

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局(43) 国際公開日
2008 年 7 月 31 日 (31.07.2008)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2008/091007 A1

(51) 国際特許分類:

B60W 10/10 (2006.01) B60W 20/00 (2006.01)
B60K 6/445 (2007.10) F16H 61/08 (2006.01)
B60K 6/547 (2007.10) F16H 59/38 (2006.01)
B60W 10/06 (2006.01) F16H 59/68 (2006.01)
B60W 10/08 (2006.01) F16H 61/686 (2006.01)

(30) 優先権データ:

特願2007-016876 2007 年 1 月 26 日 (26.01.2007) 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).

(21) 国際出願番号:

PCT/JP2008/051161

(72) 発明者; および

(22) 国際出願日:

2008 年 1 月 28 日 (28.01.2008)

(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 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 松原 亨 (MATSUBARA, Tooru) [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). 岩瀬 雄二 (IWASE, Yuji) [JP/JP]; 〒4718571 愛知

(25) 国際出願の言語:

日本語

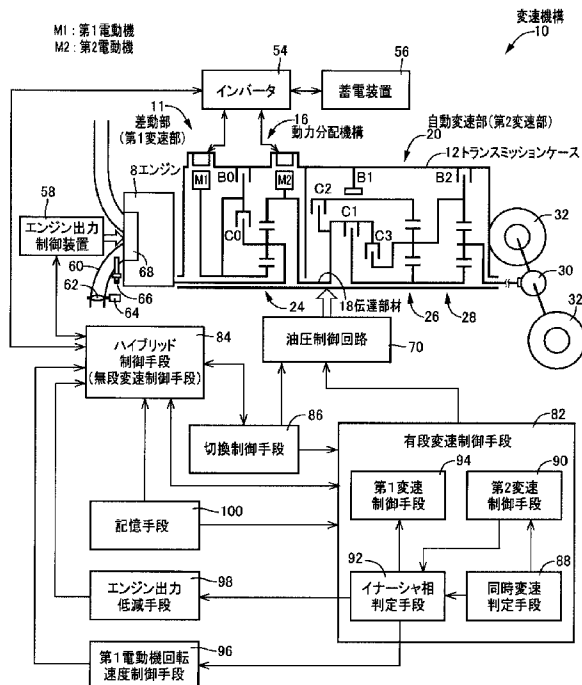
(26) 国際公開の言語:

日本語

[続葉有]

(54) Title: CONTROL DEVICE FOR CAR DRIVING APPARATUS

(54) 発明の名称: 車両用駆動装置の制御装置



M1 FIRST MOTOR
M2 SECOND MOTOR
10 TRANSMISSION MECHANISM
54 INVERTER
56 ELECTRIC CHARGING DEVICE
11 DIFFERENTIAL UNIT (FIRST TRANSMISSION)
16 MOTIVE POWER DISTRIBUTION MECHANISM
20 AUTOMATIC TRANSMISSION (SECOND TRANSMISSION)
12 TRANSMISSION CASE
8 ENGINE
58 ENGINE OUTPUT POWER CONTROL DEVICE
18 COMMUNICATION MEMBER
84 HYBRID CONTROL MEANS (GEARLESS DRIVE CONTROL MEANS)
70 OIL PRESSURE CONTROL CIRCUIT
86 SWITCH CONTROL MEANS
82 GEAR DRIVE CONTROL MEANS
94 FIRST TRANSMISSION CONTROL MEANS
90 SECOND TRANSMISSION CONTROL MEANS
92 INERTIA PHASE JUDGING MEANS
88 SIMULTANEOUS TRANSMISSION JUDGING MEANS
100 MEMORY MEANS
98 ENGINE OUTPUT POWER REDUCING MEANS
96 FIRST MOTOR ROTATION SPEED CONTROL MEANS

(57) Abstract: A control device for a car driving apparatus is provided for making it possible to suppress a transmission shock at the time when a simultaneous transmission is carried out for a first transmission unit and a second transmission unit. In the case of a simultaneous transmission where one down-shift of a differential unit (11) (first transmission unit) and an automatic transmission unit (20) (second transmission unit) and the other up-shift thereof are simultaneously carried out, a first motor (M1) controls a rotation speed of a second rotation element (RE2) (sun gear S0), so that a transmission progress state in its simultaneous transmission is controlled. As a result, it makes possible to set a transmission direction during the transmitting period of a transmission mechanism (10) to a fixed direction. It is possible to make, for example, a change of an engine rotation speed (N_E) during the transmitting period of the transmission mechanism (10) a uniform direction, so that the transmission shock can be suppressed.

(57) 要約: 第 1 変速部および第 2 変速部の同時変速が実行されるときに、変速ショックを抑制することができる車両用駆動装置の制御装置を提供する。差動部 11 (第 1 変速部) および自動変速部 20 (第 2 変速部) の一方のダウンシフトと他方のアップシフトとが同時期に実行される同時変速の場合に、第 1 電動機 M1 により第 2 回転要素 RE2 (サンギヤ S0) の回転速度を制御することでその同時変速における変速進行状況が制御され

るので、変速機構 10 の変速中の変速方向を一定方向とすることが可能となり、例えば変速機構 10 の変速中のエンジン回転速度 N_E の変化を一様な方向とすることが可能となり、変速ショックを抑制

[続葉有]

WO 2008/091007 A1



県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
Aichi (JP). 柴田 寛之 (SHIBATA, Hiroyuki) [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).

ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO,
NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG,
SK, SL, SM, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG,
US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(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).

(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, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG,
BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE,
DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH,
GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KN,
KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD,

(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, HR, HU,
IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MT, NL, NO, 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

明 細 書

車両用駆動装置の制御装置

技術分野

- [0001] 本発明は、複数の変速段の間でそれぞれ有段変速可能な第1変速部と第2変速部とを備える車両用駆動装置の制御装置に係り、特に、第1変速部の変速と第2変速部の変速とが同時期に実行される同時変速における変速進行状況を制御する技術に関するものである。

背景技術

- [0002] 複数の変速段の間でそれぞれ有段変速可能な第1変速部と第2変速部とを備える車両用駆動装置が知られている。例えば、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。
- [0003] 上記特許文献1の車両用駆動装置では、エンジンから駆動輪に至る動力伝達経路において、第1変速部が電氣的な無段変速機として作動可能な無段変速状態と2段の有段変速機として作動可能な有段変速状態とに選択的に切換え可能に構成されると共に、第2変速部が第1変速部の出力回転部材の回転すなわちエンジンからの動力が入力される入力回転部材の回転を多段に変速して伝達することが可能な有段式自動変速機で構成されており、第1変速部を無段変速状態としたときには車両用駆動装置を無段変速機として作動させることが可能である一方で、第1変速部を有段変速状態としたときには車両用駆動装置を第2変速部より段数の多い有段変速機として作動させることが可能である。

- [0004] 特許文献1：特開2005－206136号公報

発明の開示

発明が解決しようとする課題

- [0005] ところで、上記特許文献1に示すような車両用駆動装置を有段変速機として作動させた場合には、変速比変化幅が広く(ワイドレンジで)変速比が相互に接近しているクロスレシオの多段の変速機とすることが望まれる。その場合、上記特許文献1に示されるように回転を伝達する動力伝達経路を増やしてより多段の変速機を構成すること

が考えられるが、構成部品が増加して車両用駆動装置の全体寸法が大形化してしまう可能性があった。反対に、構成部品の増加を抑えてより多段の変速機を構成することも考えられるが、複雑且つ高精度な変速制御が必要となり、その変速制御が適切に行われないと変速ショックが増大する可能性があった。

[0006] 例えば、より多段を達成するために特定の変速段間の変速制御において第1変速部および第2変速部の一方のダウンシフトと他方のアップシフトとが同時期に実行される同時変速を行う必要が生じる可能性がある。このような場合、一方のダウンシフトによるエンジン回転速度の変化方向と他方のアップシフトによるエンジン回転速度の変化方向とが逆方向となる為に複雑且つ高精度な変速制御が必要となり、その変速制御が適切に行われないと変速ショックが増大する可能性があった。

[0007] 本発明は、以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、第1変速部および第2変速部の同時変速が実行されるときに、変速ショックを抑制することができる車両用駆動装置の制御装置を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0008] かかる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、(a) 複数の変速段間でそれぞれ有段変速可能な第1変速部と第2変速部とを備える車両用駆動装置の制御装置において、(b) 前記第1変速部および第2変速部の少なくとも一方の回転要素に連結される電動機を備え、(c) 前記第1変速部および第2変速部の一方のダウンシフトと他方のアップシフトとが同時期に実行される同時変速の場合に、前記電動機により前記回転要素の回転速度を制御することで、前記同時変速における変速進行状況を制御するようにしたことにある。

[0009] また、請求項2にかかる発明は、請求項1に記載の車両用駆動装置の制御装置において、前記電動機の回転速度制御により前記同時変速における前記第1変速部および第2変速部の一方の変速進行状況に対する他方の変速進行状況を制御するものである。

[0010] また、請求項3にかかる発明は、請求項1または2に記載の車両用駆動装置の制御装置において、前記第2変速部の変速におけるイナーシャ相中に、前記第1変速部の変速を開始させ且つ完了させるように前記電動機を制御するものである。

- [0011] また、請求項4にかかる発明は、請求項1乃至3のいずれかに記載の車両用駆動装置の制御装置において、前記電動機として前記第1変速部の回転要素に連結される第1電動機を備え、その第1電動機により前記第1変速部の回転要素の回転速度を制御するものである。
- [0012] また、請求項5にかかる発明は、請求項4に記載の車両用駆動装置の制御装置において、前記同時変速中において、前記第2変速部の入力回転数の変化に応じて前記第1電動機を制御するものである。
- [0013] また、請求項6にかかる発明は、請求項1乃至5のいずれかに記載の車両用駆動装置の制御装置において、前記第1変速部および第2変速部はエンジンから駆動輪に至る動力伝達経路に配設され、前記同時変速中において前記エンジンの回転速度が同じ方向に変化するように前記電動機を制御するものである。
- [0014] また、請求項7にかかる発明は、請求項4または5に記載の車両用駆動装置の制御装置において、前記第1変速部および第2変速部はエンジンから駆動輪に至る動力伝達経路に配設され、前記第1変速部は、前記エンジンの出力を前記第1電動機および前記第2変速部の入力回転部材へ分配する差動機構を備え、前記同時変速中において前記エンジンの回転速度が同じ方向に変化するように前記第1電動機を制御するものである。
- [0015] また、請求項8にかかる発明は、請求項6または7に記載の車両用駆動装置の制御装置において、前記第2変速部の変速におけるイナーシャ相中に、前記エンジンの出力トルクを一時的に低下させるものである。
- [0016] また、請求項9にかかる発明は、請求項1乃至8のいずれかに記載の車両用駆動装置の制御装置において、前記第2変速部の変速は、解放側係合要素の解放と係合側係合要素の係合とにより達成されるクラッチツウクラッチ変速である。
- [0017] また、請求項10にかかる発明は、請求項1乃至9のいずれかに記載の車両用駆動装置の制御装置において、前記第1変速部は、その第1変速部に連結された電動機の運転状態が制御されることにより、入力回転速度と出力回転速度との差動状態が制御される電気式無段変速機である。
- [0018] また、請求項11にかかる発明は、請求項10に記載の車両用駆動装置の制御装置

において、前記第1変速部に連結された電動機を用いて前記同時変速における変速進行状況を制御するものである。

発明の効果

- [0019] 請求項1に係る発明の車両用駆動装置の制御装置によれば、前記第1変速部および第2変速部の一方のダウンシフトと他方のアップシフトとが同時期に実行される同時変速の場合に、前記第1変速部および第2変速部の少なくとも一方の回転要素に連結される電動機によりその回転要素の回転速度を制御することで、その同時変速における変速進行状況が制御されるので、車両用駆動装置の変速中の変速方向を一定方向とすることが可能となり、変速ショックを抑制することができる。例えば、同時変速の場合に、電動機によりその回転要素の回転速度を制御することで、同時変速における一方の変速進行状況に対する他方の変速進行状況が制御されるので、一方の変速の進行に合わせて他方の変速を実行することが可能となり、変速ショックを抑制することができる。
- [0020] ここで、好適には、上記車両用駆動装置の制御装置において、前記電動機の回転速度制御により前記同時変速における前記第1変速部および第2変速部の一方の変速進行状況に対する他方の変速進行状況を制御するので、変速ショックを適切に抑制することができる。
- [0021] また、好適には、上記車両用駆動装置の制御装置において、前記第2変速部の変速におけるイナーシャ相中に、前記第1変速部の変速を開始させ且つ完了させるように前記電動機を制御するので、第2変速部の変速に伴う回転数の変化内に第1変速部の変速に伴う回転数の変化を隠すことができ変速ショックを好適に抑制することができる。
- [0022] また、好適には、前記車両用駆動装置の制御装置において、前記電動機として前記第1変速部の回転要素に連結される第1電動機を備え、その第1電動機によりその第1変速部の回転要素の回転速度を制御するので、同時変速における変速進行状況が適切に制御される。
- [0023] また、好適には、上記車両用駆動装置の制御装置において、前記同時変速中において、前記第2変速部の入力回転数の変化に応じて前記第1電動機を制御するの

で、第2変速部の変速の進行に適合した第1変速部の変速を行うことができる。つまり、第2変速部の変速が開始されると第2変速部の入力回転速度が変化し始めるため、それに応じて第1電動機により第1変速部の回転要素の回転速度を制御することで、第2変速部の変速の進行に適合した第1変速部の変速を行うことができる。

[0024] また、好適には、前記車両用駆動装置の制御装置において、前記第1変速部および第2変速部はエンジンから駆動輪に至る動力伝達経路に配設され、前記同時変速中においてエンジン回転速度が同じ方向に変化するように前記電動機を制御するので、同時変速中にエンジン回転速度が上下せず車両用駆動装置全体として1つの変速と認識されてドライバーが違和感を覚えることが防止される。

[0025] また、好適には、前記車両用駆動装置の制御装置において、前記第1変速部および第2変速部はエンジンから駆動輪に至る動力伝達経路に配設され、その第1変速部は、そのエンジンの出力を前記第1電動機およびその第2変速部の入力回転部材へ分配する差動機構を備え、前記同時変速中においてエンジン回転速度が同じ方向に変化するようにその第1電動機を制御するので、同時変速中にエンジン回転速度が上下せず車両用駆動装置全体として1つの変速と認識されてドライバーが違和感を覚えることが防止される。また、差動機構の差動作用を利用して第1電動機によりエンジン回転速度が同じ方向に変化するように容易に制御できる利点がある。

[0026] また、好適には、前記車両用駆動装置の制御装置において、前記第2変速部の変速におけるイナーシャ相中に、前記エンジンの出力トルクを一時的に低下させるので、同時変速中の伝達トルクが低下させられて一層変速ショックが抑制される。

[0027] また、好適には、前記車両用駆動装置の制御装置によれば、前記第2変速部の変速は、解放側係合要素の解放と係合側係合要素の係合とにより達成されるクラッチツウクラッチ変速であるので、解放および係合の微妙なタイミング制御を必要として変速ショックが発生し易いクラッチツウクラッチ変速が第1変速部の変速と同時に実行される場合において、好適に変速ショックが抑制される。

[0028] また、好適には、前記車両用駆動装置の制御装置によれば、前記第1変速部は、その第1変速部に連結された電動機の運転状態が制御されることにより、入力回転速度と出力回転速度との差動状態が制御される電気式無段変速機であるので、第1

変速部と第2変速部とで無段変速機が構成され、滑らかに駆動トルクを変化させることが可能となる。

[0029] また、好適には、前記車両用駆動装置の制御装置によれば、前記第1変速部に連結された電動機を用いて前記同時変速における変速進行状況を制御するので、車両用駆動装置の変速中の変速方向を一定方向とすることが容易となり、変速ショックを適切に抑制することができる。

[0030] また、好適には、前記第1変速部は、エンジンに連結された第1要素と第1電動機に連結された第2要素と伝達部材に連結された第3要素とを有してそのエンジンの出力をその第1電動機およびその伝達部材へ分配する差動機構を有する差動部である。また、前記第2変速部は、その伝達部材から駆動輪への動力伝達経路に設けられて有段の自動変速機として機能する自動変速部である。

[0031] また、好適には、前記差動部は、前記第1電動機の運転状態が制御されることにより無段変速機として作動するものである。このようにすれば、差動部と前記自動変速部とで無段変速機が構成され、滑らかに駆動トルクを変化させることが可能である。尚、差動部の変速比を一定となるように制御した状態においては差動部と自動変速部とで有段変速機と同等の状態が構成され、車両用駆動装置の総合変速比が段階的に変化させられて速やかに駆動トルクを得ることも可能となる。更に、差動部は、変速比を連続的に変化させる他に変速比を段階的に変化させて有段変速機として作動させることも可能である。

[0032] また、好適には、前記差動機構は、相対回転可能な3つの回転要素を有する遊星歯車装置から構成され、前記第1変速部は、その3つの回転要素のうちの1つを非回転部材に選択的に連結するとともに、その3つの回転要素のうちの2つを選択的に相互に連結する係合装置を含むものである。

[0033] また、好適には、前記差動機構は、1組の遊星歯車装置から構成され、前記第1要素はその遊星歯車装置のキャリアであり、前記第2要素はその遊星歯車装置のサンギヤであり、前記第3要素はその遊星歯車装置のリングギヤである。このようにすれば、前記差動機構の軸方向寸法が小さくなる。

[0034] また、好適には、上記差動機構には、その差動機構を差動状態と非差動状態とに

選択的に切り換えるための摩擦係合装置が備えられる。これによって、差動作用の可能な非ロック状態すなわち第1変速部の無段変速状態と、上記差動作用を制限するロック状態として第1変速部を定変速比とする有段変速状態とが選択的に得られる。また、前記摩擦係合装置は、差動機構の回転要素の何れか2つを選択的に係合させて回転要素を相互に一体回転させることによって第1変速部の変速比を1とする状態と、差動機構の回転要素の何れかを非回転部材に係合させることによって第1変速部を変速比が1より小さい増速機として作動させる状態とを成立させる。このようにすれば、差動機構が2段の副変速機として機能するので、軸心方向寸法を増加させることなく変速段が増加する。

[0035] また、好適には、前記差動部の変速比と自動変速部の変速比とに基づいて駆動装置の総合変速比が形成され、その変速部の変速比を利用することによって駆動力が幅広く得られるようになるので、差動機構における電氣的な差動装置としての制御の効率が一層高められる。或いはまた、第2電動機が前記伝達部材に連結され、且つ自動変速部が形成される変速比が1より大きい減速変速機とされると、第2電動機の出カトルクは自動変速部の出力回転部材に対して低トルクの出カでよいので、第2電動機が小型化され得る。

[0036] また、好適には、前記第1変速部および第2変速部の一方のダウンシフトの変速と他方のアップシフトの変速とが同時期に実行される同時変速が判断されたか否かを判断する同時変速判定手段と、その同時変速判定手段により同時変速が判断されたときには、前記第2変速部の変速を実行させる第2変速部制御手段と、その第2変速部の変速におけるイナーシャ相中であるか否かを判定するイナーシャ相判定手段と、そのイナーシャ相中に第1変速部の変速を開始させ且つ完了させる第1変速部制御手段とが設けられる。このようにすれば、第2変速部の変速期間内においてその変速と同時期に第1変速部の変速が重複的に実行されて変速ショックが防止される。

[0037] 尚、本明細書では、「回転数」とは、「単位時間当たりの回転数」すなわち「回転速度 (rpm)」を意味している。

図面の簡単な説明

[0038] [図1]本発明の一実施例であるハイブリッド車両の駆動装置の構成を説明する骨子

図である。

[図2]図1の実施例のハイブリッド車両の変速機構が有段変速作動させられる場合における変速作動とそれに用いられる油圧式摩擦係合装置の作動の組み合わせとの関係を説明する作動図表である。

[図3]図1の実施例のハイブリッド車両の変速機構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]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5]油圧制御回路のうちクラッチCおよびブレーキBの各油圧アクチュエータの作動を制御するリニアソレノイドバルブに関する回路図の一例である。

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

[図7]図4の電子制御装置の制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。

[図8]車速と出力トルクとをパラメータとする同じ二次元座標に構成された、変速判断に用いられる予め記憶された変速線図の一例と、変速機構の変速状態の切換判断に用いられる予め記憶された切換線図の一例と、エンジン走行とモータ走行とを切換判断に用いられる境界線を有する予め記憶された駆動力源切換線図の一例とを例示する図である。

[図9]図4の電子制御装置の制御作動の要部、すなわち有段変速状態において同時変速を制御するための変速制御作動を説明するフローチャートである。

[図10]図9に示す制御作動を説明するタイムチャートであって、変速機構の2→3アップシフトが発生した場合の一例である。

[図11]本発明の他の実施例におけるハイブリッド車両の変速機構の構成を説明する骨子図であって、図1に相当する図である。

[図12]図11の実施例の変速機構の有段変速状態における変速段とそれを達成するための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って、図2に相当する図である。

[図13]図11の実施例のハイブリッド車両の変速機構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って、図3に相当する図である。

符号の説明

- [0039] 8:エンジン
10、110:変速機構(車両用駆動装置)
11:差動部(第1変速部)
16:動力分配機構(差動機構)
20、114:自動変速部(第2変速部)
32:駆動輪
80:電子制御装置(制御装置)
M1:第1電動機

発明を実施するための最良の形態

- [0040] 以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。

実施例 1

- [0041] 図1は、本発明の一実施例である制御装置が適用されるハイブリッド車両の駆動装置の一部を構成する変速機構(動力伝達装置)10を説明する骨子図である。図1において、変速機構10は車体に取り付けられる非回転部材としてのトランスミッションケース(以下、ケースという)12内において共通の軸心上に配設され、エンジン8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入力回転部材すなわち入力軸14と、この入力軸14に連結された第1変速部或いは無段変速部としての差動部11と、その差動部11と駆動輪32(図7参照)との間の動力伝達経路において伝達部材(伝動軸)18を介して直列に連結されている有段式変速機として機能する第2変速部すなわち自動変速部20と、この自動変速部20の出力を後段へ伝達する出力回転部材すなわち出力軸22とを直列に備えている。この変速機構10では、差動部11および自動変速部20が同心に構成されて軸方向寸法が比較的大きいため、例えば車両長手方向に縦置きされる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。この変速機構10は、エンジン8から一対の駆動輪32に至る動力伝達経路に設けられ、エンジン8からの動力をその動力伝達

経路の一部を構成する差動歯車装置(終減速機)30および一对の車軸等を順次介して一对の駆動輪32へ伝達する。上記エンジン8は、車両用駆動力源であり、例えばガソリンエンジンやディーゼルエンジン等の内燃機関や外燃機関などによって構成される。

[0042] このように、本実施例の変速機構10においては、エンジン8と差動部11とは直結されている。この直結にはトルクコンバータやフルードカップリング等の流体式伝動装置を介することなく連結されているということであり、例えば上記脈動吸収ダンパーなどを介する連結はこの直結に含まれる。また、伝達部材18は、差動部11の出力回転部材であるが、自動変速部20の入力回転部材でもある。尚、変速機構10はその軸心に対して対称的に構成されているため、図1の骨子図においてはその下側が省略されている。

[0043] 差動部11は、第1電動機M1と、入力軸14に入力されたエンジン8の出力を機械的に分配する機械的機構であってエンジン8の出力を第1電動機M1および伝達部材18に分配する差動機構としての動力分配機構16と、伝達部材18と一体的に回転するように設けられている第2電動機M2とを備えている。尚、この第2電動機M2は伝達部材18から駆動輪32までの間の動力伝達経路を構成するいずれの部分に設けられてもよい。本実施例の第1電動機M1および第2電動機M2は発電機能をも有する所謂モータジェネレータであるが、第1電動機M1は反力を発生させるためのジェネレータ(発電)機能を少なくとも有する電動機であり、第2電動機M2は走行用の駆動力源として駆動力を出力するためのモータ(電動機)機能を少なくとも有する電動機である。

[0044] 動力分配機構16は、例えば「0.380」程度の所定のギヤ比 ρ_0 を有するシングルピニオン型の遊星歯車装置24と、切換クラッチC0および切換ブレーキB0とを主体的に備えている。この遊星歯車装置24は、サンギヤS0、遊星歯車P0、その遊星歯車P0を自転および公転可能に支持するキャリアCA0、遊星歯車P0を介してサンギヤS0と噛み合うリングギヤR0を回転要素(要素)として備えている。サンギヤS0の歯数をZS0、リングギヤR0の歯数をZR0とすると、上記ギヤ比 ρ_0 はZS0/ZR0である。

[0045] この動力分配機構16において、キャリアCA0は入力軸14すなわちエンジン8に連結され、サンギヤS0は第1電動機M1に連結され、リングギヤR0は伝達部材18に連結されている。また、切換ブレーキB0はサンギヤS0とケース12との間に設けられ、切換クラッチC0はサンギヤS0とキャリアCA0との間に設けられている。それら切換クラッチC0および切換ブレーキB0が解放されるとすなわち解放状態へ切り換えられると、動力分配機構16は遊星歯車装置24の3要素であるサンギヤS0、キャリアCA0、リングギヤR0がそれぞれ相互に相対回転可能とされて差動作用が作動可能なすなわち差動作用が働く差動状態とされることから、エンジン8の出力が第1電動機M1と伝達部材18とに分配されるとともに、分配されたエンジン8の出力の一部で第1電動機M1から発生させられた電気エネルギーで蓄電されたり第2電動機M2が回転駆動されるので、差動部11(動力分配機構16)は所謂無段変速状態(電氣的CVT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が差動状態とされると、差動部11はその変速比 γ_0 ($=$ 入力軸14の回転速度 N_{IN} / 伝達部材18の回転速度 N_{18})が最小値 γ_{0min} から最大値 γ_{0max} まで連続的に変化させられる電氣的な無段変速機として機能する無段変速状態とされる。

[0046] この状態で、上記切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0が係合状態へ切り換えられると、動力分配機構16は前記差動作用が不能な非差動状態とされる。具体的には、上記切換クラッチC0が係合されてサンギヤS0とキャリアCA0とが一体的に連結されると、動力分配機構16は遊星歯車装置24の3要素であるサンギヤS0、キャリアCA0、リングギヤR0が共に回転すなわち一体回転させられる連結状態すなわちロック状態とされて前記差動作用をしない非差動状態とされ、差動部11も非差動状態とされる。このとき、エンジン8の回転速度と伝達部材18の回転速度とが一致する状態となるので、差動部11(動力分配機構16)は変速比 γ_0 が「1」に固定された変速機として機能する非無段変速状態例えば定変速状態すなわち有段変速状態とされる。

[0047] また、上記切換クラッチC0に替えて切換ブレーキB0が係合されてサンギヤS0がケース12に連結されると、動力分配機構16はサンギヤS0が非回転状態とされた非差動状態とされ、差動部11も非差動状態とされる。このとき、リングギヤR0はキャリアC

A0よりも増速回転させられるので、動力分配機構16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非無段変速状態例えば定変速状態すなわち有段変速状態とされる。

[0048] 上記切換クラッチC0および切換ブレーキB0は、差動部11(動力分配機構16)の変速状態を差動状態すなわち非ロック状態(非連結状態)と、非差動状態すなわちロック状態(連結状態)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。上記差動状態では、差動部11(動力分配機構16)が電氣的な差動装置として作動可能な差動状態例えば変速比が連続的変化可能な電氣的な無段変速機として作動する無段変速作動可能な無段変速状態とされる。また、上記非差動状態では、電氣的な無段変速作動しない非無段変速状態、すなわち例えば変速比変化を一定にロックするロック状態すなわち1または2種類以上の一定変速比の単段または複数段の変速機として作動する定変速状態(非差動状態)とされる。

[0049] 結局、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を非差動状態として動力分配機構16の差動作用を制限することにより、差動部11を非無段変速状態として差動部11の電氣的な差動装置又は無段変速機としての作動を制限する差動制限装置として機能している。

[0050] 自動変速部20は、シングルピニオン型の第1遊星歯車装置26、シングルピニオン型の第2遊星歯車装置28を備え、4速の有段式自動変速機として機能する。第1遊星歯車装置26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を備えており、例えば「0.529」程度の所定のギヤ比 ρ_1 を有している。第2遊星歯車装置28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「0.372」程度の所定のギヤ比 ρ_2 を有している。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、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とすると、上記ギヤ比 ρ_1 は $ZS1/ZR1$ 、上記ギヤ比 ρ_2 は $ZS2/ZR2$ である。

[0051] 自動変速部20では、第1サンギヤS1と第2サンギヤS2とは相互に一体的に連結さ

れるとともに第1クラッチC1を介して伝達部材18に選択的に連結され、第1キャリアCA1と第2リングギヤR2とは相互に一体的に連結されるとともに第2ブレーキB2を介してケース12に選択的に連結され且つ第3クラッチC3を介して伝達部材18に選択的に連結され、第1リングギヤR1は第1ブレーキB1を介してケース12に選択的に連結されるとともに第2クラッチC2を介して伝達部材18に選択的に連結され、第2キャリアCA2は出力軸22に連結されている。このように、自動変速部20と伝達部材18とは自動変速部20の変速段を成立させるために用いられる第1クラッチC1、第2クラッチC2、および第3クラッチC3を介して選択的に連結されている。言い換えれば、第1クラッチC1、第2クラッチC2、および第3クラッチC3は、自動変速部20の入力クラッチであり、伝達部材18と自動変速部20との間すなわち差動部11(伝達部材18)と駆動輪32との間の動力伝達経路を動力伝達を可能とする動力伝達可能状態と、その動力伝達経路の動力伝達を遮断する動力伝達遮断状態とに選択的に切り換える動力伝達遮断用係合装置として機能している。第1クラッチC1、第2クラッチC2、および第3クラッチC3のうちの少なくとも1つが係合されることで上記動力伝達経路が動力伝達可能状態とされ、第1クラッチC1、第2クラッチC2、および第3クラッチC3が共に解放されることで上記動力伝達経路が動力伝達遮断状態とされる。

[0052] 前記切換クラッチC0、第1クラッチC1、第2クラッチC2、第3クラッチC3、切換ブレーキB0、第1ブレーキB1、および第2ブレーキB2(以下、特に区別しない場合はクラッチC、ブレーキBと表す)は、従来の車両用自動変速機においてよく用いられている油圧式摩擦係合装置であって、互いに重ねられた複数枚の摩擦板が油圧アクチュエータにより押圧される湿式多板型や、回転するドラムの外周面に巻き付けられた1本または2本のバンドの一端が油圧アクチュエータによって引き締められるバンドブレーキなどにより構成され、それが介挿されている両側の部材を選択的に連結するものである。

[0053] 以上のように構成された変速機構10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が備えられており、それら切換クラッチ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定変速状態とされた差動部11と有段変速機として作動する自動変速部20とで有段変速状態が構成され、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差動部11と自動変速部20とで電氣的な無段変速機として作動する無段変速状態が構成される。

[0054] 差動部11が非無段変速状態とされて変速機構10が有段変速機として機能する場合には、切換クラッチC0および切換ブレーキB0の何れかが係合させられ、且つ第1クラッチC1、第2クラッチC2、第3クラッチC3、第1ブレーキB1、および第2ブレーキB2が図2に示す組み合わせで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7速ギヤ段(第7変速段)のいずれかの前進ギヤ段或いは後進ギヤ段(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る。前進ギヤ段では、隣接するギヤ段の変速比間が略等比的に変化する変速機構10の総合変速比 $\gamma T (= \text{入力軸14の回転速度} N_{IN} / \text{出力軸22の回転速度} N_{OUT})$ が各ギヤ段毎に段階的に得られ、且つそのトータル変速比幅(=第1速ギヤ段の変速比 $\gamma T1$ / 第7速ギヤ段の変速比 $\gamma T7$)が広範囲に得られるようになっている。この変速機構10の総合変速比 γT は、差動部11の変速比 $\gamma 0$ と自動変速部20の変速比 $\gamma A (= \text{伝達部材18の回転速度} N_{18} / \text{出力軸22の回転速度} N_{OUT})$ とに基づいて形成される変速機構10全体としてのトータル変速比 $\gamma T (= \text{変速比} \gamma 0 \times \text{変速比} \gamma A)$ である。

[0055] 図2の係合作動表に詳しく示されるように、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 $\gamma T1$ が最大値例えば「3. 683」程度である第1速ギヤ段が成立させられ、切換ブレーキB0、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 $\gamma T2$ が第1速ギヤ段よりも小さい値例えば「2. 669」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 $\gamma T3$ が第2速ギヤ段よりも小さい値例えば「1. 909」程度である第3速ギヤ段が成立させられ、切換ブレーキB0、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 $\gamma T4$ が第3速ギヤ段よりも小さい値例えば「1. 383」程度である第4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3クラッチC3の係合により変速比 $\gamma T5$ が第4速ギヤ段よりも小さい値例えば「1. 000」程度である第5速ギヤ段が成立させられ、切換クラッチC0、第3クラッチC3、およびブレーキB1の係合により変速比 $\gamma T6$ が第5速ギヤ段よりも小さい値例えば「0. 66

1」程度である第6速ギヤ段が成立させられ、切換ブレーキB0、第3クラッチC3、および第1ブレーキB1の係合により変速比 $\gamma T7$ が第6速ギヤ段よりも小さい値例えば「0.479」程度である第7速ギヤ段が成立させられる。また、エンジン8による駆動時においては第2クラッチC2および第2ブレーキB2の係合により、第2電動機M2による駆動時においては第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 γR が第2速ギヤ段と第3速ギヤ段との間の値例えば「1.951」程度である後進ギヤ段が成立させられる。尚、この後進ギヤ段は、通常、差動部11の無段変速状態において成立させられる。また、ニュートラル「N」状態とする場合には、例えばブレーキB2のみが係合される。

[0056] 上記の説明および図2から明らかなように、本実施例の変速機構10では、切換クラッチC0および切換ブレーキB0のうちの一方の解放と他方の係合とで達成するクラッチツウクラッチ変速による2段階の変速と、第1クラッチC1、第2クラッチC2、第3クラッチC3、第1ブレーキB1、第2ブレーキB2のうちの一つの解放と他の1つの係合とで達成するクラッチツウクラッチ変速による4段階の変速とが組み合わせられることにより、前進7段の変速が行われるようになっている。

[0057] すなわち、第1速ギヤ段と第2速ギヤ段との間、第3速ギヤ段と第4速ギヤ段との間、第6速ギヤ段と第7速ギヤ段との間が専ら第1変速部(差動部11)のクラッチツウクラッチ変速により切り換えられ、第5速ギヤ段と第6速ギヤ段との間が専ら第2変速部(自動変速部20)のクラッチツウクラッチ変速により切り換えられ、第2速ギヤ段と第3速ギヤ段との間、第4速ギヤ段と第5速ギヤ段との間が第1変速部の変速と第2変速部の変速とが同じ変速期間内に同時に実行されることにより切り換えられる。

[0058] また、差動部11が無段変速状態とされて変速機構10が無段変速機として機能する場合には、切換クラッチC0および切換ブレーキB0が共に解放されて差動部11が無段変速機として機能し、且つ差動部11に直列の自動変速部20が前進4段の有段変速機として機能することにより、自動変速部20の前進4段から自動的にギヤ段が選択されることにより自動変速部20の変速比 γA が段階的に変化するにも拘わらず全体のトータル変速比 γT が連続的に変化するように、自動変速部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その変速段Mに

において無段的な変速比幅が得られる。したがって、変速機構10のトータル変速比 γ_T が無段階に得られるようになる。

[0059] すなわち、変速機構10が無段変速機として機能する場合には、切換クラッチC0および切換ブレーキB0が共に解放された状態で、自動変速部20の第1速、第2速、第3速、第4速の各ギヤ段に対し、その各ギヤ段の間において無段的に連続して変化するトータル変速比 γ_T となるように、差動部11の変速比 γ_0 が制御させられて、変速機構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。

[0060] 図3は、無段変速部或いは第1変速部として機能する差動部11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部20とから構成される変速機構10において、ギヤ段毎に連結状態が異なる各回転要素の回転速度の相対関係を直線上で表すことができる共線図を示している。この図3の共線図は、各遊星歯車装置24、26、28のギヤ比 ρ の関係を示す横軸と、相対的回転速度を示す縦軸とから成る二次元座標であり、横線のうちの下側の横線X1が回転速度零を示し、上側の横線X2が相対回転速度「1.0」すなわち入力軸14に連結されたエンジン8の回転速度 N_E を示し、破線に示す横線XGが伝達部材18の回転速度を示している。

[0061] また、差動部11を構成する動力分配機構16の3つの要素に対応する3本の縦線Y1、Y2、Y3は、左側から順に第2回転要素(第2要素)RE2に対応するサンギヤS0、第1回転要素(第1要素)RE1に対応するキャリアCA0、第3回転要素(第3要素)RE3に対応するリングギヤR0の相対回転速度を示すものであり、それら縦線の間隔は遊星歯車装置24のギヤ比 ρ_0 に応じて定められている。さらに、自動変速部20の4本の縦線Y4、Y5、Y6、Y7は、左から順に、第4回転要素(第4要素)RE4に対応する第1リングギヤR1を、第5回転要素(第5要素)RE5に対応し相互に連結された第1キャリアCA1及び第2リングギヤR2を、第6回転要素(第6要素)RE6に対応する第2キャリアCA2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1サンギヤS1および第2サンギヤS2を、それぞれ表し、それらの間隔は第1遊星歯車装置26のギヤ比 ρ_1 および第2遊星歯車装置28のギヤ比 ρ_2 に応じてそれぞれ定められている。共線図の縦軸間の関係においてサンギヤとキャリアとの間が「1」に対応する間隔とされるとキャリアとリングギヤとの間が遊星歯車装置のギヤ比 ρ に対応

する間隔とされる。すなわち、差動部11では縦線Y1とY2との縦線間が「1」に対応する間隔に設定され、縦線Y2とY3との間隔はギヤ比 ρ_0 に対応する間隔に設定される。また、自動変速部20では各第1、第2遊星歯車装置26、28毎にそのサンギヤとキャリアとの間が「1」に対応する間隔に設定され、キャリアとリングギヤとの間が ρ に対応する間隔に設定される。

[0062] 上記図3の共線図を用いて表現すれば、本実施例の変速機構10は、動力分配機構16(差動部11)において、遊星歯車装置24の第1回転要素RE1(キャリアCA0)が入力軸14すなわちエンジン8に連結されるとともに切換クラッチC0を介して第2回転要素RE2(サンギヤS0)と選択的に連結され、第2回転要素RE2が第1電動機M1に連結されるとともに切換ブレーキB0を介してケース12に選択的に連結され、第3回転要素RE3(リングギヤR0)が伝達部材18および第2電動機M2に連結されて、入力軸14の回転を伝達部材18を介して自動変速部20へ伝達する(入力させる)ように構成されている。このとき、Y2とX2の交点を通る斜めの直線L0によりサンギヤS0の回転速度とリングギヤR0の回転速度との相対関係が示される。

[0063] 例えば、上記切換クラッチC0および切換ブレーキB0の解放により、第1回転要素RE1乃至第3回転要素RE3を相互に相対回転可能とする無段変速状態(差動状態)、例えば少なくとも第2回転要素RE2および第3回転要素RE3を互いに異なる速度にて回転可能とする無段変速状態(差動状態)に切換えられたときは、第1電動機M1の回転速度を制御することによって直線L0と縦線Y1との交点で示されるサンギヤS0の回転が上昇或いは下降させられると、直線L0と縦線Y3との交点で示される車速Vに拘束されるリングギヤR0の回転速度が略一定である場合には、直線L0と縦線Y2との交点で示されるキャリアCA0の回転速度すなわちエンジン回転速度 N_E が上昇或いは下降させられる。

[0064] また、切換クラッチC0の係合によりサンギヤS0とキャリアCA0とが連結されると、動力分配機構16は上記3回転要素RE1、RE2、RE3が一体回転して第2回転要素RE2および第3回転要素RE3を互いに異なる速度にて回転可能としない非差動状態とされるので、直線L0は横線X2と一致させられ、エンジン回転速度 N_E と同じ回転で伝達部材18が回転させられる。また、切換ブレーキB0の係合によりサンギヤS0がケ

ース12に連結されると、動力分配機構16は第2回転要素RE2の回転が停止させられて非差動状態とされるので、直線L0は図3に示す状態となって差動部11が増速機構として機能させられ、その直線L0と縦線Y3との交点で示されるリングギヤR0の回転速度すなわち伝達部材18の回転速度は、エンジン回転速度 N_E よりも増速された回転で自動変速部20へ入力される。

[0065] また、自動変速部20において第4回転要素RE4は第2クラッチC2を介して伝達部材18に選択的に連結されるとともに第1ブレーキB1を介してケース12に選択的に連結され、第5回転要素RE5は第3クラッチC3を介して伝達部材18に選択的に連結されるとともに第2ブレーキB2を介してケース12に選択的に連結され、第6回転要素RE6は出力軸22に連結され、第7回転要素RE7は第1クラッチC1を介して伝達部材18に選択的に連結されている。

[0066] 自動変速部20では、図3に示すように、切換クラッチC0と第1クラッチC1と第2ブレーキB2とが係合させられることにより、第7回転要素RE7の回転速度を示す縦線Y7と横線X2との交点と第5回転要素RE5の回転速度を示す縦線Y5と横線X1との交点とを通る斜めの直線L1と、出力軸22と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6との交点で第1速の出力軸22の回転速度が示される。同様に、切換ブレーキB0と第1クラッチC1と第2ブレーキB2とが係合させられることにより決まる斜めの直線L2と出力軸22と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6との交点で第2速の出力軸22の回転速度が示され、切換クラッチC0と第1クラッチC1と第1ブレーキB1とが係合させられることにより決まる斜めの直線L3と出力軸22と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6との交点で第3速の出力軸22の回転速度が示され、切換ブレーキB0と第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直線L4と出力軸22と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6との交点で第4速の出力軸22の回転速度が示され、切換クラッチC0と第1クラッチC1と第3クラッチC3とが係合させられることにより決まる水平な直線L5と出力軸22と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6との交点で第5速の出力軸22の回転速度が示され、切換クラッチC0と第3クラッチC3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L6と出力軸22と連

結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6との交点で第6速の出力軸22の回転速度が示され、切換ブレーキB0と第3クラッチC3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L7と出力軸22と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6との交点で第7速の出力軸22の回転速度が示される。上記第1速、第3速、第5速、第6速では、切換クラッチC0が係合させられる結果、エンジン回転速度 N_E と同じ回転速度で第4回転要素RE4、第5回転要素RE5、或いは第7回転要素RE7に差動部11すなわち動力分配機構16からの動力が入力される。しかし、第2速、第4速、第7速では、切換クラッチC0に替えて切換ブレーキB0が係合させられる結果、第5回転要素RE5或いは第7回転要素RE7に差動部11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。

[0067] 図4は、本実施例の変速機構10を制御するための電子制御装置80に入力される信号及びその電子制御装置80から出力される信号を例示している。この電子制御装置80は、CPU、ROM、RAM、及び入出力インターフェースなどから成る所謂マイクロコンピュータを含んで構成されており、RAMの一時記憶機能を利用しつつROMに予め記憶されたプログラムに従って信号処理を行うことによりエンジン8、第1、第2電動機M1、M2に関するハイブリッド駆動制御、自動変速部20の変速制御等の駆動制御を実行するものである。

[0068] 電子制御装置80には、図4に示すような各センサやスイッチなどから、エンジン水温 $TEMP_W$ を表す信号、シフトレバー52(図6参照)のシフトポジション P_{SH} や「M」ポジションにおける操作回数等を表す信号、エンジン8の回転速度であるエンジン回転速度 N_E を表す信号、ギヤ比列設定値を表す信号、Mモード(手動変速走行モード)を指令する信号、エアコンの作動を表す信号、出力軸22の回転速度(以下、出力軸回転速度) N_{OUT} に対応する車速Vを表す信号、自動変速部20の作動油温 TH_{OIL} を表す信号、サイドブレーキ操作を表す信号、フットブレーキ操作を表す信号、触媒温度を表す信号、運転者の出力要求量に対応するアクセルペダルの操作量であるアクセル開度 θ_{ACC} を表す信号、カム角を表す信号、スノーモード設定を表す信号、車両の前後加速度Gを表す信号、オートクルーズ走行を表す信号、車両の重量(車重)を表す信号、各車輪の車輪速を表す信号、変速機構10を有段変速機として機能させ

るために差動部11(動力分配機構16)を有段変速状態(ロック状態)に切り換えるための有段スイッチ操作の有無を表す信号、変速機構10を無段変速機として機能させるために差動部11(動力分配機構16)を無段変速状態(差動状態)に切り換えるための無段スイッチ操作の有無を表す信号、第1電動機M1の回転速度 N_{M1} (以下、第1電動機回転速度 N_{M1} という)を表す信号、第2電動機M2の回転速度 N_{M2} (以下、第2電動機回転速度 N_{M2} という)を表す信号、蓄電装置56(図7参照)の充電容量(充電状態)SOCを表す信号などが、それぞれ供給される。

[0069] また、上記電子制御装置80からは、エンジン出力を制御するエンジン出力制御装置58(図7参照)への制御信号例えばエンジン8の吸気管60に備えられた電子スロットル弁62のスロットル弁開度 θ_{TH} を操作するスロットルアクチュエータ64への駆動信号や燃料噴射装置66による吸気管60或いはエンジン8の筒内への燃料供給量を制御する燃料供給量信号や点火装置68によるエンジン8の点火時期を指令する点火信号、過給圧を調整するための過給圧調整信号、電動エアコンを作動させるための電動エアコン駆動信号、電動機M1およびM2の作動を指令する指令信号、シフトインジケータを作動させるためのシフトポジション(操作位置)表示信号、ギヤ比を表示させるためのギヤ比表示信号、スノーモードであることを表示させるためのスノーモード表示信号、制動時の車輪のスリップを防止するABSアクチュエータを作動させるためのABS作動信号、Mモードが選択されていることを表示させるMモード表示信号、差動部11や自動変速部20の油圧式摩擦係合装置の油圧アクチュエータを制御するために油圧制御回路70(図5、図7参照)に含まれる電磁弁を作動させるバルブ指令信号、この油圧制御回路70に設けられたレギュレータバルブ(調圧弁)によりライン油圧 P_L を調圧するための信号、そのライン油圧 P_L が調圧されるための元圧の油圧源である電動オイル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。

[0070] 図5は、油圧制御回路70のうちクラッチCおよびブレーキBの各油圧アクチュエータ(油圧シリンダ)AC0、AC1、AC2、AC3、AB0、AB1、AB2の作動を制御するリニアソレノイドバルブSL1～SL7に関する回路図である。

- [0071] 図5において、各油圧アクチュエータAC0、AC1、AC2、AC3、AB0、AB1、AB2には、ライン油圧PLがそれぞれリニアソレノイドバルブSL1～SL7により電子制御装置80からの指令信号に応じた係合圧PC0、PC1、PC2、PC3、PB0、PB1、PB2に調圧されてそれぞれ直接的に供給されるようになっている。このライン油圧PLは、電動オイルポンプやエンジン8により回転駆動される機械式オイルポンプから発生する油圧を元圧として例えばリリーフ型調圧弁（レギュレータバルブ）によって、アクセル開度 θ_{ACC} 或いはスロットル弁開度 θ_{TH} で表されるエンジン負荷等に応じた値に調圧されるようになっている。
- [0072] リニアソレノイドバルブSL1～SL7は、基本的には何れも同じ構成で、電子制御装置80により独立に励磁、非励磁され、各油圧アクチュエータAC0、AC1、AC2、AC3、AB0、AB1、AB2の油圧が独立に調圧制御されてクラッチCおよびブレーキBの係合圧PC0、PC1、PC2、PC3、PB0、PB1、PB2が制御される。そして、変速機構10は、例えば図2の係合作動表に示すように予め定められた係合装置が係合されることによって各変速段が成立させられる。また、変速機構10の変速制御においては、例えば変速に関与するクラッチCやブレーキBの解放と係合とが同時に制御される所謂クラッチツウクラッチ変速が実行される。
- [0073] 図6は複数種類のシフトポジション P_{SH} を人為的操作により切り換える切換装置としてのシフト操作装置50の一例を示す図である。このシフト操作装置50は、例えば運転席の横に配設され、複数種類のシフトポジション P_{SH} を選択するために操作されるシフトレバー52を備えている。
- [0074] そのシフトレバー52は、クラッチC1～C3のいずれの係合装置も係合されないような変速機構10内つまり自動変速部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部20の出力軸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）」、変速機構10内の動力伝達経路が遮断された中立状態とするための中立ポジション「N（ニュートラル）」、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。
- [0075] 上記シフトレバー52の各シフトポジション P_{SH} への手動操作に連動して図2の係合

作動表に示す後進ギヤ段「R」、ニュートラル「N」、前進ギヤ段「D」における各変速段等が成立するように、例えば油圧制御回路70が電氣的に切り換えられる。

[0076] 例えば、「D」ポジションがシフトレバー52の操作により選択された場合には、予め記憶された変速マップや切換マップ(図8参照)に基づいて変速機構10の変速状態の自動切換制御が実行されたり、動力分配機構16の無段変速制御が実行されたり、自動変速部20の自動変速制御が実行される。この「D」ポジションは変速機構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。

[0077] 「M」ポジションがシフトレバー52の操作により選択された場合には、指定された上限ギヤ段の範囲のレンジ内で変速機構10が有段で自動変速制御され、或いは指定されたギヤ段が得られるように自動変速制御される。この「M」ポジションは変速機構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。

[0078] 図7は、電子制御装置80による制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。図7において、有段変速制御手段82は、例えば記憶手段100に予め記憶された図8の実線および一点鎖線に示す変速線図(関係、変速マップ)から車速Vおよび自動変速部20の要求出力トルク T_{OUT} で示される車両状態に基づいて、変速機構10の変速を実行すべきか否かを判断し、その判断した変速段が得られるように自動変速部20の自動変速制御を実行する。このとき、有段変速制御手段82は、例えば図2に示す係合表に従って変速段が達成されるように、切換クラッチC0および切換ブレーキB0を含む変速に関与する油圧式摩擦係合装置を係合および／または解放させる指令(変速出力指令、油圧指令)を直接的或いは間接的に油圧制御回路70へ出力する。油圧制御回路70は、その指令に従って、例えば変速に関与する解放側の油圧式摩擦係合装置を解放すると共に、変速に関与する係合側の油圧式摩擦係合装置を係合して自動変速部20の変速が実行されるように、油圧制御回路70内の電磁弁を作動させてその変速に関与する油圧式摩擦係合装置の油圧アクチュエータを作動させる。

[0079] ハイブリッド制御手段84は、差動部11の差動状態において変速機構10の変速制

御を実行する制御様式である無段変速モードが選択された場合には無段変速制御手段として機能するものであり、変速機構10の無段変速状態すなわち差動部11の差動状態においてエンジン8を効率のよい作動域で作動させる一方で、エンジン8と第2電動機M2との駆動力の配分や第1電動機M1の発電による反力を最適になるように変化させ、差動部11の電氣的な無段変速機としての変速比 γ_0 を制御し、トータル変速比 γ_T を無段階に制御する。例えば、そのときの走行車速において、運転者の出力要求量としてのアクセル開度 θ_{ACC} や車速Vから車両の目標(要求)出力を算出し、その車両の目標出力と充電要求値から必要なトータル目標出力を算出し、そのトータル目標出力が得られるように伝達損失、補機負荷、第2電動機M2のアシストトルク等を考慮して目標エンジン出力を算出し、その目標エンジン出力が得られるエンジン回転速度 N_E とエンジントルク T_E となるようにトータル変速比 γ_T およびエンジン8の出力を制御するとともに第1電動機M1の発電量を制御する。

[0080] ハイブリッド制御手段84は、その制御を動力性能や燃費向上などのために、上記無段変速制御中において自動変速部20の変速段を考慮して実行する。このようなハイブリッド制御では、エンジン8を効率のよい作動域で作動させるために定まるエンジン回転速度 N_E と車速Vおよび自動変速部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、差動部11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84は、エンジン回転速度 N_E とエンジン8の出力トルク(エンジントルク) T_E とで構成される二次元座標内において無段変速走行の時に運転性と燃費性とを両立するように予め実験的に求められて例えば記憶手段100に記憶された図示しないエンジン8の最適燃费率曲線(燃費マップ、関係)に沿ってエンジン8が作動させられるように、例えば目標出力(トータル目標出力、要求駆動力)を充足するために必要なエンジン出力を発生するためのエンジントルク T_E とエンジン回転速度 N_E となるように、変速機構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自動変速部20の変速段を考慮して差動部11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13~0.5の範囲内で制御する。

[0081] このとき、ハイブリッド制御手段84は、第1電動機M1により発電された電気エネルギー

ギをインバータ54を通して蓄電装置56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54を通してその電気エネルギーが第2電動機M2へ供給され、その第2電動機M2が駆動されて第2電動機M2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。

[0082] また、ハイブリッド制御手段84は、スロットル制御のためにスロットルアクチュエータ64により電子スロットル弁62を開閉制御させる他、燃料噴射制御のために燃料噴射装置66による燃料噴射量や噴射時期を制御させ、点火時期制御のためにイグナイタ等の点火装置68による点火時期を制御させる指令を単独で或いは組み合わせてエンジン出力制御装置58に出力して、必要なエンジン出力が発生するようにエンジン8の出力制御を実行するエンジン出力制御手段を機能的に備えている。エンジン出力制御装置58は、ハイブリッド制御手段84による指令に従って、スロットル制御のためにスロットルアクチュエータ64により電子スロットル弁62を開閉制御する他、燃料噴射制御のために燃料噴射装置66による燃料噴射を制御し、点火時期制御のためにイグナイタ等の点火装置68による点火時期を制御するなどして必要なエンジン出力を発生させる。

[0083] また、ハイブリッド制御手段84は、エンジン8の停止又はアイドル状態に拘わらず、差動部11の電氣的CVT機能(差動作用)によって車両をモータ走行させることができる。図8の実線Eは、車両の発進／走行用(以下、走行用という)の駆動力源をエンジン8と電動機例えば第2電動機M2とで切り換えるための、言い換えればエンジン8を走行用の駆動力源として車両を発進／走行(以下、走行という)させる所謂エンジン走行と第2電動機M2を走行用の駆動力源として車両を走行させる所謂モータ走行とを切り換えるための、エンジン走行領域とモータ走行領域との境界線である。この図8の境界線(実線E)に示される関係は、車速Vと駆動力関連値である出力トルク T_{OUT} とをパラメータとする二次元座標で構成された駆動力源切換線図(駆動力源マ

ップ)の一例である。この駆動力源切換線図は、例えば同じ図8中の実線および一点鎖線に示す変速線図(変速マップ)と共に記憶手段100に予め記憶されている。

[0084] そして、ハイブリッド制御手段84は、例えば図8の駆動力源切換線図から車速 V と要求出力トルク T_{OUT} とで示される車両状態に基づいてモータ走行領域とエンジン走行領域との何れであるかを判断してモータ走行或いはエンジン走行を実行する。このように、ハイブリッド制御手段84によるモータ走行は、図8から明らかなように一般的にエンジン効率が高トルク域に比較して低いとされる比較的low出力トルク T_{OUT} 域すなわちlowエンジントルク T_E 域、或いは車速 V の比較的low車速域すなわちlow負荷域で実行される。よ

って、通常はモータ発進がエンジン発進に優先して実行されるが、例えば車両発進時に図8の駆動力源切換線図のモータ走行領域を超える要求出力トルク T_{OUT} すなわち要求エンジントルク T_E とされる程大きくアクセルペダルが踏込操作されるような車両状態によってはエンジン発進も通常実行される。

[0085] ハイブリッド制御手段84は、上記のモータ走行時には、停止しているエンジン8の引き摺りを抑制して燃費を向上させるために、例えば第1電動機M1を無負荷状態とすることにより空転させて、差動部11の電氣的CVT機能(差動作用)により必要に応じてエンジン回転速度 N_E を零乃至略零に維持することも可能である。

[0086] また、ハイブリッド制御手段84は、エンジン走行領域であっても、上述した電気パスによる第1電動機M1からの電気エネルギーおよび／または蓄電装置56からの電気エネルギーを第2電動機M2へ供給し、その第2電動機M2を駆動して駆動輪32にトルクを付与することにより、エンジン8の動力を補助するための所謂トルクアシストが可能である。よって、本実施例のエンジン走行には、エンジン走行＋モータ走行も含むものとする。

[0087] また、ハイブリッド制御手段84は、車両の停止中又は走行中に拘わらず、差動部11の電氣的CVT機能によって例えば第1電動機回転速度 N_{M1} を制御してエンジン回転速度 N_E を略一定に維持したり任意の回転速度に回転制御することができる。言い換えれば、ハイブリッド制御手段84は、エンジン回転速度 N_E を略一定に維持したり任意の回転速度に制御しつつ第1電動機回転速度 N_{M1} を任意の回転速度に回転制

御することができる。例えば、図3の共線図からもわかるようにハイブリッド制御手段84は車両走行中にエンジン回転速度 N_E を引き上げる場合には、車速 V （駆動輪32）に拘束される第2電動機回転速度 N_{M2} を略一定に維持しつつ第1電動機回転速度 N_{M1} の引き上げを実行する。

[0088] 切換制御手段86は、車両状態に基づいて切換用係合装置（切換クラッチC0または切換ブレーキB0）の係合／解放を切り換えることにより、前記無段変速状態すなわち前記差動状態と前記有段変速状態すなわち前記ロック状態との間で変速状態を選択的に切り換える。例えば、切換制御手段86は、要求出力トルク T_{OUT} および車速 V により示される車両状態に基づいて、記憶手段100に予め記憶された前記図8に示すような変速機構10を無段変速状態とする無段領域内であるか或いは変速機構10を有段変速状態とする有段領域内であるかを判定し、切換クラッチC0或いは切換ブレーキB0の係合とそれら切換クラッチC0および切換ブレーキB0の解放とを切り換えることにより、変速機構10を前記無段変速状態と前記有段変速状態とのいずれかに選択的に切り換える。

[0089] すなわち、切換制御手段86は有段変速制御領域内であると判定した場合は、ハイブリッド制御手段84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すなわち禁止とする信号を出力するとともに、有段変速制御手段82に対して予め設定された有段変速時の変速を許可し、その有段変速制御手段82の変速判断にしたがって切換クラッチC0または切換ブレーキB0を係合させる。このときの有段変速制御手段82は、記憶手段100に予め記憶された例えば図8に示す変速線図に従って自動変速部20の前進7速の自動変速制御を実行する。例えば記憶手段100に予め記憶された図2は、このときの変速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、C3、B0、B1、B2の作動の組み合わせを示している。すなわち、変速機構10全体すなわち差動部11および自動変速部20が所謂有段式自動変速機として機能し、図2に示す係合表に従って変速段が達成される。

[0090] 一方で、切換制御手段86は、要求出力トルク T_{OUT} および車速 V により示される車両状態が図8の無段領域内であると判定した場合は、変速機構10全体として無段変速状

態が得られるようにするために差動部11を無段変速状態として無段変速可能とするように切換クラッチC0および切換ブレーキB0を解放させる指令を油圧制御回路70へ出力する。同時に、ハイブリッド制御手段84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82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、或いは記憶手段100に予め記憶された例えば図8に示す変速線図に従って自動変速部20を自動変速することを許可する信号を出力する。この場合、有段変速制御手段82により、自動変速部20は図2の係合表内において切換クラッチC0および切換ブレーキB0の係合を除いた前進4速の変速段、すなわち第1クラッチC1および第2ブレーキB2の係合により達成される第1のギヤ段(変速比 $\gamma_A = 3.683$)、第1クラッチC1および第1ブレーキB1の係合により達成される第2のギヤ段(変速比 $\gamma_A = 1.909$)、第1クラッチC1および第3クラッチC3の係合により達成される第3のギヤ段(変速比 $\gamma_A = 1.000$)、第3クラッチC3および第1ブレーキB1の係合により達成される第4のギヤ段(変速比 $\gamma_A = 0.661$)で自動変速が行われる。このように、切換制御手段86により無段変速状態に切り換えられた差動部11が無段変速機として機能し、それに直列の自動変速部20が有段変速機として機能することにより、適切な大きさの駆動力が得られると同時に、自動変速部20の上記第1、第2、第3、第4の各ギヤ段に対しその自動変速部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 N_{18} が無段的に変化させられて各ギヤ段は無段的な変速比幅が得られる。したがって、その各ギヤ段の間が無段的に連続変化可能な変速比となって変速機構10全体として無段変速状態となりトータル変速比 γ_T が無段階に得られるようになる。

- [0091] 尚、図8は自動変速部20の変速判断の基となる記憶手段100に予め記憶された変速線図(関係、変速マップ)であり、車速 V と駆動力関連値である要求出力トルク T_{OUT} とをパラメータとする二次元座標で構成された変速線図の一例である。図8の実線はアップシフト線であり一点鎖線はダウンシフト線である。図8の破線は切換制御手段86による無段制御領域と有段制御領域との切換判定のための判定車速 V_1 および判定出力トルク T_{OUT1} を示している。つまり、図8の破線はハイブリッド車両の高速走行域を判定するための予め設定された高速走行判定値である判定車速 V_1 の連なりで

ある高車速判定線と、ハイブリッド車両の要求駆動力に関連する駆動力関連値例えば自動変速部20の出力トルク T_{OUT} が高出力となる高出力走行域、高トルク走行域を判定するための予め設定された高出力走行判定値である判定出力トルク T_{OUT1} の連なりである高出力走行判定線とを示している。さらに、図8の破線に対して2点鎖線に示すように有段制御領域と無段制御領域との判定にヒステリシスが設けられている。つまり、この図8は判定車速 $V1$ 、 $V2$ および判定出力トルク T_{OUT1} 、 T_{OUT2} を含む、車速 V と要求出力トルク T_{OUT} とをパラメータとして切換制御手段86により有段制御領域と無段制御領域とのいずれであるかを領域判定するための予め記憶された切換線図(切換マップ、関係)である。尚、この切換線図を含めて変速マップとして記憶手段100に予め記憶されてもよい。また、この切換線図は判定車速 $V1$ および判定出力トルク T_{OUT1} の少なくとも1つを含むものであってもよいし、車速 V および要求出力トルク T_{OUT} の何れかをパラメータとする予め記憶された切換線図であってもよい。

[0092] 上記変速線図、切換線図、或いは駆動力源切換線図等は、マップとしてではなく実際の車速 V と判定車速 $V1$ 、 $V2$ とを比較する判定式、要求出力トルク T_{OUT} と判定出力トルク T_{OUT1} 、 T_{OUT2} とを比較する判定式等として記憶されてもよい。この場合には、例えば、切換制御手段86は、実際の車速 V が判定車速 $V1$ を越えたか否かを判定し、判定車速 $V1$ を越えたときには切換クラッチ $C0$ または切換ブレーキ $B0$ を係合して変速機構10を有段変速状態とする。また、切換制御手段86は、自動変速部20の要求出力トルク T_{OUT} が判定出力トルク T_{OUT1} を越えたか否かを判定し、判定出力トルク T_{OUT1} を越えたときには切換クラッチ $C0$ または切換ブレーキ $B0$ を係合させて変速機構10を有段変速状態とする。

[0093] 図8の縦軸は要求出力トルク T_{OUT} が示されていたが、要求駆動力関連値であればよい。要求駆動力関連値とは、車両の要求駆動力に1対1に対応するパラメータであって、駆動輪32での要求駆動トルク或いは駆動力のみならず、例えば自動変速部20の要求出力トルク T_{OUT} 、要求エンジントルク T_E 、要求車両加速度 G や、例えばアクセル開度 θ_{ACC} 或いはスロットル弁開度 θ_{TH} (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 とに基づいて算出されるエンジントルク T_E などの等の要求値である。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32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。

[0094] また、前記判定車速 V_1 は、例えば高速走行において変速機構10が無段変速状態とされるとかえって燃費が悪化するのを抑制するように、その高速走行において変速機構10が有段変速状態とされるように設定されている。また、前記判定トルク T_{OUT1} は、例えば車両の高出力走行において第1電動機M1の反力トルクをエンジン8の高出力域まで対応させないで第1電動機M1を小型化するために、第1電動機M1からの電気エネルギーの最大出力を小さくして配設可能とされた第1電動機M1の特性に応じて設定されている。

[0095] 図8の關係に示されるように、出力トルク T_{OUT} が予め設定された判定出力トルク T_{OUT1} 以上の高トルク領域、或いは車速 V が予め設定された判定車速 V_1 以上の高車速領域が、有段制御領域として設定されているので有段変速走行がエンジン8の比較的高トルクとなる高駆動トルク時、或いは車速の比較的高車速時において実行され、無段変速走行がエンジン8の比較的低トルクとなる低駆動トルク時、或いは車速の比較的低車速時すなわちエンジン8の常用出力域において実行されるようになってい

[0096] これによって、例えば、車両の低中速走行および低中出力走行では、変速機構10が無段変速状態とされて車両の燃費性能が確保されるが、自動変速部20が4段の変速段として機能するため第1電動機M1が発生すべき電氣的エネルギー換言すれば第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第1電動機M1或いはそれを含む車両の駆動装置が一層小型化される。反対に、車速 V が前記判定車速 V_1 を越えるような高速走行や、出力トルク T_{OUT} が判定トルク T_{OUT1} を越えるような高出力走行では、変速機構10が有段の変速機として作動する有段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32へ伝達されて電氣的な無段変速機として作動させる場合に発生する動力と電気エネルギーとの間の変換損失が抑制されて燃費が向上させられる。

[0097] ところで、本実施例の変速機構10は、有段変速状態においては、図2に示すようにクロスレシオ且つ広い変速比幅を目的として自動変速部20の4段階の変速に差動部

11の2段階の変速を組み合わせることで前進7段の変速が行われるようになっていることから、前述した通り、第2速ギヤ段と第3速ギヤ段との間、および第4速ギヤ段と第5速ギヤ段との間は、差動部11の変速と自動変速部20の変速とが同じ変速期間内に同時に実行されることにより切り換えられる。例えば図8のA点とB点との間で車両状態が変化することによる第2速ギヤ段と第3速ギヤ段との間の変速、および例えば図8のC点とD点との間で車両状態が変化することによる第4速ギヤ段と第5速ギヤ段との間の変速では、差動部11および自動変速部20のうちの一方のダウンシフトと他方のアップシフトとが同時期に実行される。尚、本実施例では、差動部11および自動変速部20のうちの一方のダウンシフトと他方のアップシフトとが同時期に実行される変速を同時変速として定義する。

[0098] そうすると、上記同時変速では、例えば一方のダウンシフトによりエンジン回転速度 N_E が上昇させられると同時に他方のアップシフトによりエンジン回転速度 N_E が下降させられるというようにエンジン回転速度 N_E が逆方向に変化させられるので、差動部11および自動変速部20の変速のタイミングすなわち変速進行状況によっては、換言すればわずかなタイミングのずれによって、エンジン回転速度 N_E が上下し、それが変速ショックとして搭乗者に違和感を与える可能性がある。

[0099] 例えば、変速機構10全体としてアップシフトさせるときにはエンジン回転速度 N_E が低下させられるが、差動部11および自動変速部20の一方のダウンシフトと他方のアップシフトとのタイミングによっては変速機構10全体の変速進行状況が一時的にダウンシフト側の方向に振れてエンジン回転速度 N_E が上昇させられる可能性があり、変速中にエンジン回転速度 N_E が上下して変速ショックが増大する可能性がある。尚、ここでは変速機構10全体としてアップシフトする場合を例示したが、ダウンシフトする場合でも各変速方向とエンジン回転速度 N_E の変化方向とが反対となるだけで、上記同様の問題が生じることはもちろんのことである。

[0100] そこで、本実施例においては、前記同時変速の場合に、第1電動機M1により第2回転要素RE2(サンギヤS0)の回転速度を制御することで、その同時変速における変速進行状況を制御する。例えば、第1電動機M1の回転速度制御により同時変速における差動部11および自動変速部20の一方の変速進行状況に対する他方の変

速進行状況を制御する。この際、自動変速部20の有段変速におけるイナーシャ相区間内において差動部11の有段変速を開始させ且つ完了させるように第1電動機M1を制御しても良い。

[0101] 具体的には、有段変速制御手段82は、例えば図8に示す関係から車速Vおよび要求出力トルク T_{OUT} で表される車両状態に基づいて同時変速の判断が行われたか否かを判定する同時変速判定手段88と、その同時変速判定手段88によって同時変速が判断されたときにその同時変速を達成するための自動変速部20のクラッチツウクラッチ変速を先に実行させる第2変速制御手段90と、その自動変速部20のクラッチツウクラッチ変速におけるイナーシャ相の開始を例えばエンジン回転速度 N_E の変化或いはまた伝達部材18の回転速度 N_{18} の変化に基づいて判定するイナーシャ相判定手段92と、そのイナーシャ相判定手段92によりイナーシャ相が判定されるとイナーシャ相区間内すなわちエンジン回転速度 N_E の変化区間内で上記同時変速を達成するための差動部11のクラッチツウクラッチ変速を直接に或いは切換制御手段86を介して油圧制御回路70に指令することにより開始させ且つ完了させる第1変速制御手段94とを備え、自動変速部20のクラッチツウクラッチ変速中に差動部11のクラッチツウクラッチ変速が開始且つ完了される所謂隠しこみ制御を実行するように、第2変速制御手段90によるクラッチツウクラッチ変速および第1変速制御手段94によるクラッチツウクラッチ変速のタイミングおよび摩擦係合装置の係合圧を制御する。

[0102] 第1電動機回転速度制御手段96は、前記同時変速による変速ショックを抑制するために、前記第1変速制御手段94による差動部11のクラッチツウクラッチ変速中における係合側係合装置の係合油圧の上昇に並行して第1電動機M1によりサンギヤS0の回転速度を制御することで前記同時変速における変速進行状況を制御する。例えば、第1電動機回転速度制御手段96は、上記隠しこみ制御が適切に行われるように差動部11のクラッチツウクラッチ変速後のサンギヤS0の回転速度に向かって第1電動機M1を制御する。

[0103] このとき、前記第1電動機回転速度制御手段96は、前記同時変速中において、自動変速部20の入力回転速度(伝達部材18の回転速度 N_{18})の変化に応じて(同期して)第1電動機M1を制御する。例えば、第1電動機回転速度制御手段96は、同時

変速中においてエンジン回転速度 N_E が同じ方向に変化するように、つまりイナーシャ相中には自動変速部20のクラッチツウクラッチ変速に伴うエンジン回転速度 N_E の変化方向と同じ

方向にエンジン回転速度 N_E が変化するように、第1電動機回転速度 N_{M1} をハイブリッド制御手段84を介して制御する。要するに、本来、同時変速においては差動部11のクラッチツウクラッチ変速に伴うエンジン回転速度 N_E の変化方向と自動変速部20のクラッチツウクラッチ変速に伴うエンジン回転速度 N_E の変化方向とは反対方向となるが、イナーシャ相中に決してエンジン回転速度 N_E が差動部11のクラッチツウクラッチ変速に伴う本来の変化方向へ変化しないように第1電動機回転速度 N_{M1} すなわちサンギヤS0の回転速度を制御するのである。

[0104] より具体的には、前記第1電動機回転速度制御手段96は、前記同時変速中において、エンジン回転速度 N_E が同時変速後の回転速度(=同時変速後の変速機構10のトータル変速機 $\gamma T \times$ 出力軸回転速度 N_{OUT})に向かって目標変化速度にて変化するように第1電動機回転速度 N_{M1} をフィードバック制御して、同時変速における変速進行状況を制御する。この目標変化速度は、変速ショックが抑制されるように自動変速部20の入力回転数の変化に応じてイナーシャ相中のエンジン回転速度 N_E を一定方向(すなわち自動変速部20のクラッチツウクラッチ変速に伴う変化方向)に変化させる為の予め実験的に求められて各同時変速毎に定められた目標値(所定の変化速度)である。

[0105] エンジン出力低減手段98は、前記イナーシャ相判定手段92によりイナーシャ相が判定されると、前記同時変速による変速ショックを一層抑制するために、ハイブリッド制御手段84を介してエンジン出力制御装置58によりエンジン8の出力を好適にはイナーシャ相区間と同等の区間内において一時的に低減させる。

[0106] 図9は、電子制御装置80の制御作動の要部、すなわち有段変速状態において同時変速を制御するための変速制御作動を説明するフローチャートであり、所定の周期で繰り返し実行される。また、図10は、図9のフローチャートに示す制御作動を説明するタイムチャートであって、変速機構10の2→3アップシフトが発生した場合の一例である。

- [0107] 図9において、先ず、前記同時変速判定手段88に対応するステップ(以下、ステップを省略する)S1において、同時変速が発生したか否かが判断される。例えば、アクセルペダルが踏み込まれた状態で車速Vが上昇し、図8の点A→点Bに示すように車両状態が変化して有段変速状態における走行中に第2速ギヤ段から第3速ギヤ段への変速判断が行われたか否か、或いは第2速ギヤ段から第3速ギヤ段へ切り換えられたか否かが判定される。
- [0108] 前記S1の判断が否定される場合は、S9において同時変速に関する制御以外のその他の制御が実行されるか、或いはそのまま本ルーチンが終了させられる。
- [0109] 前記S1の判断が肯定される場合は前記第2変速制御手段90に対応するS2において、上記同時変速を達成するための自動変速部20のクラッチツウクラッチ変速が差動部11のクラッチツウクラッチ変速よりも先に実行させられる。このフローチャートでは、2→3アップシフトでの実施例で説明する。よって、先ずブレーキB2の係合圧を低下する指令が出力されてそのブレーキB2が解放される。
- [0110] 次いで、前記第2変速制御手段90に対応するS3において、ブレーキB1の係合圧を上昇する指令が出力されてそのブレーキB1の係合が開始される。
- [0111] 前記S3の作動に伴って自動変速部20の入力回転速度が低下し、エンジン回転速度 N_E も低下し始め、イナーシャ相が開始することから、前記S3に続いて前記イナーシャ相判定手段92に対応するS4において、ブレーキB1の係合によるエンジン回転速度 N_E の低下開始に基づいてイナーシャ相の開始が判定される。
- [0112] 前記S4の判断が否定される場合はこのS4が繰り返し実行されるが肯定される場合は前記エンジン出力低減手段98に対応するS5において、例えばスロットルアクチュエータ64により電子スロットル弁62を閉じたり、燃料噴射装置66による燃料噴射を減少したり、点火装置68による点火時期を遅角させるなどしてエンジン8の出力(例えばエンジントルク)が一時的に低減させられる。このS5におけるエンジン8の出力の一時的な低減は、必ずしも実行される必要はない。
- [0113] 次いで、前記第1変速制御手段94に対応するS6において、上記同時変速を達成するための上記同時変速を達成するための差動部11のクラッチツウクラッチ変速が実行させられる。ここでは、切換ブレーキB0の係合圧を低下する指令が出力されて

その切換ブレーキB0が解放される。

[0114] 次いで、前記第1変速制御手段94に対応するS7において、切換クラッチC0の係合圧を上昇する指令が出力されてその切換クラッチC0の係合が開始される。

[0115] 前記S7の作動に並行して前記第1電動機回転速度制御手段96に対応するS8において、前記同時変速における変速進行状況を制御するように第1電動機M1によりサンギヤS0の回転速度が制御されて、同時変速による変速ショックが抑制される。このとき、イナーシャ相中のエンジン回転速度 N_E の変化が同じ方向で所定の変化速度となるように自動変速部20のクラッチツウクラッチ変速に伴う伝達部材18の回転数の変化に応じて第1電動機回転速度 N_{M1} が制御され、前記隠しこみ制御が適切に行われるように差動部11のクラッチツウクラッチ変速後のサンギヤS0の回転速度に向かって第1電動機回転速度 N_{M1} が制御される。

[0116] 例えば、2→3アップシフトにおいては、伝達部材18の回転速度の低下に同期して第1電動機M1によりサンギヤS0の回転速度が上昇させられる。この2→3アップシフトでは、本来、自動変速部20のアップシフトに伴ってエンジン回転速度 N_E が低下させられ、差動部11がダウンシフトするように第1電動機回転速度 N_{M1} （サンギヤS0の回転速度）が上昇すればエンジン回転速度 N_E が上昇する方向に変化させられるが、2→3アップシフトの同時変速中にエンジン回転速度 N_E が上下すると変速ショックの原因となる。そこで、決してエンジン回転速度 N_E が上昇しないように差動部11のクラッチツウクラッチ変速後のサンギヤS0の回転速度に向かって第1電動機M1によりサンギヤS0の回転速度が上昇させられて、エンジン回転速度 N_E の変化が一様な低下方向とされる。

[0117] このS8では、前記同時変速における前記隠しこみ制御が適切に行われるように第1電動機M1によるタイミング制御（変速進行状況の制御）も上述したような同期制御にて実行される。同時変速の終了に際し、S5にて実行開始されたエンジン8の出力低減（例えばエンジントルクダウン）が終了させられる。尚、隠しこみ制御を実施せず、例えば差動部11と自動変速部20とを略同時に反対方向に変速する場合には、第1電動機M1は差動部11と自動変速部20との変速が同時に終了するように同期制御を実行すれば良い。

- [0118] 図10において、 t_1 時点は、同時変速となる2→3アップシフトが判定されたことを示している。これにより、 t_2 時点にてこの2→3アップシフトを達成するための一方となる自動変速部20のクラッチツウクラッチ変速指令が他方である差動部11のクラッチツウクラッチ変速指令よりも先に出力される。すなわち、この t_2 時点では、先ずブレーキB2の係合圧を低下する指令が出力され、ブレーキB1の係合圧を上昇する指令が出力される。この結果、 t_3 時点において、自動変速部(有段部)20の入力回転速度が低下し、エンジン回転速度 N_E も低下し始め、イナーシャ相が開始する。
- [0119] イナーシャ相の開始に伴って、例えば t_3 時点から変速が終了する t_7 時点までのイナーシャ相中はエンジントルクが一時的に低減される。また、イナーシャ相開始後の t_4 時点にて差動部11のクラッチツウクラッチ変速指令が出力される。すなわち、この t_4 時点では、切換ブレーキB0の係合圧を低下する指令が出力され、切換クラッチC0の係合圧を上昇する指令が出力される。更に、イナーシャ相中に差動部11のクラッチツウクラッチ変速が開始且つ完了される隠しこみ制御が適切に行われるように、切換クラッチC0の係合圧の上昇に並行して第1電動機M1によりサンギヤS0の回転速度が上昇させられる。これは、自動変速部20の入力回転速度の低下に同期して行われ、 t_5 時点乃至 t_6 時点に示すように、決してエンジン回転速度 N_E が上昇しないように切換クラッチC0の係合後のサンギヤS0の回転速度に向かって第1電動機回転速度 N_{M1} が上昇させられる。このときの第1電動機回転速度 N_{M1} は、エンジン回転速度 N_E が同時変速後の回転速度に向かって目標変化速度にて変化するようにフィードバック制御される。これにより、 t_3 時点乃至 t_7 時点に示すように、エンジン回転速度 N_E の変化が一様な低下方向とされ、変速ショックが抑制される。
- [0120] 上述のように、本実施例の電子制御装置80によれば、差動部11(第1変速部)および自動変速部20(第2変速部)の一方のダウンシフトと他方のアップシフトとが同時期に実行される同時変速の場合に、第1電動機M1により第2回転要素RE2(サンギヤS0)の回転速度を制御することでその同時変速における変速進行状況が適切に制御されるので、変速機構10の変速中の変速方向を一定方向とすることが可能となり、例えば変速機構10の変速中のエンジン回転速度 N_E の変化を一様な方向とすることが可能となり、変速ショックを抑制することができる。例えば、同時変速の場合に、第1

電動機M1により第2回転要素RE2(サンギヤS0)の回転速度を制御することで同時変速における一方の変速進行状況に対する他方の変速進行状況が制御されるので、一方の変速の進行に合わせて他方の変速を実行することが可能となり、変速ショックを抑制することができる。

[0121] また、本実施例の電子制御装置80によれば、第1電動機M1の回転速度制御により同時変速における差動部11および自動変速部20の一方の変速進行状況に対する他方の変速進行状況を制御するので、変速ショックを適切に抑制することができる。

[0122] また、本実施例の電子制御装置80によれば、自動変速部20の変速におけるイナーシャ相中に差動部11の有段変速を開始させ且つ完了させるように第1電動機M1を制御するので、自動変速部20の変速に伴う回転数の変化内に差動部11の変速に伴う回転数の変化を隠すことができ変速ショックを好適に抑制することができる。

[0123] また、本実施例の電子制御装置80によれば、同時変速中において、自動変速部20の入力回転数の変化に応じて第1電動機M1の回転速度を制御するので、自動変速部20の変速の進行に適合した差動部11の変速を行うことができる。つまり、自動変速部20の変速が開始されると自動変速部20の入力回転速度が変化し始めるため、それに応じて第1電動機M1により第2回転要素RE2(サンギヤS0)の回転速度を制御することで、自動変速部20の変速の進行に適合した差動部11の変速を行うことができる。

[0124] また、本実施例の電子制御装置80によれば、同時変速中においてエンジン回転速度 N_E が同じ方向に変化するように第1電動機M1を制御するので、同時変速中にエンジン回転速度 N_E が上下せず変速機構10全体として搭乗者(ドライバー)により1つの変速と認識されてドライバーが違和感を覚えることが防止される。

[0125] また、本実施例の電子制御装置80によれば、自動変速部20の変速におけるイナーシャ相中にエンジン8の出力トルクを一時的に低下させるので、同時変速中の伝達トルクが低下させられて一層変速ショックが抑制される。

[0126] また、本実施例の電子制御装置80によれば、自動変速部20の変速は、解放側係合要素の解放と係合側係合要素の係合とにより達成されるクラッチツウクラッチ変速

であるので、解放および係合の微妙なタイミング制御を必要として変速ショックが発生し易いクラッチツウクラッチ変速が差動部11の変速と同時に実行される場合において、好適に変速ショックが抑制される。

[0127] また、本実施例の変速機構10では、差動部11および自動変速部20はエンジン8から駆動輪32に至る動力伝達経路に介そうされ、その差動部11は、エンジン8の出力を第1電動機M1および自動変速部20の入力回転部材へ分配する差動機構としての動力分配機構16を備え、前記同時変速中においてエンジン回転速度 N_E が同じ方向に変化するようにその第1電動機M1を制御するので、同時変速中にエンジン回転速度 N_E が上下しないように容易に制御できる利点がある。つまり、差動機構の差動作用を利用して第1電動機M1によりエンジン回転速度 N_E が同じ方向に変化するように容易に制御できる利点がある。

[0128] 次に、本発明の他の実施例を説明する。尚、以下の説明において前述の実施例と共通する部分には同一の符号を付して説明を省略する。

実施例 2

[0129] 図11は本発明の他の実施例における変速機構110の構成を説明する骨子図、図12はその変速機構110の変速段と油圧式摩擦係合装置の係合の組み合わせとの関係を示す係合表、図13はその変速機構110の変速作動を説明する共線図である。

[0130] 変速機構110は、好適にはFF(フロントエンジンフロントドライブ)型車両に搭載されるトランスアクスルケース(以下、ケースという)112内へ収容することを考慮して軸方向寸法を短縮するために、前述の実施例と同様の第1電動機M1、動力分配機構16、および第2電動機M2を第1軸心RC1上に備えている差動部11と、その第1軸心RC1に平行な第2軸心RC2上に設けられた前進4段の自動変速部114とを備えている。

[0131] 動力分配機構16は、例えば「0.300」程度の所定のギヤ比 ρ_0 を有するシングルピニオン型の遊星歯車装置24と、切換クラッチC0および切換ブレーキB0とを有している。

[0132] 自動変速部114は、例えば「0.522」程度の所定のギヤ比 ρ_1 を有するシングルピ

ニオン型の第1遊星歯車装置26と例えば「0.309」程度の所定のギヤ比 ρ_2 を有するシングルピニオン型の第2遊星歯車装置28とを備えている。第1遊星歯車装置26の第1サンギヤS1と第2遊星歯車装置28の第2サンギヤS2とは相互に一体的に連結されて第1クラッチC1、互いに噛み合う一对のカウンタドライブギヤ116およびカウンタドリブンギヤ118(以下、カウンタギヤ対CGという)を介して伝達部材18に選択的に連結されるとともに第2ブレーキB2を介してケース112に選択的に連結され、第1遊星歯車装置26の第1キャリアCA1は第2クラッチC2、カウンタギヤ対CGを介して伝達部材18に選択的に連結されるとともに第3ブレーキB3を介してケース112に選択的に連結され、第1遊星歯車装置26の第1リングギヤR1と第2遊星歯車装置28の第2キャリアCA2とは相互に一体的に連結されて自動変速部20の出力回転部材である出力歯車120に連結され、第2遊星歯車装置28の第2リングギヤR2は第1ブレーキB1を介してケース112に選択的に連結されている。上記出力歯車120は差動歯車装置(終減速機)30のデフドライブギヤ122と噛み合うことにより、一对の車軸等を順次介して一对の駆動輪32へ動力を伝達する。上記カウンタドライブギヤ116およびカウンタドリブンギヤ118は、第1軸心RC1および第2軸心RC2上にそれぞれ設けられ、伝達部材18と第1クラッチC1および第2クラッチC2とを作動的に連結する連結装置として機能している。

- [0133] 以上のように構成された変速機構110では、例えば、図12の係合作動表に示されるように、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7速ギヤ段(第7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トータル変速比 $\gamma_T (= \text{入力軸14の回転速度} N_{IN} / \text{出力歯車120の回転速度} N_{OUT})$ が各ギヤ段毎に得られるようになっている。特に、本実施例では動力分配機構16に切換クラッチ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、差動部11は前述した無段変速機として作動する無段変速状態に加え、変速比が一定の多段変速機として作動する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、

変速機構110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差動部11と自動変速部114とで有段変速機として作動する有段変速状態が構成され、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差動部11と自動変速部114とで電氣的な無段変速機として作動する無段変速状態が構成される。

[0134] 変速機構110が有段変速機として機能する場合には、図12に示すように、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 $\gamma T1$ が最大値例えば「4.241」程度である第1速ギヤ段が成立させられ、切換ブレーキB0、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 $\gamma T2$ が第1速ギヤ段よりも小さい値例えば「2.986」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2クラッチC2、および第1ブレーキB1の係合により変速比 $\gamma T3$ が第2速ギヤ段よりも小さい値例えば「2.111」程度である第3速ギヤ段が成立させられ、切換ブレーキB0、第2クラッチC2、および第1ブレーキB1の係合により変速比 $\gamma T4$ が第3速ギヤ段よりも小さい値例えば「1.482」程度である第4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クラッチC2の係合により変速比 $\gamma T5$ が第4速ギヤ段よりも小さい値例えば「1.000」程度である第5速ギヤ段が成立させられ、切換クラッチC0、第2クラッチC2、および第2ブレーキB2の係合により変速比 $\gamma T6$ が第5速ギヤ段よりも小さい値例えば「0.657」程度である第6速ギヤ段が成立させられ、切換ブレーキB0、第2クラッチC2、および第2ブレーキB2の係合により、変速比 $\gamma T7$ が第6速ギヤ段よりも小さい値例えば「0.463」程度である第7速ギヤ段が成立させられる。また、エンジン8による駆動時においては第1クラッチC1および第3ブレーキB3の係合により、第2電動機M2による駆動時においては第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 γR が第3速ギヤ段と第4速ギヤ段との間の値例えば「1.917」程度である後進ギヤ段が成立させられる。尚、ニュートラル「N」状態とする場合には、例えば第1クラッチC1のみが係合される。

[0135] また、変速機構110が無段変速機として機能する場合には、図12に示される係合表の切換クラッチC0および切換ブレーキB0が共に解放される。これにより、差動部11が無段変速機として機能し、それに直列に連結された自動変速部114が4段の有

段変速機として機能することにより、自動変速部114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部114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変速機構110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。

[0136] 図13は、無段変速部或いは第1変速部として機能する差動部11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部114とから構成される変速機構110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。切換クラッチC0および切換ブレーキB0が解放される場合、および切換クラッチC0または切換ブレーキB0に係合させられる場合の動力分配機構16の各要素の回転速度は前述の場合と同様である。

[0137] 図13における自動変速部114の4本の縦線Y4、Y5、Y6、Y7は、左から順に、第4回転要素(第4要素)RE4に対応し且つ相互に連結された第1サンギヤS1および第2サンギヤS2を、第5回転要素(第5要素)RE5に対応する第1キャリアCA1を、第6回転要素(第6要素)RE6に対応し且つ相互に連結された第2キャリアCA2および第1リングギヤR1を、第7回転要素(第7要素)RE7に対応する第2リングギヤR2をそれぞれ表している。また、自動変速部114において第4回転要素RE4は第1クラッチC1を介して伝達部材18に選択的に連結されるとともに第2ブレーキB2を介してケース112に選択的に連結され、第5回転要素RE5は第2クラッチC2を介して伝達部材18に選択的に連結されるとともに第3ブレーキB3を介してケース112に選択的に連結され、第6回転要素RE6は自動変速部114の出力歯車120に連結され、第7回転要素RE7は第1ブレーキB1を介してケース112に選択的に連結されている。

[0138] 自動変速部114では、図13に示すように、切換クラッチC0、第1クラッチC1、第1ブレーキB1に係合させられることにより、第7回転要素RE7の回転速度を示す縦線Y7と横線X1との交点と第4回転要素RE4の回転速度を示す縦線Y4と横線X2との交点とを通る斜めの直線L1と、出力歯車120と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6との交点で第1速の出力歯車120の回転速度が示される。同様に、切換ブレーキB0、第1クラッチC1、第1ブレーキB1に係合させられることにより決

まる斜めの直線L2と出力歯車120と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6との交点で第2速の出力歯車120の回転速度が示され、切換クラッチC0、第2クラッチC2、第1ブレーキB1が係合させられることにより決まる斜めの直線L3と出力歯車120と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6との交点で第3速の出力歯車120の回転速度が示され、切換ブレーキB0、第2クラッチC2、第1ブレーキB1が係合させられることにより決まる斜めの直線L4と出力歯車120と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6との交点で第4速の出力歯車120の回転速度が示され、切換クラッチC0、第1クラッチC1、第2クラッチC2が係合させられることにより決まる斜めの直線L5と出力歯車120と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6との交点で第5速の出力歯車120の回転速度が示され、切換クラッチC0、第2クラッチC2、第2ブレーキB2が係合させられることにより決まる斜めの直線L6と出力歯車120と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y6との交点で第6速の出力歯車120の回転速度が示され、切換ブレーキB0、第2クラッチC2、第2ブレーキB2が係合させられることにより決まる斜めの直線L7と出力歯車120と連結された第6回転要素RE6の回転速度を示す縦線Y7との交点で第7速の出力歯車120の回転速度が示される。

[0139] 本実施例の変速機構110においても、前述のように、第2速ギヤ段と第3速ギヤ段との間の変速、および第4速ギヤ段と第5速ギヤ段との間の変速は、差動部11および自動変速部114のうちの一方のダウンシフトの変速と他方のアップシフトの変速とが同時に実行されるので本実施例では同時変速として定義されるものであるが、一方のダウンシフトの変速によりエンジン回転速度が上昇させられると同時に他方のアップシフトの変速によりエンジン回転速度が下降させられるので、わずかなタイミングのずれによりエンジン回転速度が上下し、それが変速ショックとして搭乗者に違和感を与える可能性がある。

[0140] しかし、本実施例の変速機構110においても、差動部11と自動変速部114とから構成されており、差動部11および自動変速部114の一方のダウンシフトの変速と他方のアップシフトの変速とが同時期に実行される同時変速時において、第1電動機M1により第2回転要素RE2(サンギヤS0)の回転速度を制御することでその同時変

速における変速進行状況が適切に制御されるので、前述の実施例と同様の効果が得られる。

[0141] また、本実施例によれば、図1の変速機構10と比較して同一の軸心上に動力分配機構16と自動変速機114とが配設されていないので、変速機構110の軸心方向の寸法がより短縮される。よって、一般的に変速機構の軸心方向の寸法が車幅で制約されるFF車両用やRR車両用に横置き可能すなわち第1軸心RC1および第2軸心RC2が車幅方向と平行に搭載可能な変速機構として好適に用いられ得る。また、差動部11および自動変速部114がエンジン8(デフドライブギヤ122)とカウンタギヤ対CGとの間に配設されているので、変速機構110の軸心方向の寸法が一層短縮される。さらに、第2電動機M2が第1軸心RC1上に配設されているので、第2軸心RC2の軸心方向の寸法が短縮される。

[0142] 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。

[0143] 例えば、前述の実施例では、自動変速部20のアップシフトと差動部11のダウンシフトとの同時変速となる2→3アップシフトを例示して、図9および図10を詳細に説明したが、他の同時変速例えば4→5アップシフト、或いはまた自動変速部20のダウンシフトと差動部11のアップシフトとの同時変速となる3→2ダウンシフトや5→4ダウンシフトであっても良い。つまり、同時変速となる変速であれば本発明は適用され得る。また、変速機構10、110の構成でなくとも、第1変速部と第2変速部とを備えて同時変速が行われる車両用駆動装置であれば、本発明は適用され得る。例えば、差動部11は有段変速状態と無段変速状態に切換え可能に構成される必要はなく少なくとも有段変速機として機能する変速機であれば良い。また、例えば、差動部11や自動変速部20、114は少なくとも前進2段の有段式の変速機であれば良い。また、自動変速部20は伝達部材18を介して差動部11と直列に連結されていたが、例えば入力軸14と平行にカウンタ軸が設けられそのカウンタ軸上に同心に自動変速部20が配設されてもよい。この場合には、差動部11と自動変速部20とは、例えば伝達部材18としてのカウンタギヤ対、スプロケットおよびチェーンで構成される1組の伝達部材などを介して動力伝達可能に連結される。

- [0144] また、前述の実施例の動力分配機構16では、キャリアCA0がエンジン8に連結され、サンギヤS0が第1電動機M1に連結され、リングギヤR0が伝達部材18に連結されていたが、それらの連結関係は、必ずしもそれに限定されるものではなく、エンジン8、第1電動機M1、伝達部材18は、遊星歯車装置24の3要素CA0、S0、R0のうちのいずれと連結されていても差し支えない。
- [0145] また、前述の実施例では、エンジン8は入力軸14と直結されていたが、例えばギヤ、伝動チェーン、伝動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、図11の実施例において、カウンタドライブギヤ116およびカウンタドリブンギヤ118に替えて、伝動チェーンが巻き掛けられた一対のスプロケットが設けられてもよい。
- [0146] また、前述の実施例では、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は、パウダー(磁粉)クラッチ、電磁クラッチ、噛み合い型のドグクラッチなどの磁粉式、電磁式、機械式係合装置から構成されていてもよい。
- [0147] また、前述の実施例では、第2電動機M2が伝達部材18に連結されていたが、出力軸22に連結されていてもよいし、自動変速部20、114内の回転部材に連結されていてもよい。
- [0148] また、前述の実施例の差動機構としての動力分配機構16は、例えばエンジンによって回転駆動されるピニオンと、そのピニオンに噛み合う一対のかさ歯車が第1電動機M1および第2電動機M2に作動的に連結された差動歯車装置であつてもよい。
- [0149] また、前述の実施例の動力分配機構16は、1組の遊星歯車装置から構成されていたが、2以上の遊星歯車装置から構成されて、非差動状態(定変速状態)では3段以上の変速機として機能するものであつてもよい。
- [0150] 尚、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] 複数の変速段間でそれぞれ有段変速可能な第1変速部と第2変速部とを備える車両用駆動装置の制御装置において、
- 前記第1変速部および第2変速部の少なくとも一方の回転要素に連結される電動機を備え、
- 前記第1変速部および第2変速部の一方のダウンシフトと他方のアップシフトとが同時期に実行される同時変速の場合に、前記電動機により前記回転要素の回転速度を制御することで、前記同時変速における変速進行状況を制御するようにしたことを特徴とする車両用駆動装置の制御装置。
- [2] 前記電動機の回転速度制御により前記同時変速における前記第1変速部および第2変速部の一方の変速進行状況に対する他方の変速進行状況を制御するものである請求項1の車両用駆動装置の制御装置。
- [3] 前記第2変速部の変速におけるイナーシャ相中に、前記第1変速部の変速を開始させ且つ完了させるように前記電動機を制御するものである請求項1または2の車両用駆動装置の制御装置。
- [4] 前記電動機として前記第1変速部の回転要素に連結される第1電動機を備え、
- 該第1電動機により前記第1変速部の回転要素の回転速度を制御するものである請求項1乃至3のいずれか1の車両用駆動装置の制御装置。
- [5] 前記同時変速中において、前記第2変速部の入力回転数の変化に応じて前記第1電動機を制御するものである請求項4の車両用駆動装置の制御装置。
- [6] 前記第1変速部および第2変速部は前記車両のエンジンから駆動輪に至る動力伝達経路に配設され、
- 前記同時変速中において前記エンジンの回転速度が同じ方向に変化するように前記電動機を制御するものである請求項1乃至5のいずれか1の車両用駆動装置の制御装置。
- [7] 前記第1変速部および第2変速部はエンジンから駆動輪に至る動力伝達経路に配設され、
- 前記第1変速部は、前記エンジンの出力を前記第1電動機および前記第2変速部

の入力回転部材へ分配する差動機構を備え、

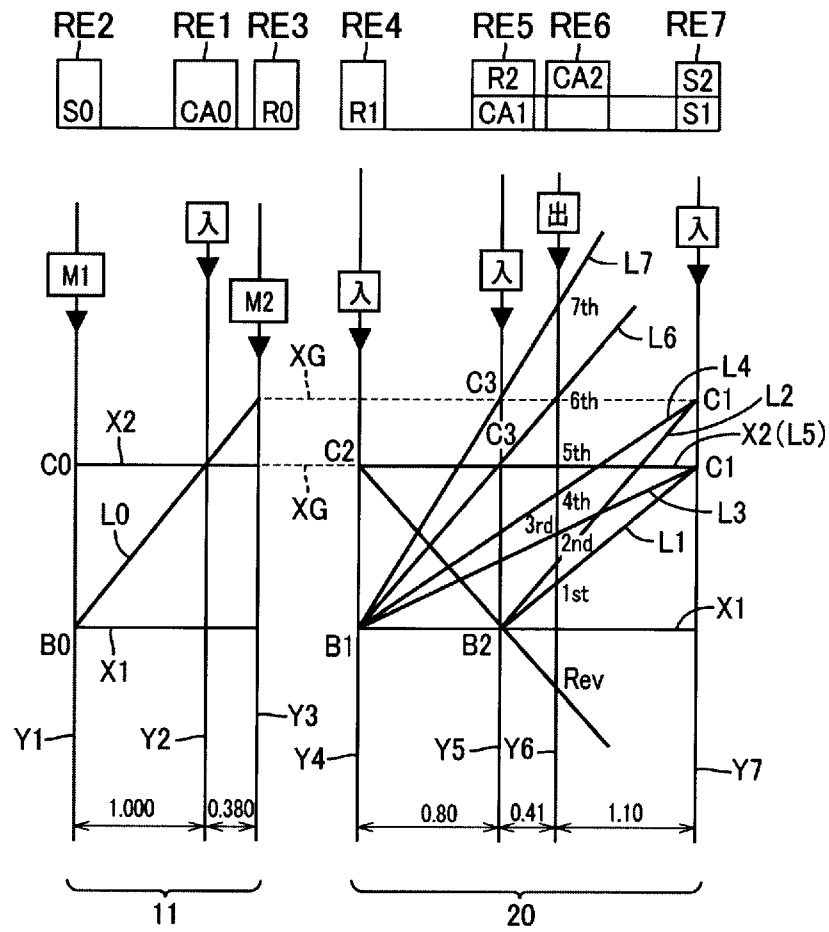
前記同時変速中において前記エンジンの回転速度が同じ方向に変化するように前記第1電動機を制御するものである請求項4または5の車両用駆動装置の制御装置。

- [8] 前記第2変速部の変速におけるイナーシャ相中に、前記エンジンの出力トルクを一時的に低下させるものである請求項6または7の車両用駆動装置の制御装置。
- [9] 前記第2変速部の変速は、解放側係合要素の解放と係合側係合要素の係合とにより達成されるクラッチツウクラッチ変速である請求項1乃至8のいずれか1の車両用駆動装置の制御装置。
- [10] 前記第1変速部は、該第1変速部に連結された電動機の運転状態が制御されることにより、入力回転速度と出力回転速度との差動状態が制御される電気式無段変速機である請求項1乃至9のいずれか1の車両用駆動装置の制御装置。
- [11] 前記第1変速部に連結された電動機を用いて前記同時変速における変速進行状況を制御するものである請求項10の車両用駆動装置の制御装置。
- [12] 前記車両は、エンジンおよび第1電動機と、前記第1変速部と第2変速部とを連結する伝達部材とを備え、
前記第1変速部は、前記エンジンに連結された第1要素と前記第1電動機に連結された第2要素と前記伝達部材に連結された第3要素とを有して該エンジンの出力を該第1電動機および伝達部材へ分配する差動機構を有する差動部である請求項1乃至11のいずれか1の車両用駆動装置の制御装置。
- [13] 前記差動部は、前記第1電動機の運転状態が制御されることにより無段変速機として作動するものである請求項12の車両用駆動装置の制御装置。
- [14] 前記差動機構は、相対回転可能な3つの回転要素を有する遊星歯車装置から構成され、前記第1変速部は、該3つの回転要素のうちの1つを非回転部材に選択的に連結するとともに、該3つの回転要素のうちの2つを選択的に相互に連結する係合装置を含むものである請求項12または13の車両用駆動装置の制御装置。
- [15] 前記差動機構には、該差動機構を差動状態と非差動状態とに選択的に切り換えるための摩擦係合装置が備えられている請求項12乃至14のいずれか1の車両用駆動

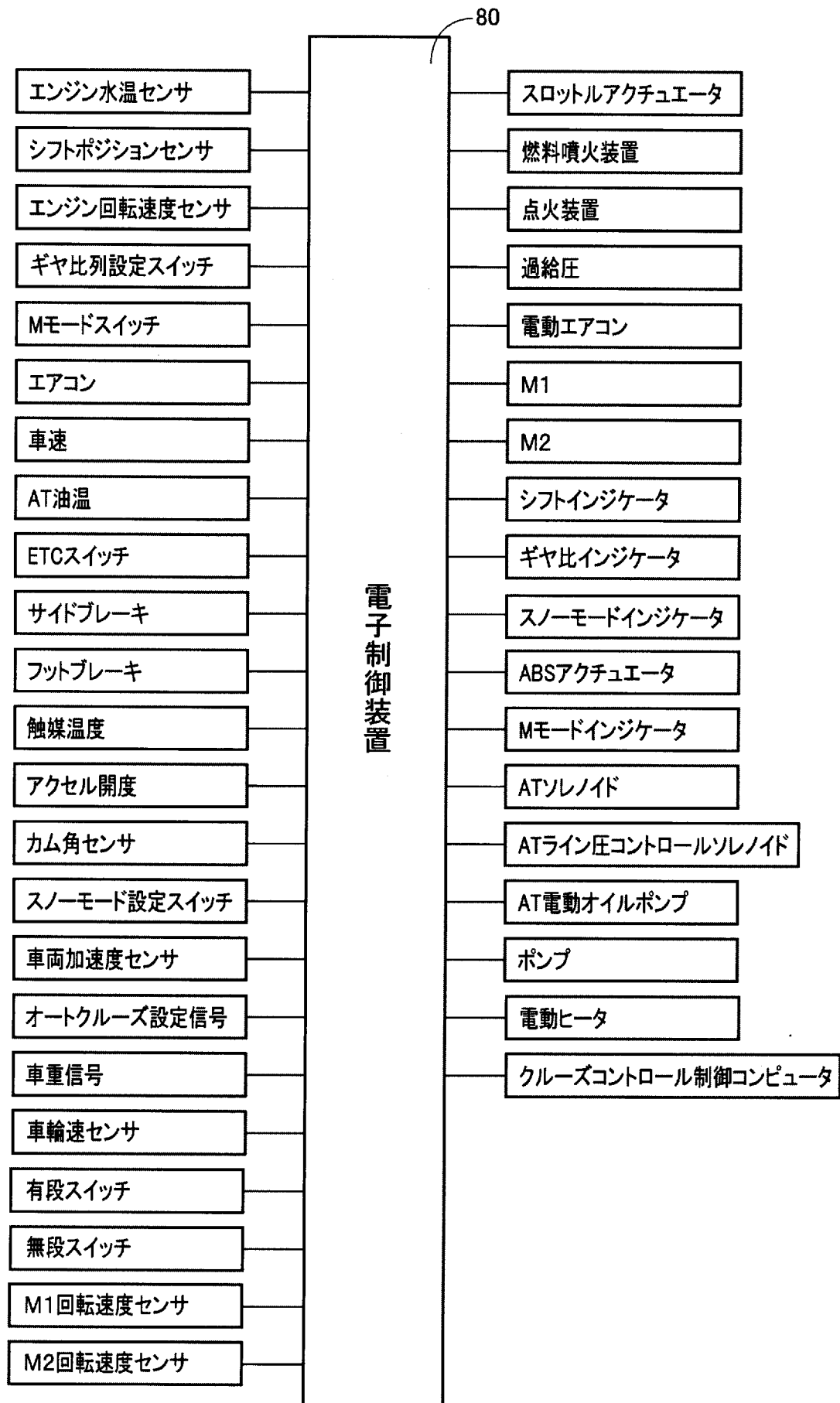
装置の制御装置。

- [16] 前記第2変速部は自動変速制御される自動変速部から構成され、
前記差動部の変速比と前記自動変速部の変速比とに基づいて前記駆動装置の総合変速比が形成されるものである請求項12乃至15のいずれか1の車両用駆動装置の制御装置。
- [17] 前記第1変速部および第2変速部の一方のダウンシフトの変速と他方のアップシフトの変速とが同時期に実行される同時変速が実行されたか否かを判定する同時変速判定手段と、
該同時変速判定手段により前記同時変速が判断されたときには、前記第2変速部の変奥を実行させる第2変速部制御手段と、
前記第2変速部の変速によるイナーシャ相であるか否かを判定するイナーシャ相判定手段と、
該イナーシャ相判定手段により前記第2変速部の変速によるイナーシャ相であると判定されている期間内に前記第1変速部の変速を完了させる第1変速部制御手段とを、含むことを特徴とする請求項1の車両用駆動装置の制御装置。
- [18] 前記第1変速部の前記同時変速に用いられる係合装置は前記第2変速部の有段変速に用いられる係合装置と共用されている請求項17の車両用駆動装置の制御装置。
- [19] 前記同時変速は、前記第2変速部の出力トルクが予め設定された高出力走行判定値を超える高トルク運転領域で実行されるものである請求項17または18の車両用駆動装置の制御装置。

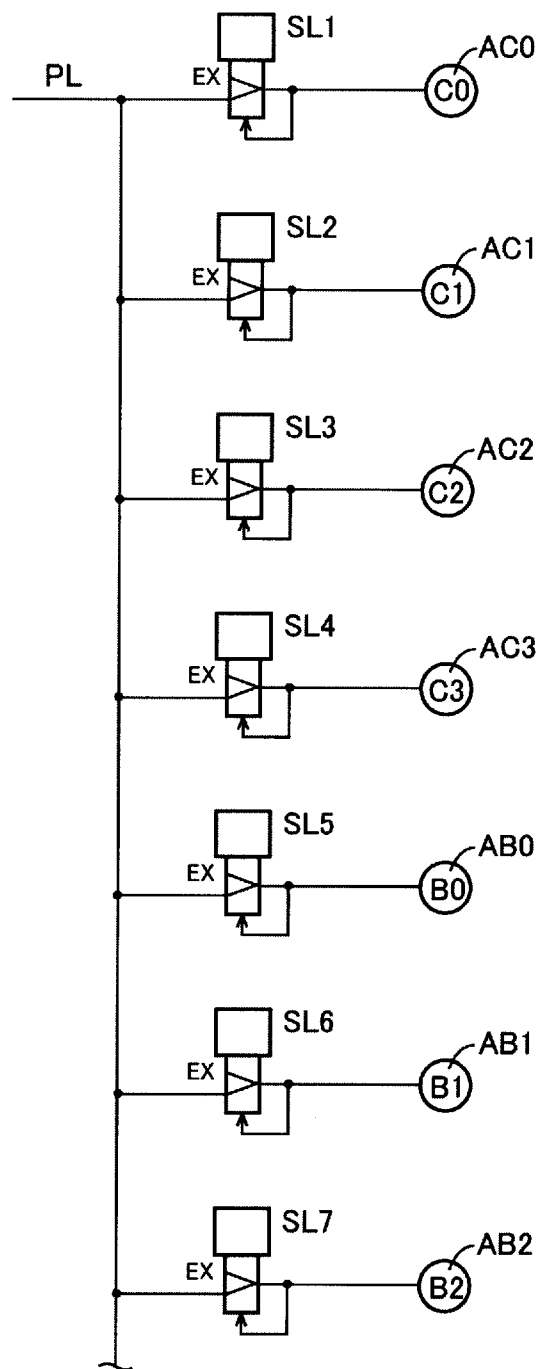
[図3]



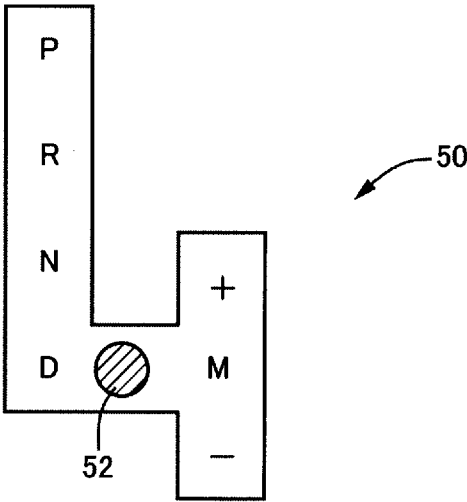
[図4]



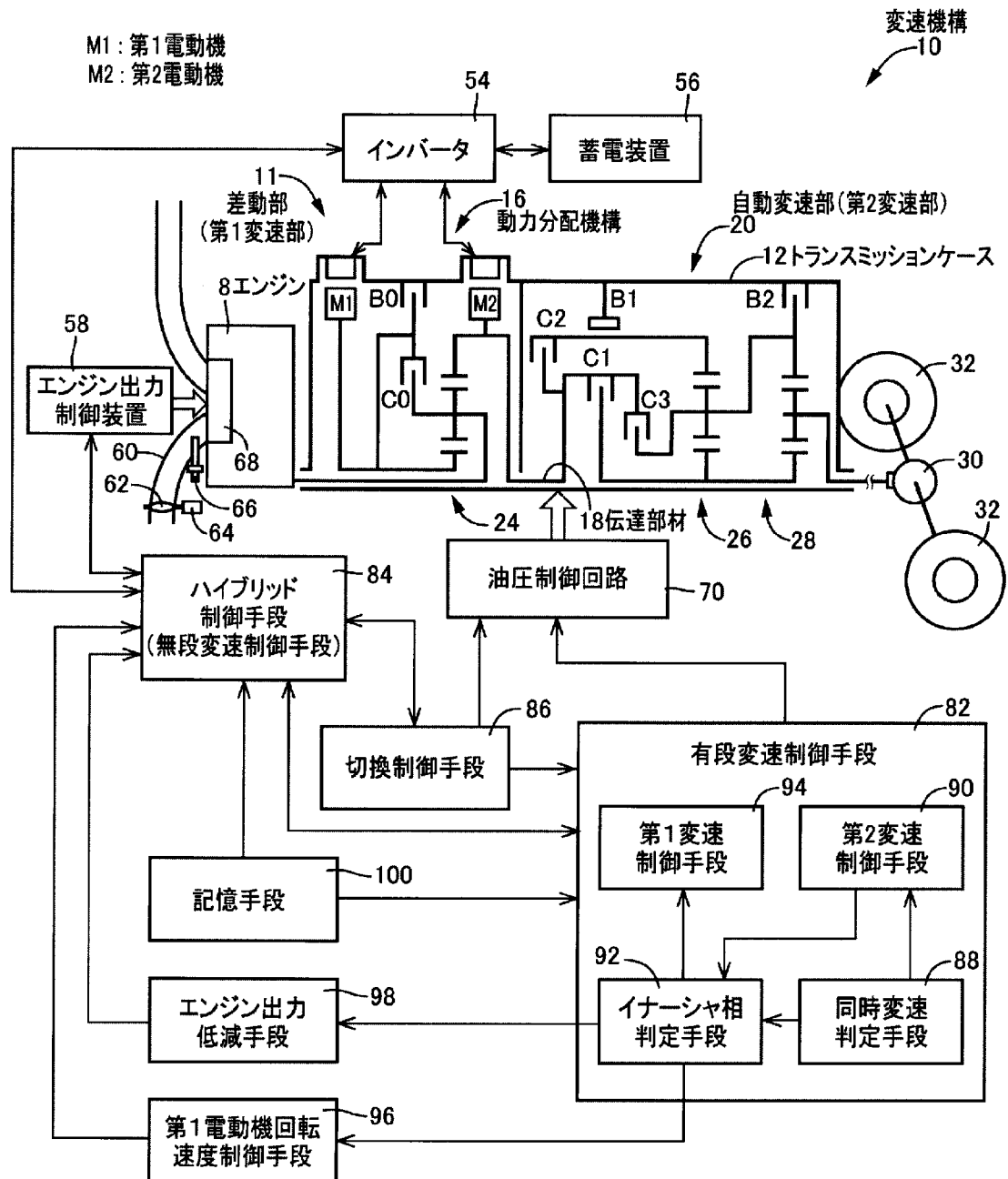
[図5]



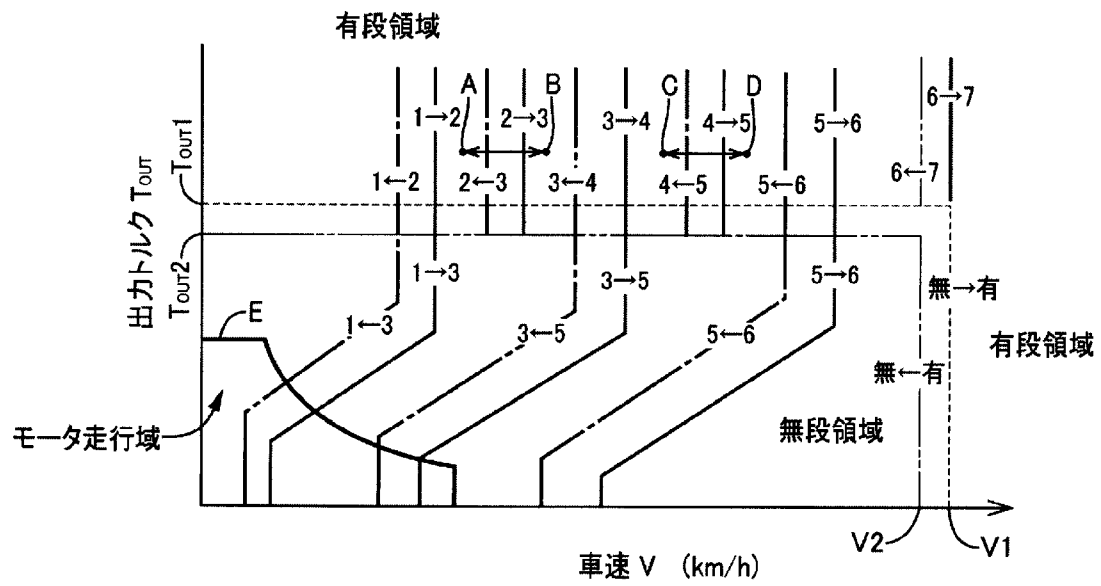
[図6]



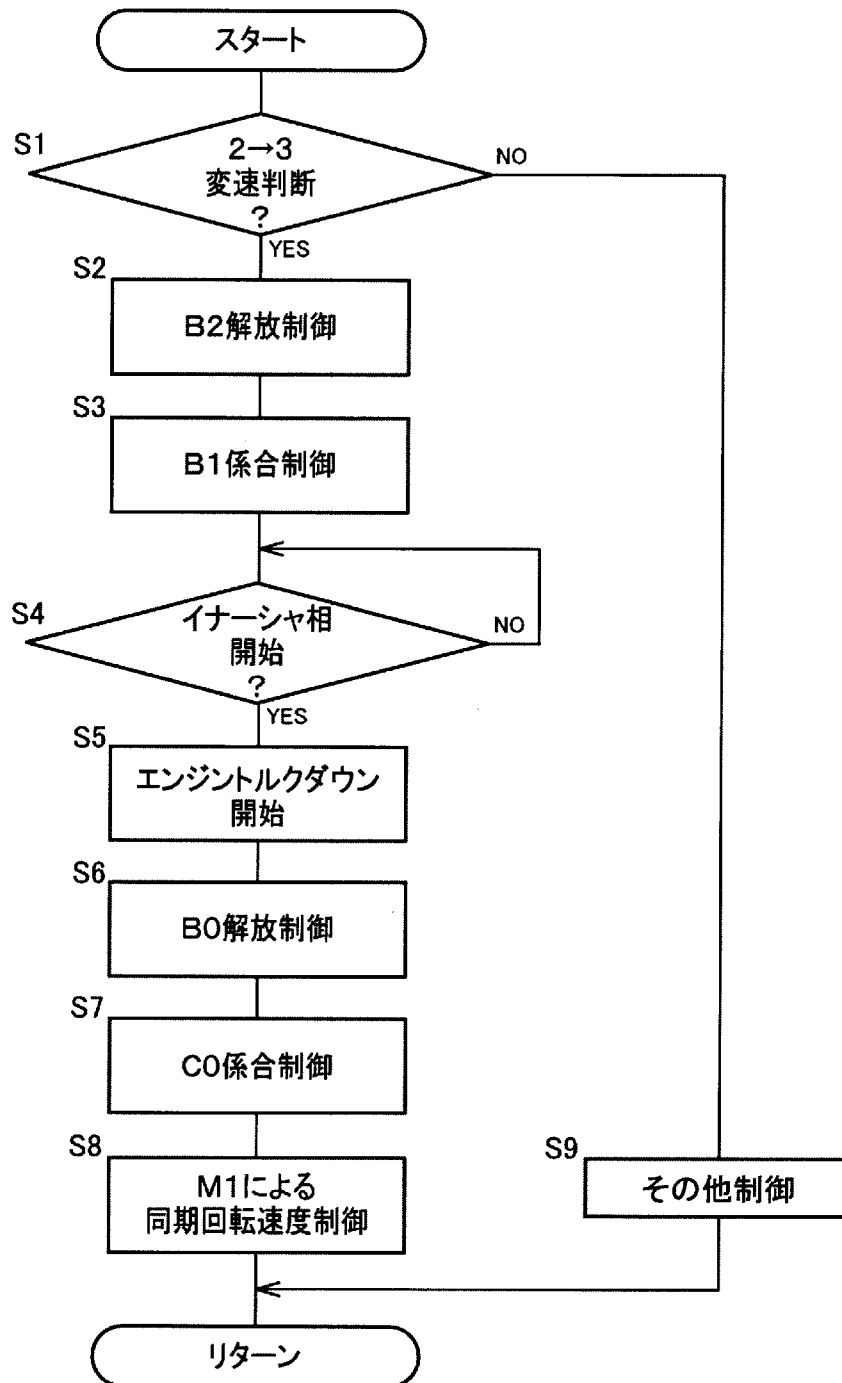
[図7]



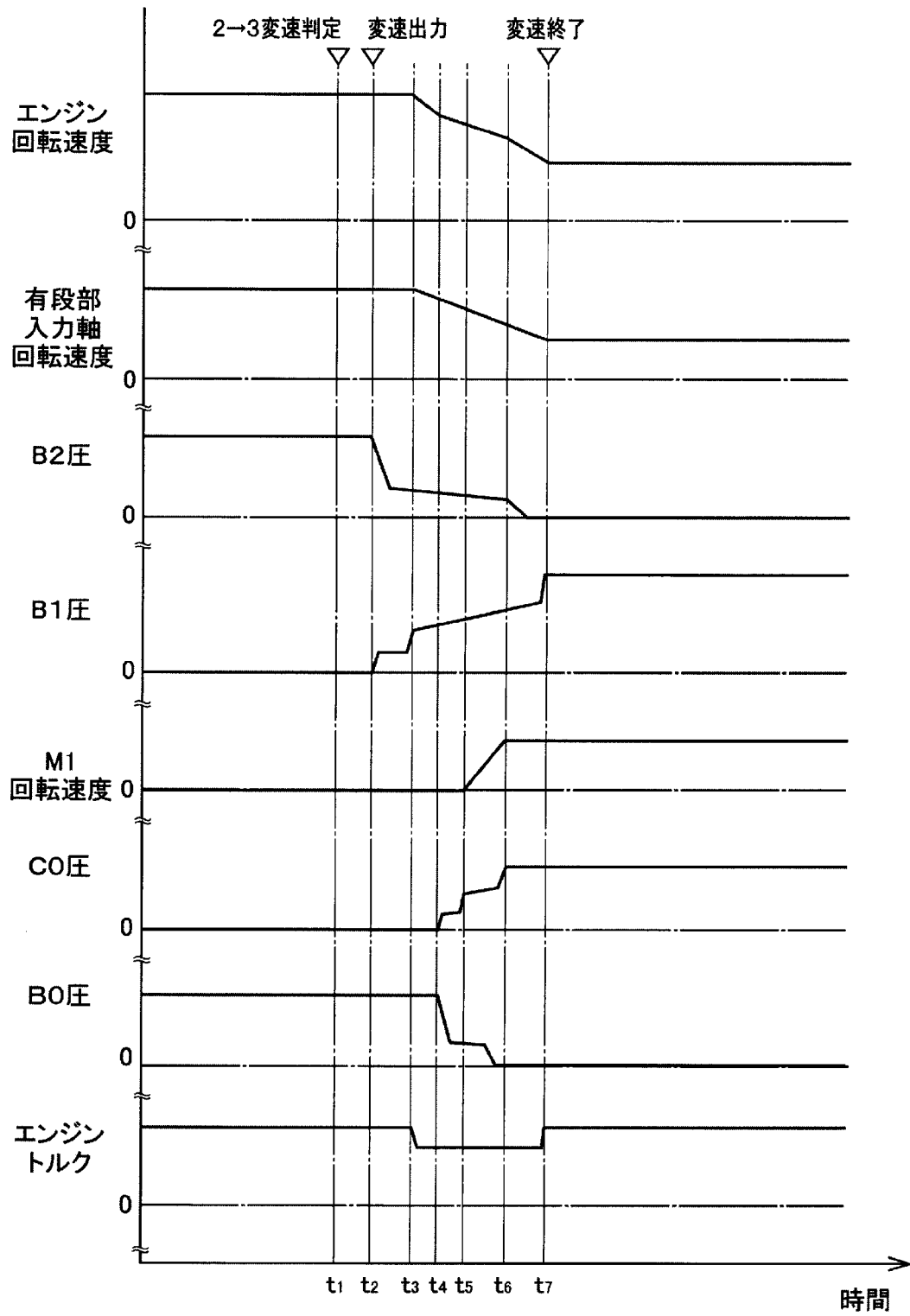
[図8]



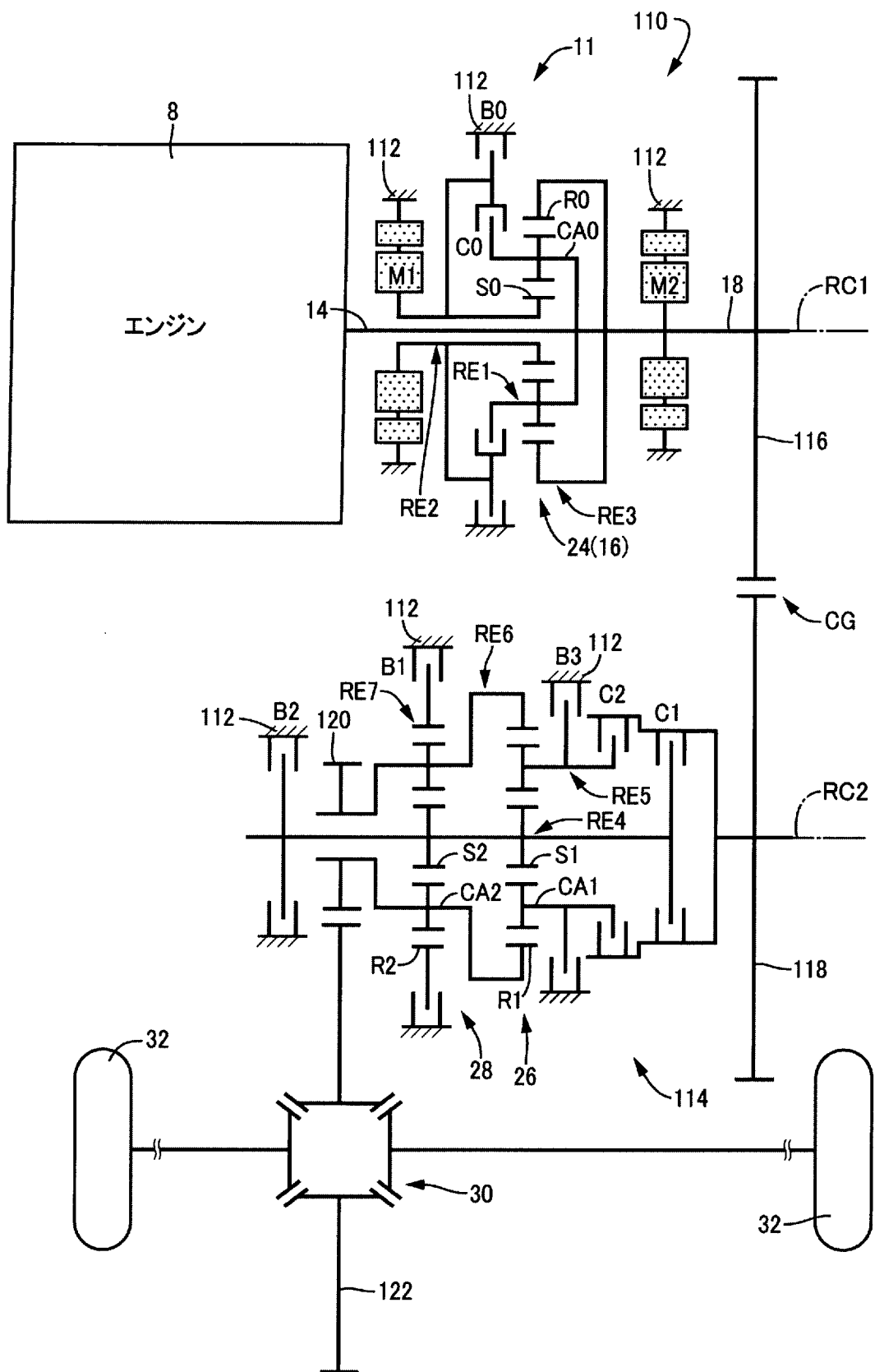
[図9]



[図10]



[図11]

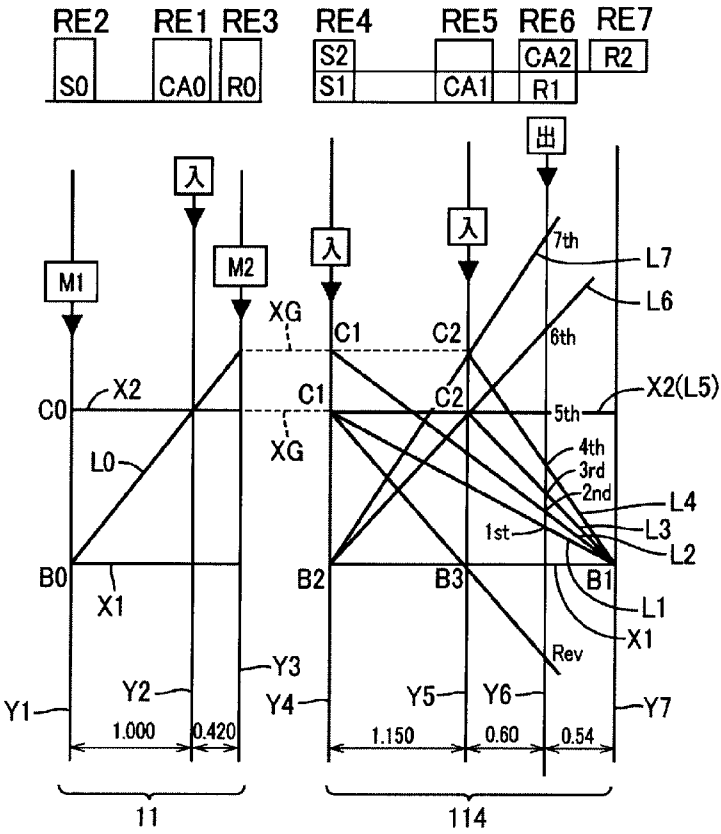


[図12]

	C0	C1	C2	B0	B1	B2	B3	変速比	ステップ
1st	◎	○			○			4.241	1.420
2nd(有段時のみ)		○		◎	○			2.986	1.415
3rd	◎		○		○			2.111	1.420
4th(有段時のみ)			○	◎	○			1.482	1.487
5th	◎	○	○					1.000	1.522
6th	◎		○			○		0.657	1.420
7th(有段時のみ)			○	◎		○		0.463	トータル ギヤ比幅 9.164
R(エンジン)		○					○	1.917	
R(モータ)		○			○			1.917	
N		○							

○ 係合 ◎ 有段時係合,無段時解放

[図13]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2008/051161

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60W10/10(2006.01)i, B60K6/445(2007.10)i, B60K6/547(2007.10)i, B60W10/06(2006.01)i, B60W10/08(2006.01)i, B60W20/00(2006.01)i, F16H61/08(2006.01)i, F16H59/38(2006.01)n, F16H59/68(2006.01)n, F16H61/686(2006.01)n

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)

B60W10/10, B60K6/445, B60K6/547, B60W10/06, B60W10/08, B60W20/00, F16H61/08, F16H59/38, F16H59/68, F16H61/686

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	1996-2008
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2008	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2008

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.
Y A	JP 2006-335127 A (Toyota Motor Corp.), 14 December, 2006 (14.12.06), Abstract & WO 2006/123841 A1	1-17 18, 19
Y	JP 5-99304 A (Toyota Motor Corp.), 20 April, 1993 (20.04.93), Par. Nos. [0031] to [0038]; Figs. 2, 5 (Family: none)	1-17
Y	JP 2005-348532 A (Toyota Motor Corp.), 15 December, 2005 (15.12.05), Par. Nos. [0075], [0076]; Fig. 1 & US 2006/166784 A1 & EP 1746309 A1 & WO 2005/106290 A1	6-17

☒ 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
21 April, 2008 (21.04.08)

Date of mailing of the international search report
01 May, 2008 (01.05.08)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2008/051161

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 2002-165304 A (Honda Motor Co., Ltd.), 07 June, 2002 (07.06.02), Claims 1 to 3; Fig. 2 & US 2002/065168 A1 & EP 1209017 A2	1-19
A	JP 2006-341662 A (Toyota Motor Corp.), 21 December, 2006 (21.12.06), Abstract & US 2007/0063660 A1	1-19

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (I P C))

Int.Cl. B60W10/10 (2006.01)i, B60K6/445 (2007.10)i, B60K6/547 (2007.10)i, B60W10/06 (2006.01)i, B60W10/08 (2006.01)i, B60W20/00 (2006.01)i, F16H61/08 (2006.01)i, F16H59/38 (2006.01)n, F16H59/68 (2006.01)n, F16H61/686 (2006.01)n

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 (I P C))

Int.Cl. B60W10/10, B60K6/445, B60K6/547, B60W10/06, B60W10/08, B60W20/00, F16H61/08, F16H59/38, F16H59/68, F16H61/686

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	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 0 8 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 0 8 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 0 8 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
Y A	JP 2006-335127 A (トヨタ自動車株式会社) 2006. 12. 14, 要約 & WO 2006/123841 A1	1-17 18, 19
Y	JP 5-99304 A (トヨタ自動車株式会社) 1993. 04. 20, 段落 31-38, 図 2, 5 (ファミリーなし)	1-17
Y	JP 2005-348532 A (トヨタ自動車株式会社) 2005. 12. 15, 段落 75, 76, 図 1 & US 2006/166784 A1 & EP 1746309 A1 & WO 2005/106290 A1	6-17

☒ 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

2 1 . 0 4 . 2 0 0 8

国際調査報告の発送日

0 1 . 0 5 . 2 0 0 8

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (I S A / J P)

郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5

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)

谿花 正由輝

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 2 8

3 J

3 1 2 0

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 2002-165304 A (本田技研工業株式会社) 2002. 06. 07, 請求項 1-3, 図 2 & US 2002/065168 A1 & EP 1209017 A2	1-19
A	JP 2006-341662 A (トヨタ自動車株式会社) 2006. 12. 21, 要約 & US 2007/0063660 A1	1-19