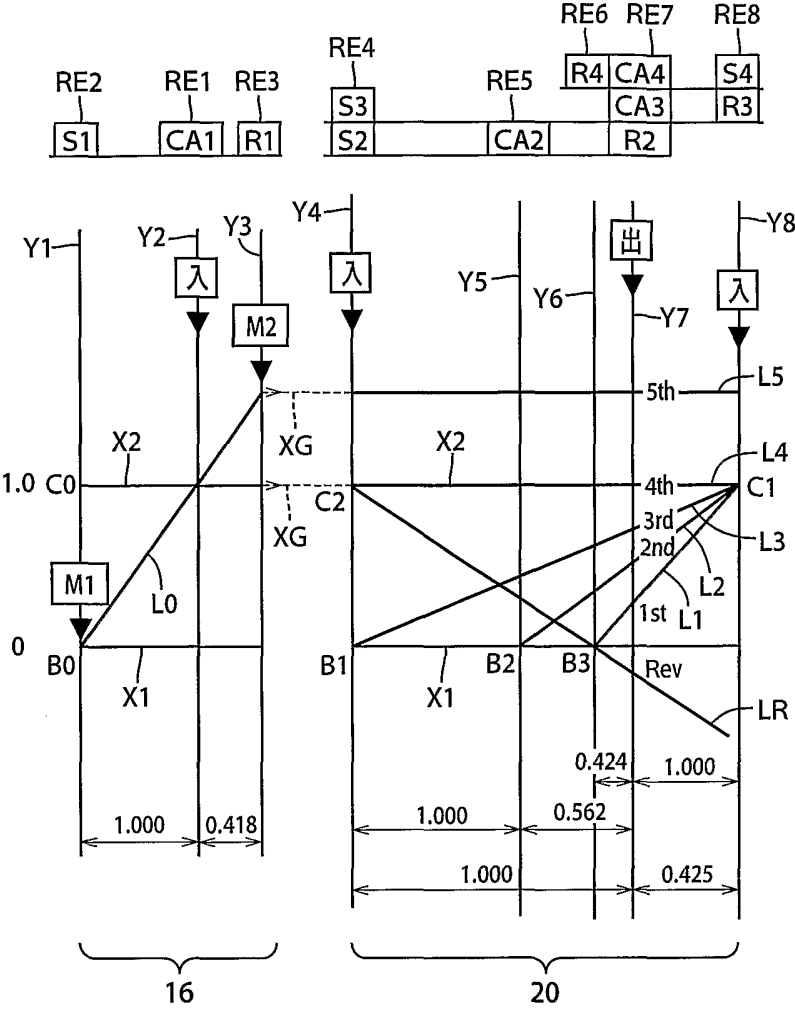


図 4

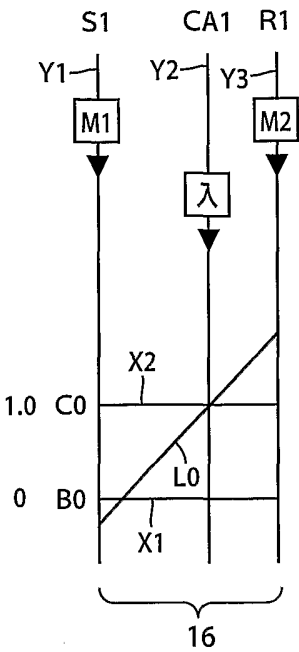


図 5

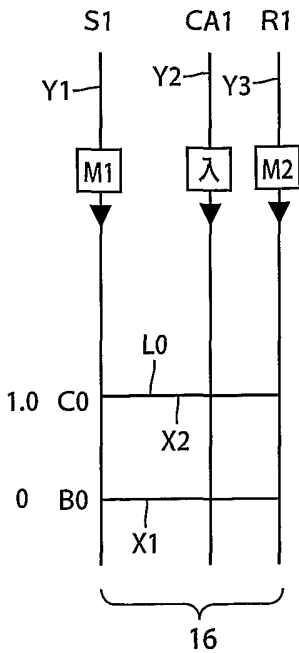


図 6

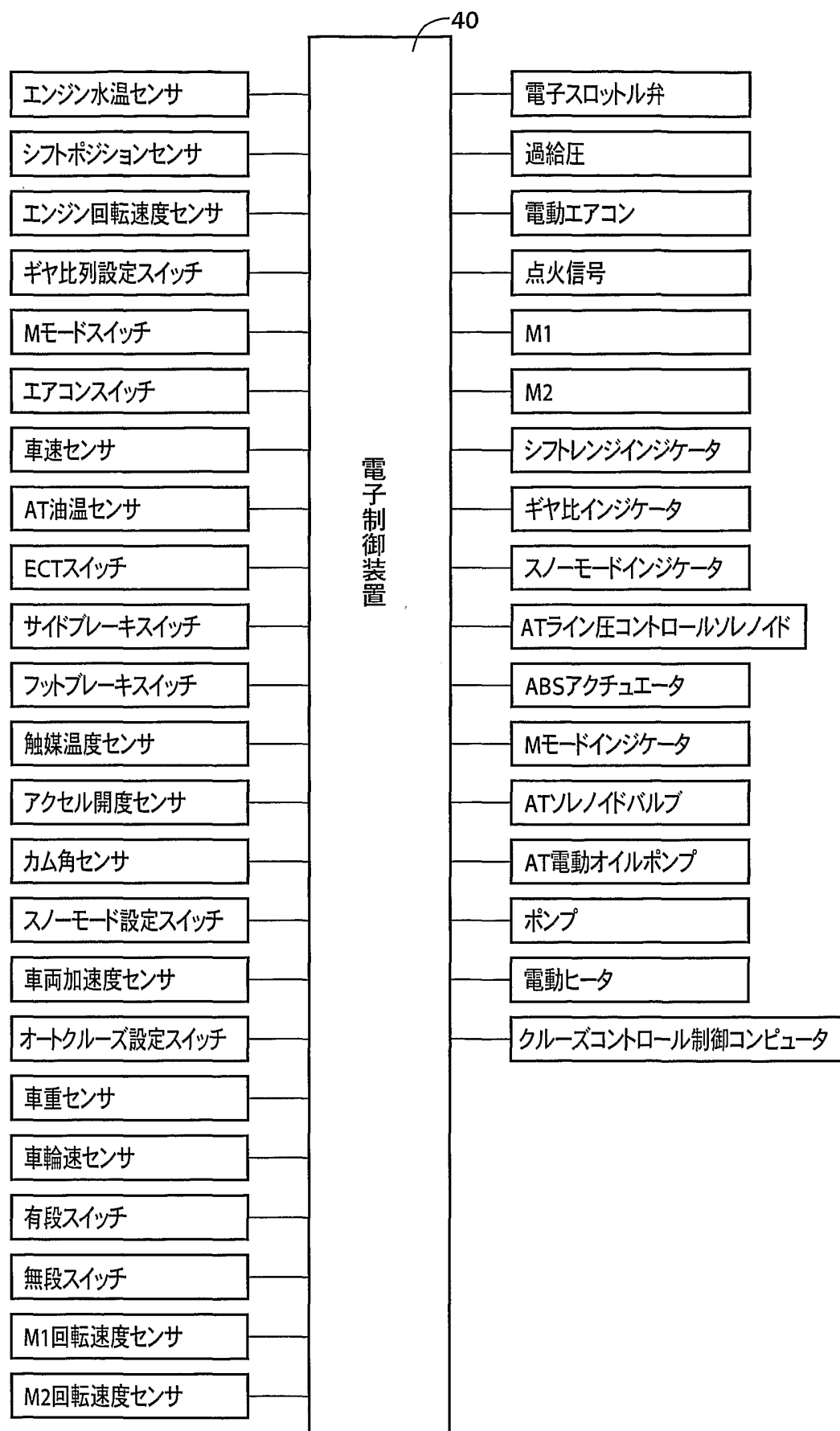
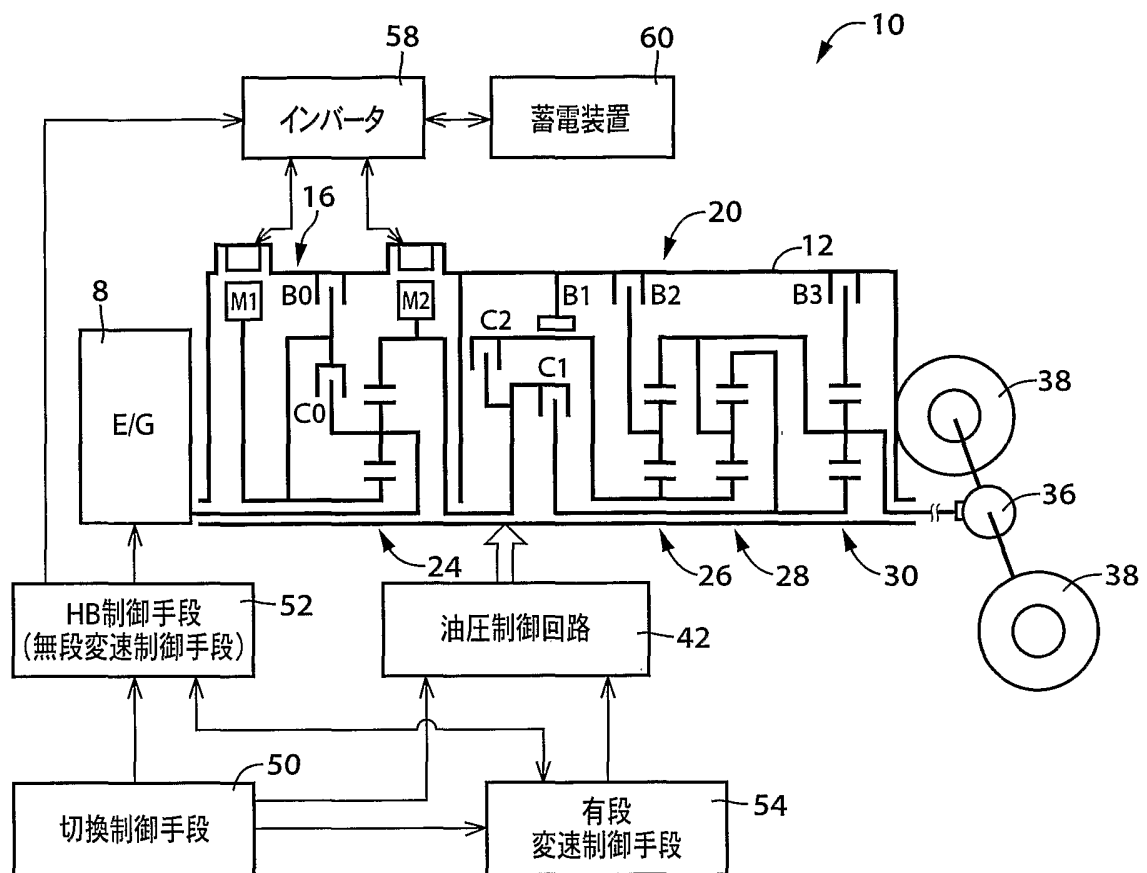


図 7



6/18

図 8

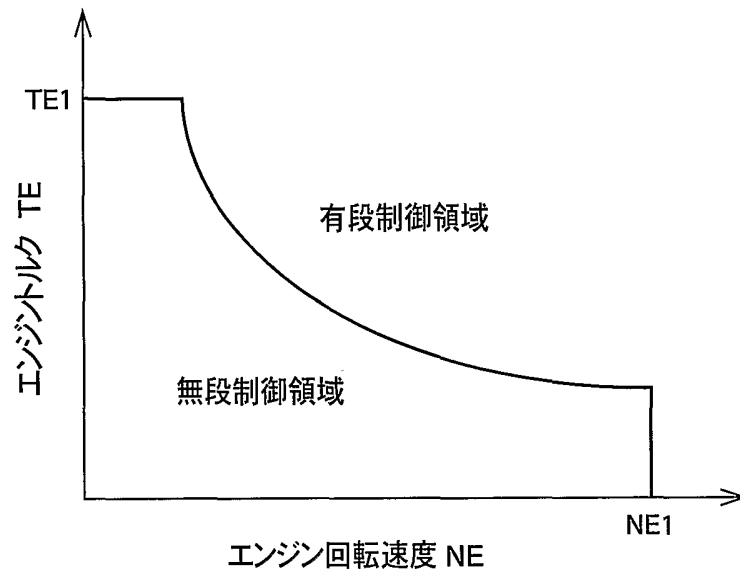


図 9

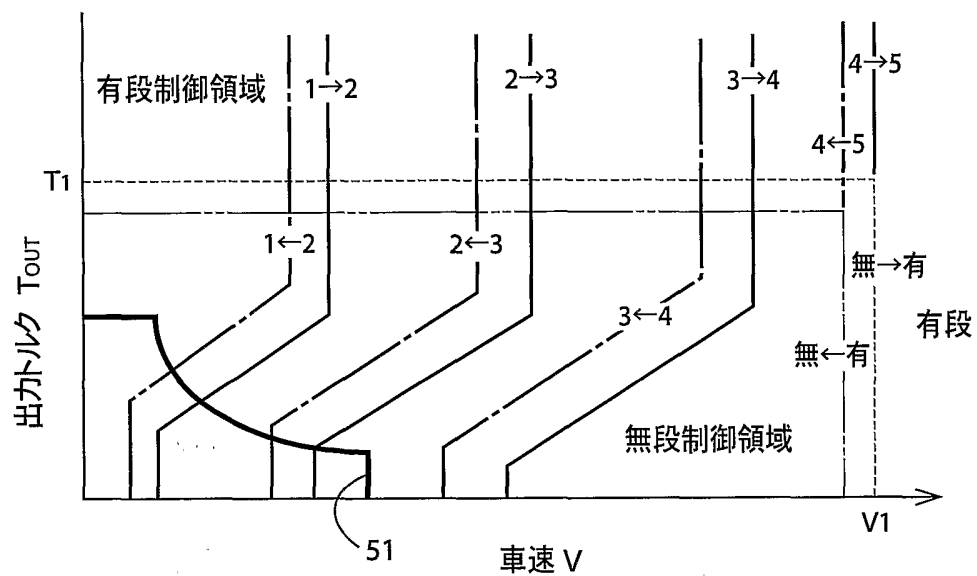


図 10

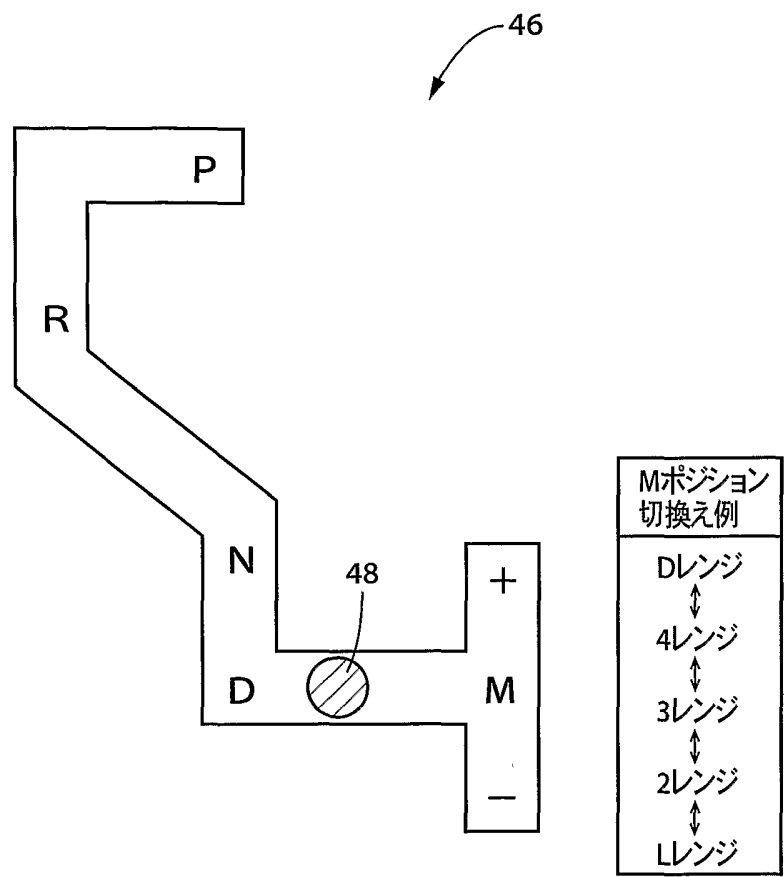
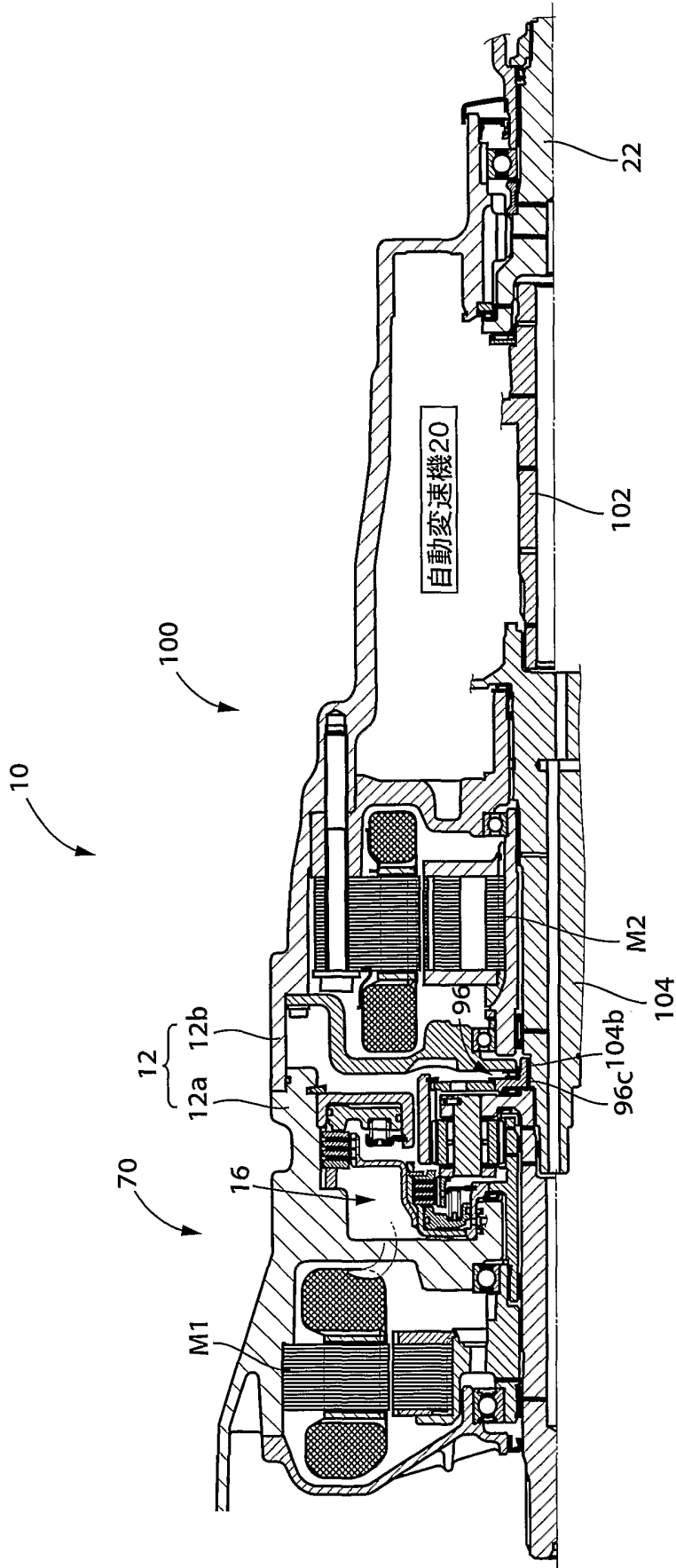


図 11



10/18

図 12

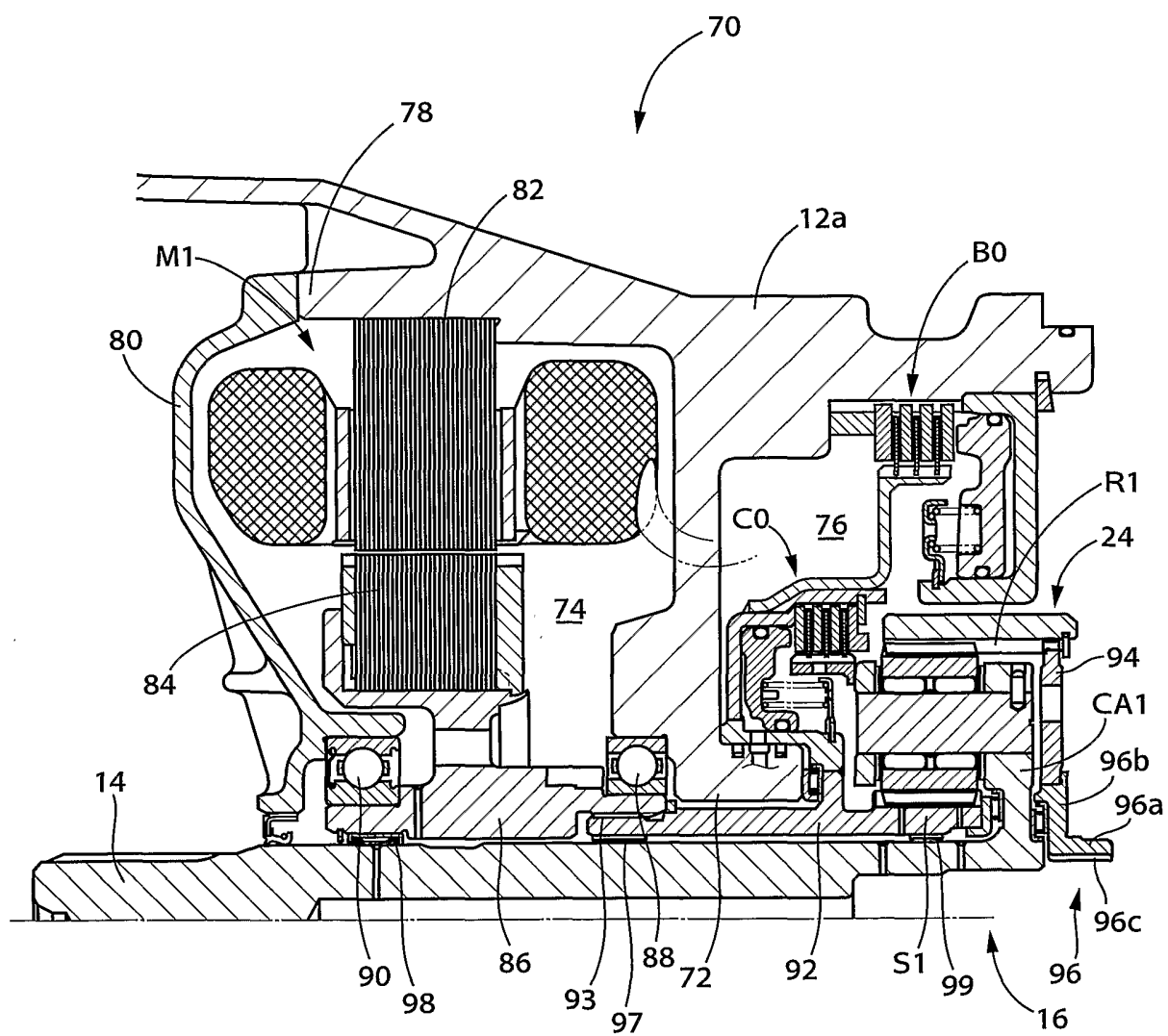
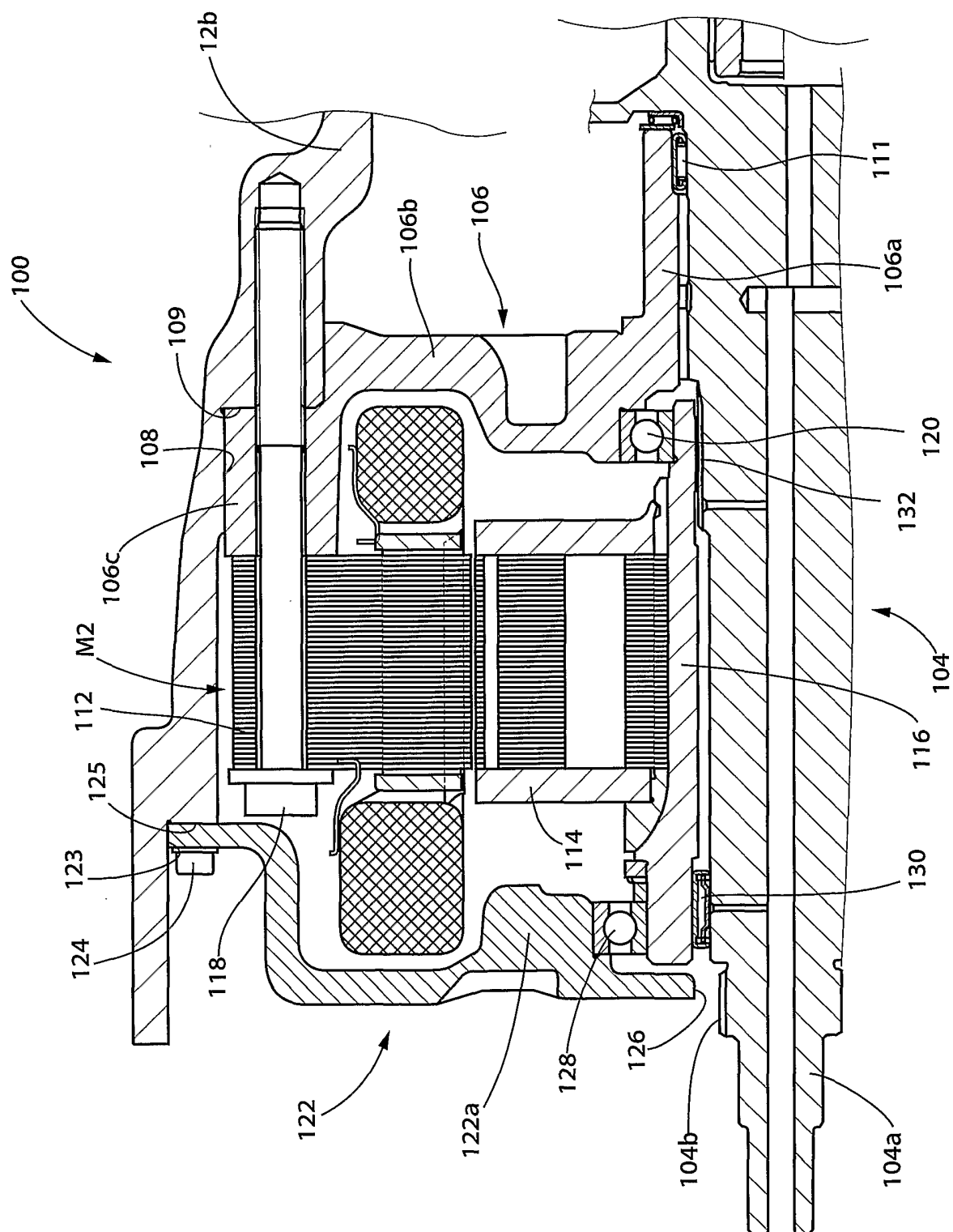


図 13



12/18

図 14

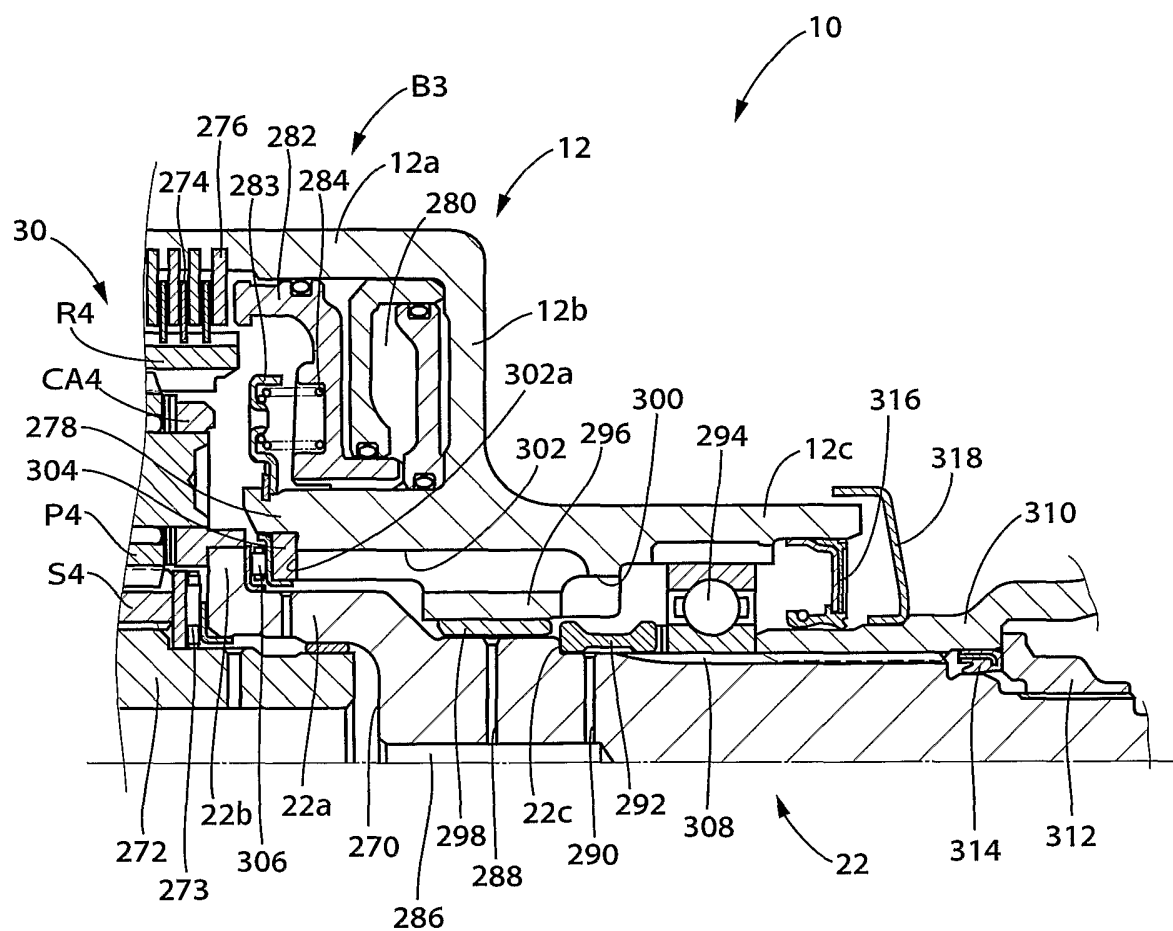
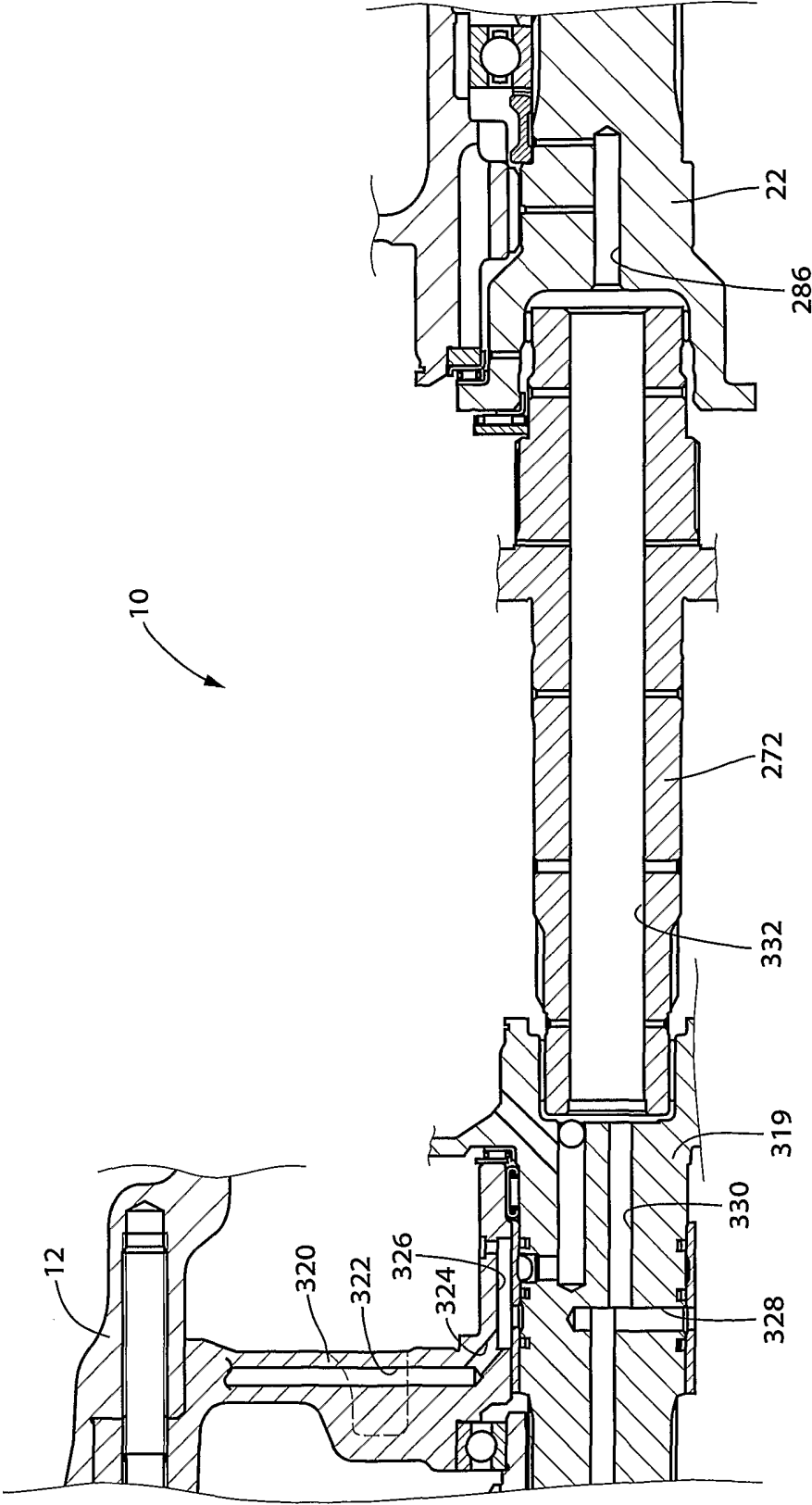
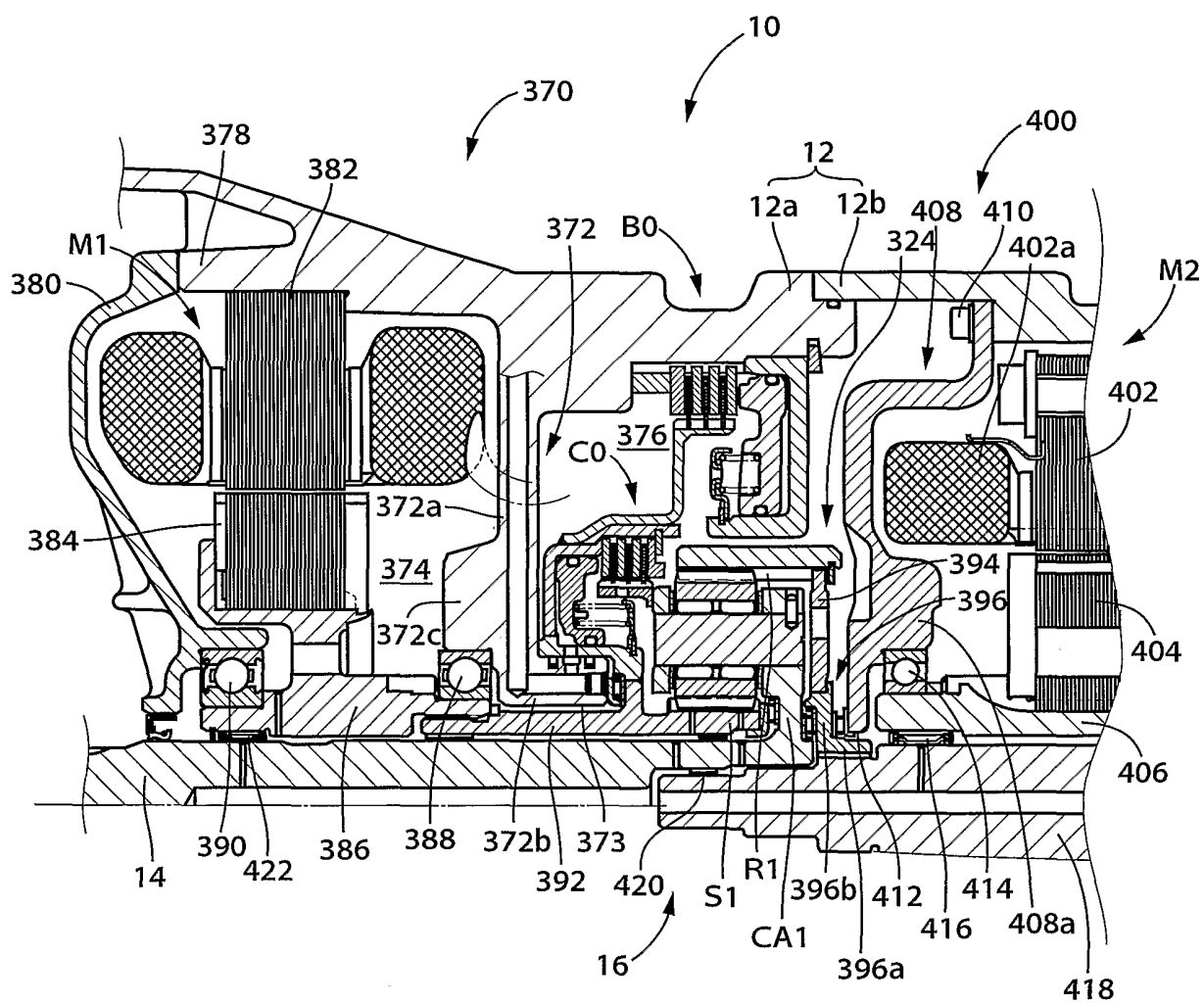


図 15



14/18

図 16



15/18

図 17

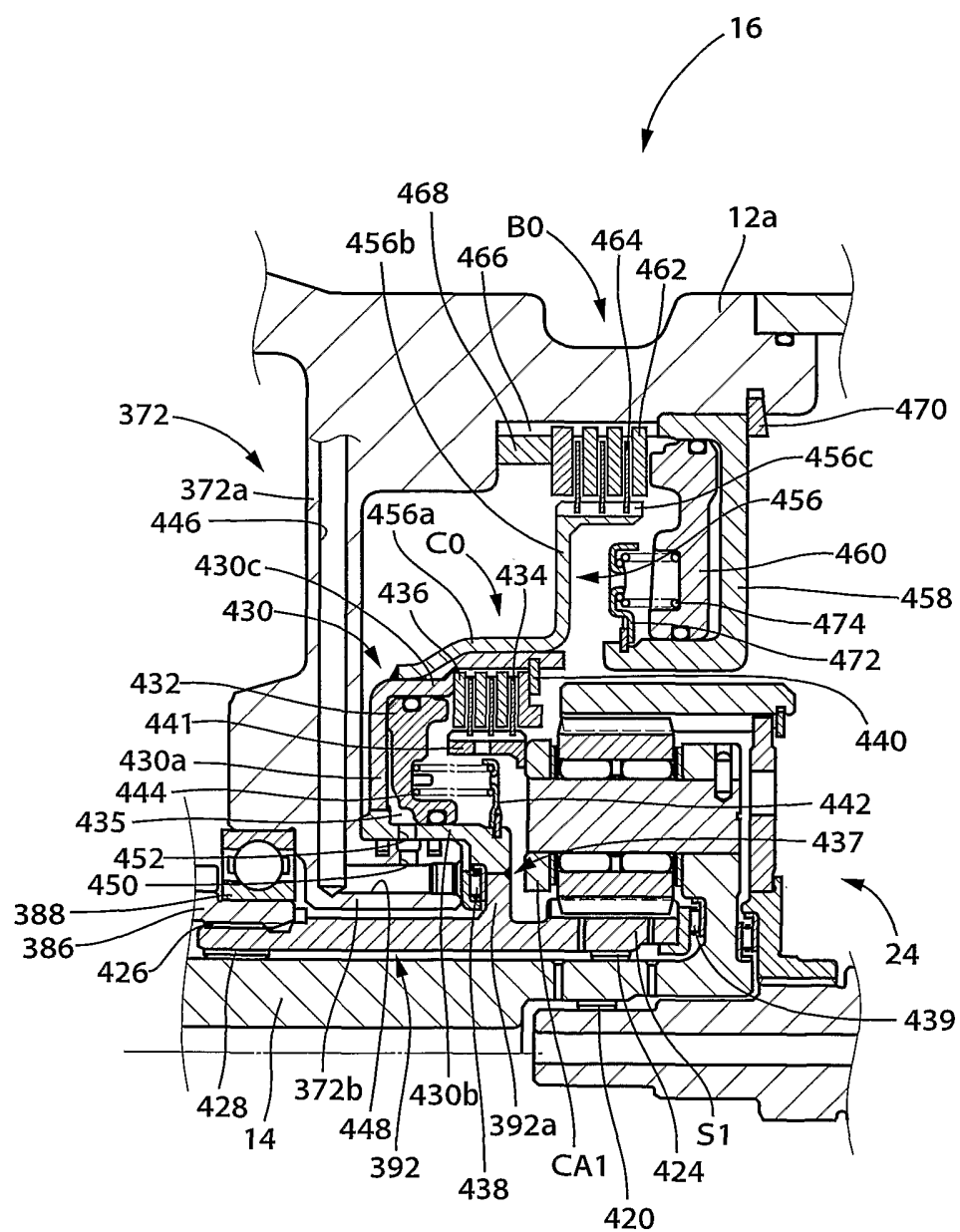


Figure 18

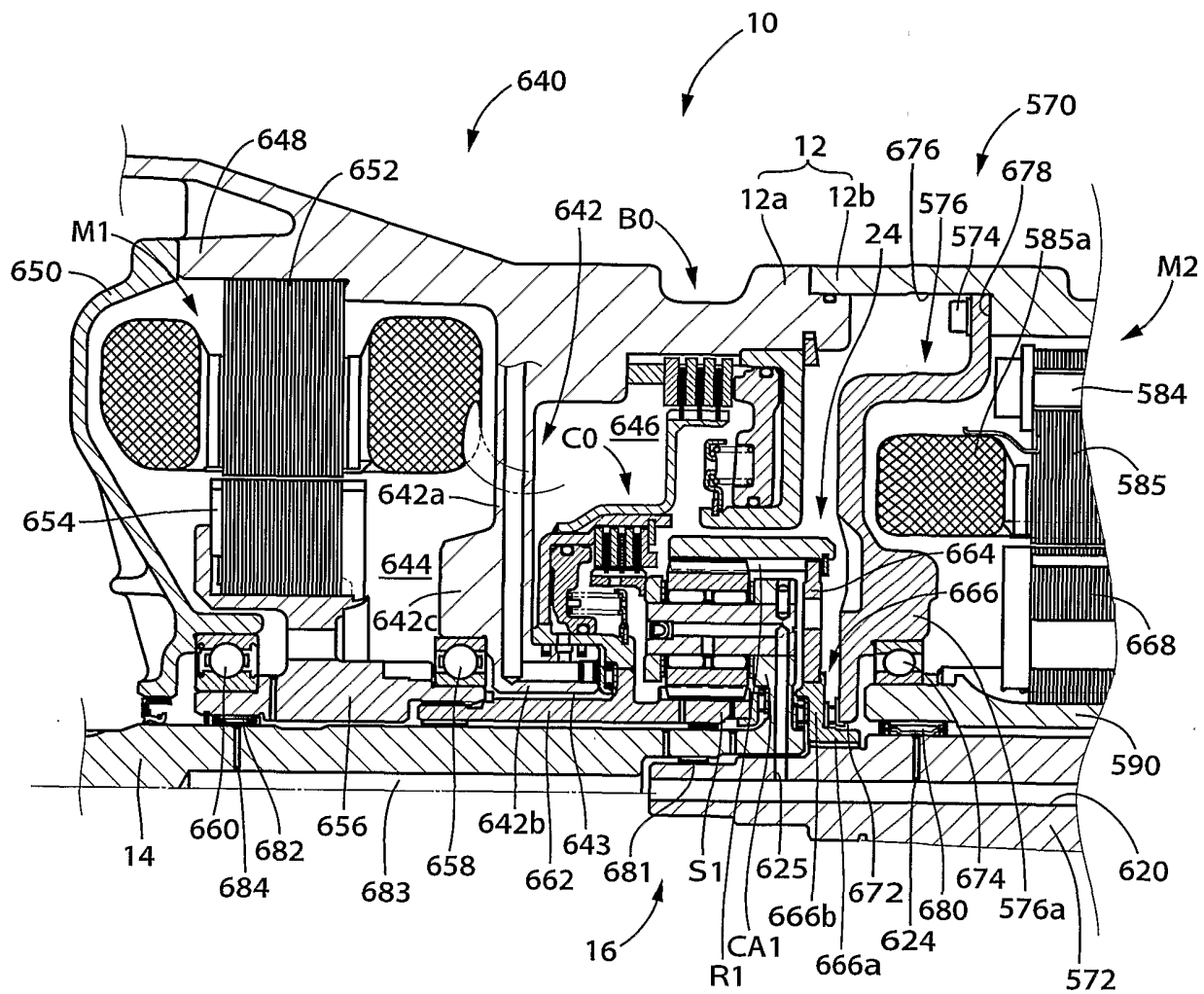
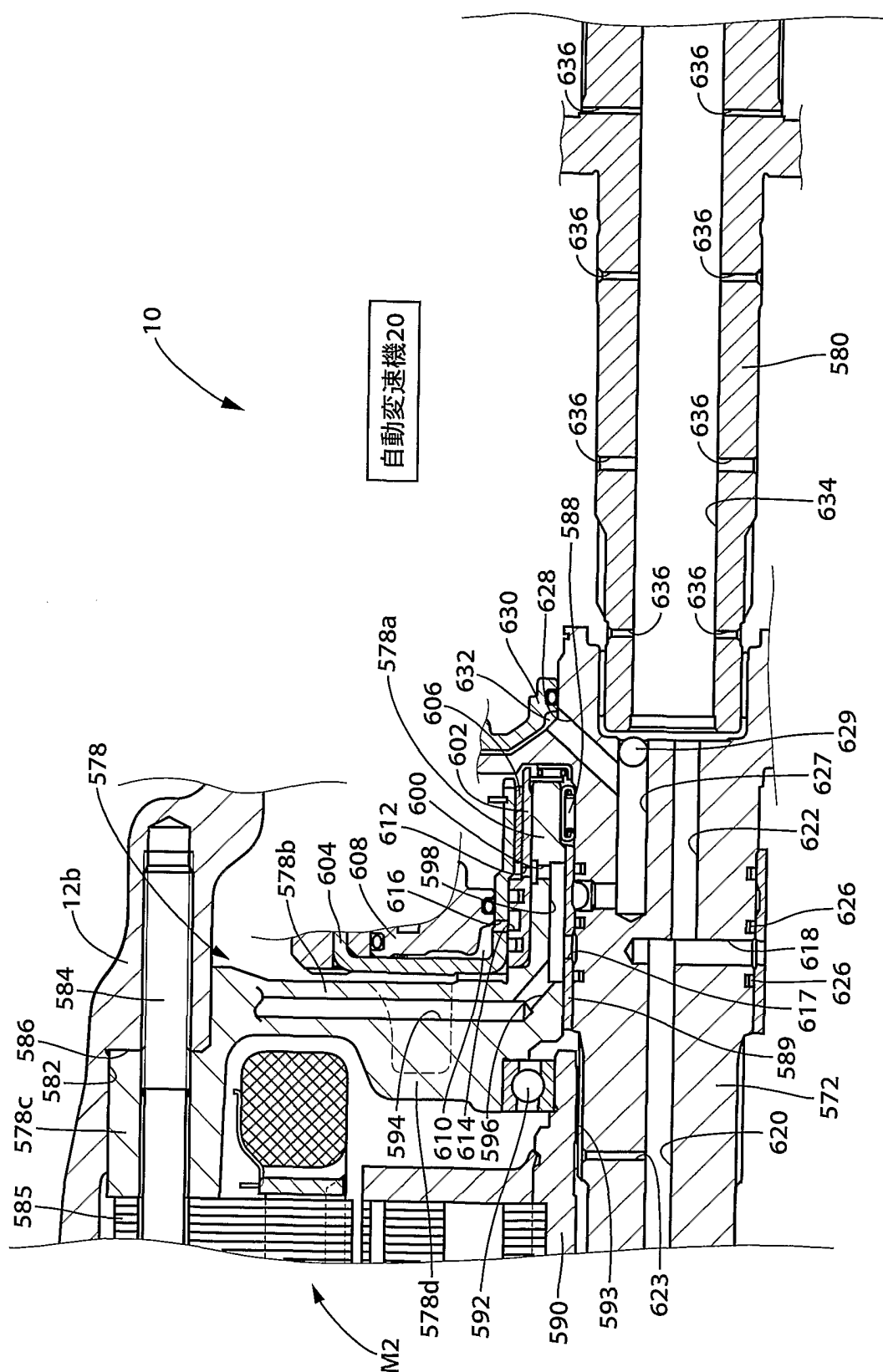
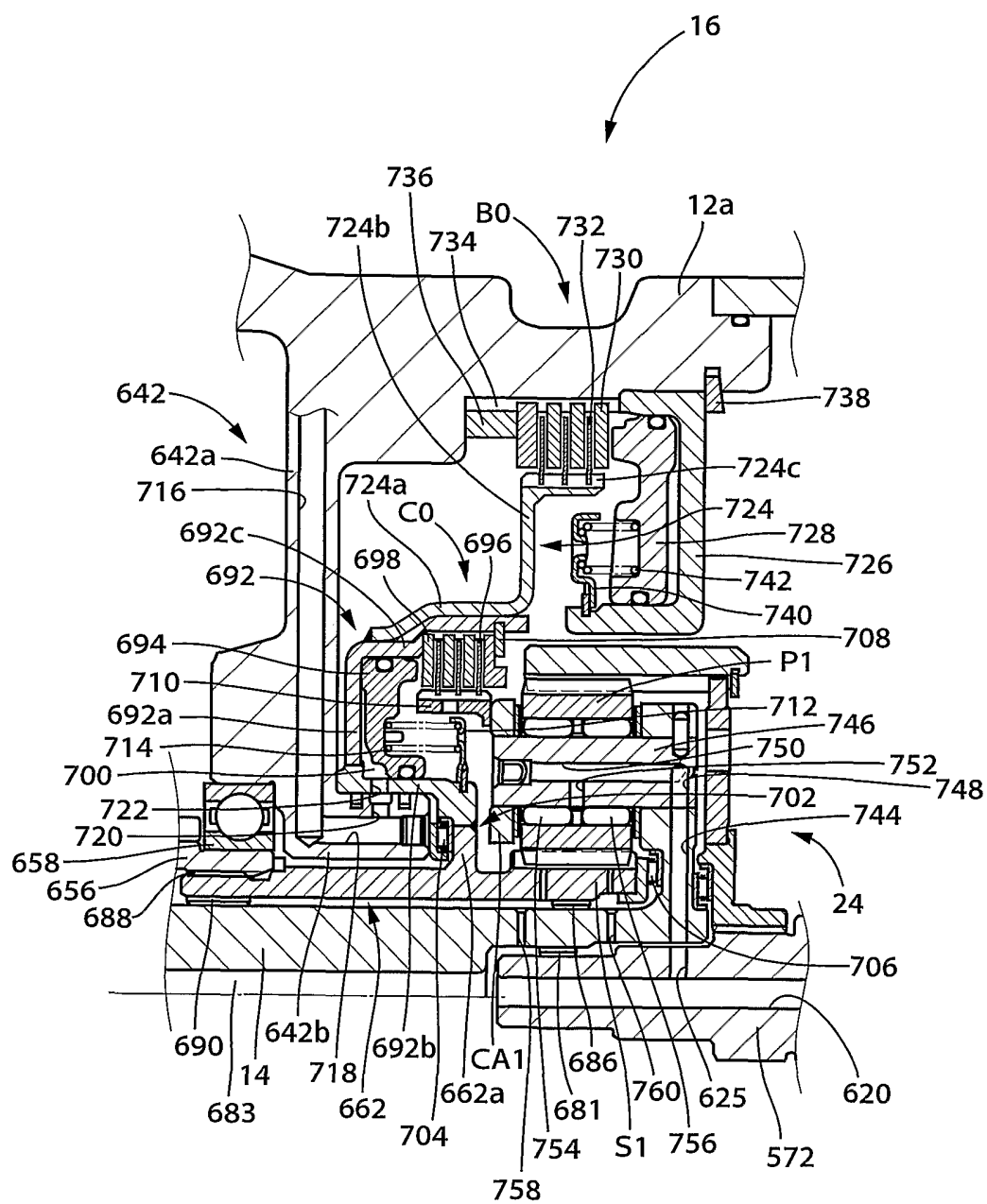


図 19



18/18

図 20



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2005/017239

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60K6/04 (2006.01), **B60K17/04** (2006.01)

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

B60K6/04 (2006.01), **B60K17/04** (2006.01)

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2005
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2005	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2005

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	JP 2003-130202 A (Toyota Motor Corp.), 08 May, 2003 (08.05.03), Par. No. [0031]; Fig. 5 & US 2003/0078134 A1 & EP 1304248 A1 & EP 1514716 A2 & EP 1520743 A2 & CN 1413855 A & CA 2406817 A1	1
X	JP 2000-346187 A (Toyota Motor Corp.), 12 December, 2000 (12.12.00), Par. No. [0113]; Fig. 19 (Family: none)	1
A	JP 2003-336725 A (Toyota Motor Corp.), 28 November, 2003 (28.11.03), Full text; all drawings (Family: none)	1-9

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.
 ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
15 December, 2005 (15.12.05)Date of mailing of the international search report
27 December, 2005 (27.12.05)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2005/017239

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2004-222439 A (Toyota Central Research And Development Laboratories, Inc.), 05 August, 2004 (05.08.04), Fig. 1 & EP 1439296 A2 & US 2004/0142790 A1	1-9
A	JP 2004-099030 A (Toyota Motor Corp.), 02 April, 2004 (02.04.04), Full text; all drawings (Family: none)	1-9
A	JP 2004-066898 A (Toyota Motor Corp.), 04 March, 2004 (04.03.04), Full text; all drawings & US 2004/0084233 A1 & EP 1386771 A2 & CN 1482020 A	1-9
A	JP 2003-291659 A (Aisin AW Co., Ltd.), 15 October, 2003 (15.10.03), Full text; all drawings & US 2004/0011576 A1 & DE 10314182 A1	1-9
A	JP 2003-191759 A (Toyota Motor Corp.), 09 July, 2003 (09.07.03), Full text; all drawings & US 2005/0037883 A1 & EP 1458583 A1 & WO 2003/055709 A1 & CA 2471811 A1 & BR 0215353 A	1-9

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. **B60K6/04** (2006.01), **B60K17/04** (2006.01)

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. **B60K6/04** (2006.01), **B60K17/04** (2006.01)

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2005年
日本国実用新案登録公報	1996-2005年
日本国登録実用新案公報	1994-2005年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X	JP 2003-130202 A (トヨタ自動車株式会社) 2003.05.08, 段落【0031】, 図5 & US 2003/0078134 A1 & EP 1304248 A1 & EP 1514716 A2 & EP 1520743 A2 & CN 1413855 A & CA 2406817 A1	1
X	JP 2000-346187 A (トヨタ自動車株式会社) 2000.12.12, 段落【0113】, 図19 (ファミリーなし)	1
A	JP 2003-336725 A (トヨタ自動車株式会社) 2003.11.28, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-9

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

15.12.2005

国際調査報告の発送日

27.12.2005

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)

郵便番号 100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

磯部 賢

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

3 J

3430

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	JP 2004-222439 A (株式会社豊田中央研究所) 2004. 08. 05, 図 1 & EP 1439296 A2 & US 2004/0142790 A1	1-9
A	JP 2004-099030 A (トヨタ自動車株式会社) 2004. 04. 02, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-9
A	JP 2004-066898 A (トヨタ自動車株式会社) 2004. 03. 04, 全文, 全図 & US 2004/0084233 A1 & EP 1386771 A2 & CN 1482020 A	1-9
A	JP 2003-291659 A (アイシン・エイ・ダブリュー株式会社) 2003. 10. 15, 全文, 全図 & US 2004/0011576 A1 & DE 10314182 A1	1-9
A	JP 2003-191759 A (トヨタ自動車株式会社) 2003. 07. 09, 全文, 全図 & US 2005/0037883 A1 & EP 1458583 A1 & WO 2003/055709 A1 & CA 2471811 A1 & BR 0215353 A	1-9