(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2012 年 8 月 30 日(30.08.2012)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2012/114440 A1

(51) 国際特許分類:
B60W 20/00 (2006.01) *B60W 10/06* (2006.01)
B60K 6/445 (2007.10) *B60W 10/08* (2006.01)
B60K 6/485 (2007.10)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2011/053725

(22) 国際出願日: 2011 年 2 月 21 日(21.02.2011)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(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).

(72) 発明者; および
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 加藤 春哉 (KATO Shunya) [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). 熊▲崎▼ 健太 (KUMAZAKI Kenta) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町１番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 田端 淳 (TABATA Atsushi) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町１番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 日浅 康博 (HIASA Yasuhiro) [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, CL, 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, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT,

[続葉有]

(54) **Title**: CONTROL DEVICE FOR VEHICLE DRIVE DEVICE

(54) 発明の名称 : 車両用駆動装置の制御装置

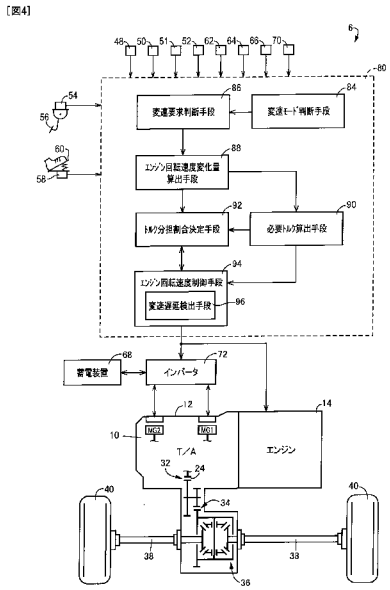


FIG. 4:
14 Engine
68 Electricity storage device
72 Inverter
84 Transmission mode assessment means
86 Transmission request assessment means
88 Engine rotational speed change calculation means
90 Necessary torque calculation means
92 Torque contribution proportion determination means
94 Engine rotational speed control means
96 Transmission delay detection means

(57) **Abstract**: Provided is a control device for a vehicle drive device that is capable of improving drivability with a sequential transmission. With a sequential transmission, the engine rotational speed (Ne) is changed by means of torque contributed and generated by at least an engine (14) or a first electric motor (MG1). With such a sequential transmission, the greater the change in the engine rotational speed (Ned) when a gear shift occurs, which is the range of change in the rotational speed of the engine (14), the greater the proportion of torque (RTTe) contributed by the engine (14) is. Therefore, the greater the proportion of torque (RTTe) contributed by the engine (14), the greater the torque is by which the engine rotational speed (Ne) can be changed along with the progress of the sequential transmission through the active use of the engine (14), and thus an increase in the time it takes for a sequential transmission gear change can be suppressed and drivability with a sequential transmission can be improved.

(57) 要約: シーケンシャル変速でのドライバビリティを向上させることができる車両用駆動装置の制御装置を提供する。 シーケンシャル変速ではエンジン１４と第１電動機 MG1 との少なくとも一方が分担して発生するトルクによりエンジン回転速度Ｎｅが変化させられる。そして、前記シーケンシャル変速では、エンジン１４の回転速度変化幅である変速時エンジン回転速度変化量Ｎ ed が大きいほどエンジン１４のトルク分担割合 RTTe が大きい。従って、そのエンジン１４のトルク分担割合 RTTe が大きいほど、エンジン１４を積極的に利用してより大きなトルクでエンジン回転速度Ｎｅを前記シーケンシャル変速の進行に伴い変化させることができるので、シーケンシャル変速時間が長くなることを抑制することができ、シーケンシャル変速でのドライバビリティを向上させることができる。

WO 2012/114440 A1

RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, 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, LR, 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 (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, 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（条約第 21 条(3)）

明　細　書

発明の名称 ： 車両用駆動装置の制御装置

技術分野

[0001]　本発明は、エンジンと電動機とを備えた車両において、ドライバビリティを向上させる技術に関するものである。

背景技術

[0002]　エンジンと駆動輪との間の動力伝達経路の一部を構成する変速機構とその変速機構の変速過程でエンジンの回転速度を変化させることが可能な電動機とを備えた車両用駆動装置の制御装置が従来から知られている。例えば、特許文献１に開示されたハイブリッド車両用の走行制御装置がそれである。その特許文献１車両用駆動装置が備える前記変速機構は、複数の遊星歯車装置と複数の摩擦係合要素とを含みその摩擦係合要素の係合または解放により変速する有段の自動変速機である。上記特許文献１の走行制御装置は、その自動変速機を運転者の操作によりマニュアルシフトダウンがなされた場合には、その自動変速機のダウンシフト時にエンジン回転速度を前記電動機の駆動により引き上げる。これにより、上記自動変速機のダウンシフトを早めることができる。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開２００９－１３２２５８号公報

特許文献2：特開２０１０－０１３００２号公報

特許文献3：特開２０１０－１４３３８３号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004]　前記特許文献１に開示されたハイブリッド車両のようにエンジン回転速度を電動機で変化させ得る車両において、運転者の操作に応じてエンジン回転速度を離散的に変化させるシーケンシャル変速を行う場合には、前記電動機

でエンジン回転速度を変化させることで、細かい制御性が確保される。しかしながら、例えば実際の車両では、電動機の最大トルクはエンジンの最大トルクと比較して大幅に小さい。そのため、上記シーケンシャル変速におけるエンジン回転速度の変化量が大きい場合にも、前記電動機でエンジン回転速度を変化させようとすれば、そのシーケンシャル変速の開始から終了までに要する変速時間が長くなり、ドライバビリティが悪化する可能性があった。なお、このような課題は未公知である。

[0005] 本発明は、以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、エンジンと駆動輪との間の動力伝達経路の一部を構成する変速機構とそのエンジンの回転速度を変化させる電動機とを備えた車両において、前記シーケンシャル変速でのドライバビリティを向上させ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

[0006] 前記目的を達成するための第１発明の要旨とするところは、（ａ）エンジンと駆動輪との間の動力伝達経路の一部を構成する変速機構とその変速機構の変速過程でそのエンジンの回転速度を変化させることが可能な電動機とを備えた車両において、運転者の操作に応じて前記エンジンの回転速度を離散的に変化させる変速では前記エンジンと前記電動機との少なくとも一方が分担して発生するトルクによりそのエンジンの回転速度を変化させる車両用駆動装置の制御装置であって、（ｂ）前記離散的な変速では、前記エンジンの回転速度変化幅が大きいほどそのエンジンのトルク分担割合が大きいことを特徴とする。

発明の効果

[0007] このようにすれば、前記エンジンの回転速度変化幅が大きいほど、エンジンを積極的に利用してより大きなトルクでエンジン回転速度を前記変速機構の離散的な変速の進行に伴い変化させることができるので、その離散的な変速であるシーケンシャル変速の開始から終了までに要するシーケンシャル変速時間がエンジンの回転速度変化幅が大きいことに起因して長くなることを

抑制することができ、前記運転者の操作に対する車両の応答性を十分に確保できる。従って、前記シーケンシャル変速（離散的な変速）でのドライバビリティを向上させることができる。なお、そのドライバビリティとは、運転者の意志にかなった車両の応答性や円滑性が得られるかどうかのフィーリングのことである。そして、ドライバビリティの向上とは、その車両の応答性や円滑性が良いと運転者などに感じられるようになることである。ドライバビリティの悪化とは、その車両の応答性や円滑性が悪いと運転者などに感じられるようになることである。

[0008] また、第２発明の要旨とするところは、前記第１発明の車両用駆動装置の制御装置であって、（ａ）前記車両は前記電動機と電力授受可能な蓄電装置を備えており、（ｂ）前記離散的な変速では、その蓄電装置の充電電力または放電電力に対する制限が大きいほど、前記エンジンのトルク分担割合が大きいことを特徴とする。このようにすれば、上記充電電力または放電電力に対する制限により電動機のトルク（以下、電動機トルクという）が前記シーケンシャル変速でエンジン回転速度を迅速に変化させるには不十分になるおそれがある場合であっても、エンジンのトルク（以下、エンジントルクという）によってエンジン回転速度の変化速度を十分に得ることができるので、前記シーケンシャル変速時間が長くなることを抑制することができる。

[0009] また、第３発明の要旨とするところは、前記第１発明又は第２発明の車両用駆動装置の制御装置であって、前記離散的な変速では、前記エンジンの温度が低いほど、そのエンジンのトルク分担割合が大きいことを特徴とする。このようにすれば、エンジンが低温であることによりそのエンジンの回転抵抗（フリクション）が大きいことに起因して前記シーケンシャル変速でエンジン回転速度を迅速に変化させ難いような場合であっても、エンジントルクによってエンジン回転速度の変化速度を十分に得ることができるので、前記シーケンシャル変速時間が長くなることを抑制することができる。例えば、エンジンの暖機が不十分でエンジンが低温である場合には上記エンジンの回転抵抗は大きくなる。従って、この第３発明では、例えば、上記エンジンの

トルク分担割合は、エンジンが暖機完了前である場合にはその暖機完了後よりも大きい。

[0010] また、第４発明の要旨とするところは、前記第１発明から第３発明の何れか一の車両用駆動装置の制御装置であって、前記離散的な変速での前記エンジンの回転速度変化中において、そのエンジン又は前記電動機のトルクが不足しており且つその離散的な変速が予め設定された目標変速時間内に終了しないと判断した場合には、前記トルクの不足量が大きい方の前記エンジン又は前記電動機のトルク分担割合を前記エンジンの回転速度変化途中に、その判断前よりも引き下げることを特徴とする。このようにすれば、前記シーケンシャル変速（離散的な変速）が前記目標変速時間内に終了するか否かを判断しない場合と比較して、より確実にシーケンシャル変速をその目標変速時間内に終了させることができ、ドライバビリティを向上させることができる。なお、上記エンジン又は電動機のトルクの不足とは、上記シーケンシャル変速での上記エンジンの回転速度変化方向へのトルク不足である。言い換えれば、そのシーケンシャル変速での上記エンジンの回転速度変化方向を正方向としたトルク不足である。

[0011] また、第５発明の要旨とするところは、（ａ）エンジンと駆動輪との間の動力伝達経路の一部を構成する変速機構とその変速機構の変速過程でそのエンジンの回転速度を変化させることが可能な電動機とを備えた車両において、運転者の操作に応じて前記エンジンの回転速度を離散的に上昇させるダウン変速では前記エンジンと前記電動機との少なくとも一方が分担して発生するトルクによりそのエンジンの回転速度を上昇させる車両用駆動装置の制御装置であって、（ｂ）前記離散的なダウン変速において、そのダウン変速前の前記変速機構の変速比が大きいほど、そのダウン変速前後でのその変速比の増大量が大きく、且つ、前記エンジンのトルク分担割合が大きいことを特徴とする。このようにすれば、前記ダウン変速前後での上記変速比の増大量が大きいほどそのときのエンジンの回転速度変化幅が大きくなるところ、前記シーケンシャル変速時間がエンジンの回転速度変化幅が大きいことに起因

して長くなることを抑制することができ、前記運転者の操作に対する車両の応答性を十分に確保できる。従って、前記シーケンシャル変速でのドライバビリティを向上させることができる。

[0012] ここで、好適には、前記シーケンシャル変速における前記エンジンのトルク分担割合は、予め定められた関係から走行条件に基づいて決定される。例えば、その走行条件とは、前記シーケンシャル変速でのエンジンの回転速度変化幅、前記蓄電装置の充電電力に対する制限値（上限値）、その蓄電装置の放電電力に対する制限値（上限値）、および前記エンジンの温度などの何れか又は全部である。このようにすれば、上記エンジンのトルク分担割合を、シーケンシャル変速の開始前に容易に且つ適切に決定することができる。なお、上記充電電力に対する制限値が小さいということはその充電電力に対する制限が大きいということであり、上記放電電力に対する制限値が小さいということはその放電電力に対する制限が大きいということである。

[0013] また、好適には、前記シーケンシャル変速（離散的な変速）は、前記エンジンの回転速度を変速開始前よりも上昇させるシーケンシャルダウン変速（離散的なダウン変速）であって前記車両の惰性走行中に行われ、或いは、前記エンジンの回転速度を変速開始前よりも低下させるシーケンシャルアップ変速（離散的なアップ変速）であって前記車両の加速操作中に行われる。このようにすれば、運転者が車両の応答性を特に欲するシーケンシャル変速においてその応答性を高めることができ、シーケンシャル変速でのドライバビリティを効果的に向上させることができる。

[0014] なお、前記第５発明では、前記第１発明における前記離散的な変速が前記離散的なダウン変速に限定されている。また、その離散的なダウン変速前後での前記変速比の増大量が大きいほど前記エンジンの回転速度変化幅は大きくなる。従って、第１発明および第５発明は、「前記離散的な変速では、前記エンジンの回転速度変化幅が大きいほどそのエンジンのトルク分担割合が大きい」という同一の特別な技術的特徴を有しているので、単一の一般的発明概念を形成するように連関している。

図面の簡単な説明

[0015] [図1]本発明が適用される車両用駆動装置を説明するための実施例１の骨子図である。

[図2]図１の車両用駆動装置において、複数種類のシフトポジション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の一例を示す図である。

[図3]図１の車両用駆動装置の電子制御装置が行うシーケンシャル変速での第１遊星歯車装置のダウンシフトを説明するための実施例１の共線図である。

[図4]図１の車両用駆動装置を制御する電子制御装置に入力される信号及びその電子制御装置から出力される信号を例示した図であると共に、その電子制御装置に備えられた制御機能の要部を説明するための実施例１の機能ブロック線図である。

[図5]図４の電子制御装置が変速時エンジン回転速度変化量に基づいてエンジン側トルク分担割合を決定するための、予め実験的に定められたエンジン側トルク分担割合算出用マップである。

[図6]図４の電子制御装置がバッテリ放電制限電力に基づいてエンジン側トルク分担割合を決定するための、予め実験的に定められたエンジン側トルク分担割合算出用マップである。

[図7]図４の電子制御装置がエンジン水温に基づいてエンジン側トルク分担割合を決定するための、予め実験的に定められたエンジン側トルク分担割合算出用マップである。

[図8]図４の電子制御装置の制御作動の要部、すなわち、シーケンシャル変速を実行する制御作動を説明するための実施例１のフローチャートである。

[図9]図４の電子制御装置の制御作動を説明するための実施例１における第１のタイムチャートであって、アクセルペダルが解放された惰性走行中において前記シーケンシャル変速のダウンシフト（シーケンシャルダウン変速）が行われた場合を例として、そのシーケンシャル変速におけるエンジンおよび第１電動機のトルク制御を説明するためのタイムチャートである。

[図10]図４の電子制御装置の制御作動を説明するための実施例１における第２のタイムチャートであって、アクセルペダルが踏み込まれたアクセルオン状態である加速操作中においてシーケンシャル変速のアップシフト（シーケンシャルアップ変速）が行われた場合を例として、そのシーケンシャル変速におけるエンジンおよび第１電動機のトルク制御を説明するためのタイムチャートである。

[図11]図４の電子制御装置の制御作動を説明するための実施例１における第３のタイムチャートであって、前記惰性走行中においてシーケンシャル変速のダウンシフト（シーケンシャルダウン変速）が行われた場合を例として、そのシーケンシャル変速中に変速遅れが検出された場合のエンジンおよび第１電動機のトルク制御を説明するためのタイムチャートである。

[図12]実施例２を説明するための図であって、本発明が適用されるハイブリッド車両に含まれる車両用駆動装置を説明するための概略構成図であり、その車両用駆動装置を制御する電子制御装置に備えられた制御機能の要部を説明するための機能ブロック線図である。

[図13]図１２の車両用駆動装置に含まれる自動変速機のダウンシフトを説明するための実施例２の共線図である。

[図14]図１２の電子制御装置の制御作動の要部を説明するためのフローチャート、すなわち、シーケンシャル変速を実行する制御作動を説明するためのフローチャートにおいて、図８とは異なるステップを示した第１の抜粋図である。

[図15]図１２の電子制御装置の制御作動の要部を説明するためのフローチャートにおいて、図８とは異なるステップを示した第２の抜粋図である。

[図16]図１２の電子制御装置の制御作動を説明するための実施例２におけるタイムチャートであって、前記惰性走行中において自動変速機１１２でシーケンシャル変速のダウンシフト（シーケンシャルダウン変速）が行われた場合を例として、そのシーケンシャル変速におけるエンジンおよび走行駆動電動機のトルク制御を説明するためのタイムチャートである。

[図17]図４，１２の電子制御装置が実行する制御において、エンジン側トルク分担割合がシーケンシャル変速の変速前後の変速段をパラメータとして予め定められている例を説明するための模式図である。

発明を実施するための形態

[0016] 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

[0017] 図１は、本発明が適用される車両用駆動装置８を説明するための骨子図である。図１に示すように、車両用駆動装置８は、走行用の動力を出力するエンジン１４と、そのエンジン１４と駆動輪４０（図４参照）との間に介装された車両用動力伝達装置１０（以下、「動力伝達装置１０」という）とを備えている。動力伝達装置１０はエンジン１４からの駆動力を駆動輪４０に伝達するトランスアクスルである。そして、動力伝達装置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アクスル（Ｔ／Ａ）ケース１２（以下、「ケース１２」という）内において、エンジン１４側から順番に、そのエンジン１４の出力軸１５（例えばクランク軸）に作動的に連結されてエンジン１４からのトルク変動等による脈動を吸収するダンパー１６、そのダンパー１６を介してエンジン１４によって回転駆動させられる入力軸１８、第１電動機MG1（本発明の電動機に相当）、差動状態を連続的に変化させることが可能な差動機構である第１遊星歯車装置２０、減速装置として機能する第２遊星歯車装置２２、および、駆動輪４０に動力伝達可能に連結された走行用の動力を出力する第２電動機MG2を備えている。

[0018] この動力伝達装置１０は、例えば前輪駆動すなわちＦＦ（フロントエンジン・フロントドライブ）型の車両６の前方に横置きされ、駆動輪４０を駆動するために好適に用いられるものである。動力伝達装置１０では、エンジン１４の動力がカウンタギヤ対３２の一方を構成する動力伝達装置１０の出力回転部材としての出力歯車２４からカウンタギヤ対３２、ファイナルギヤ対３４、差動歯車装置（終減速機）３６および一対の車軸３８等を順次介して一対の駆動輪４０へ伝達される（図４参照）。このように、本実施例では、

入力軸１８とエンジン１４とはダンパー１６を介して作動的に連結されており、エンジン１４の出力軸１５がエンジン１４の出力回転部材であることはもちろんであるが、この入力軸１８もエンジン１４の出力回転部材に相当する。

[0019] エンジン１４は、例えば自動車用のガソリンエンジンやディーゼルエンジン等の内燃機関であればよいが、本実施例では、自動車用ガソリンエンジンである。このエンジン１４が発生するトルクＴeは、例えば、エンジン１４が有する電子スロットル弁の開閉制御、エンジン１４の点火時期制御、エンジン１４が有する吸気バルブ及び排気バルブの開閉時期を制御するバルブタイミング制御、又は、それらの組合わせにより調節される。

[0020] 入力軸１８は、両端がボールベアリング２６および２８によって回転可能に支持されており、一端がダンパー１６を介してエンジン１４に連結されることでエンジン１４により回転駆動させられる。また、他端には潤滑油供給装置としてのオイルポンプ３０が連結されており入力軸１８が回転駆動されることによりオイルポンプ３０が回転駆動させられて、動力伝達装置１０の各部例えば第１遊星歯車装置２０、第２遊星歯車装置２２、ボールベアリング２６、および２８等に潤滑油が供給される。

[0021] 第１遊星歯車装置２０は、エンジン１４と駆動輪４０との間の動力伝達経路の一部を構成する変速機構である。また、第１遊星歯車装置２０は、エンジン１４からの動力を電気的な動力伝達経路と機械的な動力伝達経路とに分配することができる動力分配機構として機能する。具体的に、第１遊星歯車装置２０は、シングルピニオン型の遊星歯車装置であり、第１サンギヤＳ１、第１ピニオンギヤＰ１、その第１ピニオンギヤＰ１を自転および公転可能に支持する第１キャリヤＣＡ１、および、第１ピニオンギヤ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遊星歯車装置２０のギヤ比ρ０は、第１サンギヤＳ１の歯数をZ_{S1}とし第１リングギヤＲ１の歯数をZ_{R1}とすれば、「$\rho 0 = Z_{S1} / Z_{R1}$」で算出される。

[0022] そして、第１遊星歯車装置２０は、入力軸１８に伝達されたエンジン１４の出力を機械的に分配する機械的な動力分配機構であって、エンジン１４の出力を第１電動機MG1および出力歯車２４に分配する。つまり、この第１遊星歯車装置２０においては、第１回転要素としての第１キャリヤＣＡ１は入力軸１８すなわちエンジン１４に連結され、第２回転要素としての第１サンギヤＳ１は第１電動機MG1に連結され、第３回転要素としての第１リングギヤＲ１は出力歯車２４すなわちその出力歯車２４に作動的に連結された駆動輪４０に連結されている。これより、第１サンギヤＳ１、第１キャリヤＣＡ１、第１リングギヤＲ１は、それぞれ相互に相対回転可能となることから、エンジン１４の出力が第１電動機MG1および出力歯車２４に分配されると共に、第１電動機MG1に分配されたエンジン１４の出力で第１電動機MG1が発電され、その発電された電気エネルギが蓄電されたりその電気エネルギで第２電動機MG2が回転駆動されるので、動力伝達装置１０は、例えば無段変速状態（電気的ＣＶＴ状態）とされて、第１遊星歯車装置２０の差動状態が第１電動機MG1により制御されることにより、エンジン１４の所定回転に拘わらず出力歯車２４の回転が連続的に変化させられる電気的な無段変速機として機能する。また、第１遊星歯車装置２０では、第１電動機MG1が無負荷状態とされて空転させられることで第１キャリヤＣＡ１と第１リングギヤＲ１との間の動力伝達が遮断されるので、第１遊星歯車装置２０は、エンジン１４と駆動輪４０との間の動力伝達を遮断可能な動力伝達遮断装置としても機能する。

[0023] 第２遊星歯車装置２２は、シングルピニオン型の遊星歯車装置である。第２遊星歯車装置２２は、第２サンギヤＳ２、第２ピニオンギヤＰ２、その第２ピニオンギヤＰ２を自転および公転可能に支持する第２キャリヤＣＡ２、および、第２ピニオンギヤ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を回転要素として備えている。なお、第１遊星歯車装置２０のリングギヤＲ１および第２遊星歯車装置２２のリングギヤＲ２は一体化された複合歯車となっており、その外周部に出力歯車２４が設けられている。従って、本実施例では、リングギヤＲ１の回転速度とリングギヤＲ２の回転速

度と出力歯車２４の回転速度とは互いに同一である。

[0024] この第２遊星歯車装置２２においては、第２キャリヤＣＡ２は非回転部材であるケース１２に連結されることで回転が阻止され、第２サンギヤＳ２は第２電動機MG2に連結され、第２リングギヤＲ２は出力歯車２４に連結されている。すなわち、第２電動機MG2は出力歯車２４と第１遊星歯車装置２０のリングギヤＲ１とに第２遊星歯車装置２２を介して連結されている。これにより、例えば発進時などは第２電動機MG2が回転駆動することにより、第２サンギヤＳ２が回転させられ、第２遊星歯車装置２２によって減速させられて出力歯車２４に回転が伝達される。

[0025] 本実施例の第１電動機MG1及び第２電動機MG2は何れも、発電機能をも有する所謂モータジェネレータである。第１電動機MG1及び第２電動機MG2はそれぞれインバータ７２（図４参照）を介して蓄電装置６８に電気的に接続されており、第１電動機MG1と第２電動機MG2と蓄電装置６８とは相互に電力授受可能な構成となっている。差動用電動機として機能する第１電動機MG1は反力を発生させるためのジェネレータ（発電）機能を少なくとも備え、走行用電動機として機能する第２電動機MG2は車両６の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。上記蓄電装置６８は、例えば、鉛蓄電池などのバッテリ（二次電池）又はキャパシタなどであって、第１電動機MG1及び第２電動機MG2に電力を供給し且つそれらの各電動機MG1，MG2から電力の供給を受けることが可能な電気エネルギ源である。

[0026] 上述のように構成された車両用駆動装置８では、その車両用駆動装置８を制御するための制御装置として機能する電子制御装置８０（図４参照）は、例えば、キーがキースロットに挿入された後、ブレーキペダル５６が操作された状態でパワースイッチが操作されることにより制御が起動されると、運転者の要求出力に対応するアクセルペダル６０（図４参照）の操作量であるアクセル開度（アクセル操作量）Accに基づいてその運転者の要求出力を算出し、低燃費で排ガス量の少ない運転となるようにエンジン１４および／または第２電動機MG2から要求出力を発生させる。例えば、電子制御装置８０は

、エンジン１４を停止し専ら第２電動機MG2を駆動源とするモータ走行モード、エンジン１４の動力で第１電動機MG1により発電を行いながら第２電動機MG2を駆動源として走行する充電走行モード、エンジン１４の動力を機械的に駆動輪４０に伝えて走行するエンジン走行モード等を、走行状態に応じて切り換える。そのエンジン走行モードでは、エンジン１４と共に第２電動機MG2も必要に応じて駆動状態とされて第２電動機MG2がアシストトルクを出力することがある。

[0027] また、電子制御装置８０は、上記エンジン走行モードでは、エンジン１４が例えば最適燃費曲線等の予め定められた動作曲線上で作動するように第１電動機MG1によってエンジン１４の回転速度Ｎe（以下、エンジン回転速度Ｎeという）を制御する。このとき、電子制御装置８０は、エンジン回転速度Ｎeの制御及び第１電動機MG1の発電量の制御に伴い、第１遊星歯車装置２０の変速比γ０（＝入力軸１８の回転速度／出力歯車２４の回転速度）をその変速可能な変化範囲内で無段階に制御する。すなわち、第１電動機MG1により第１遊星歯車装置２０の差動状態を連続的に制御する。さらに、コースト走行時には車両６の有する慣性エネルギーで第２電動機MG2を回転駆動することにより電力として回生し、蓄電装置６８にその電力を蓄える。なお、後述するスポーツモードでは、第１遊星歯車装置２０の変速比γ０は敢えて離散的すなわち段階的に変化させられる。

[0028] また、後進走行は、例えば、第２電動機MG2を逆方向へ回転駆動することによって達成される。このとき、電子制御装置８０は、第１電動機MG1は空転状態として、エンジン１４の作動状態に関係なく出力歯車２４が逆回転することを許容する。

[0029] また、電子制御装置８０は、前記モータ走行モードでは、エンジン１４の運転を停止した状態で蓄電装置６８からの電力により第２電動機MG2を駆動してその第２電動機MG2のみを車両６の駆動力源とする。このモータ走行モードでは、運転を停止しているエンジン１４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MG1を無負荷状態とすることにより空転させて

、第１遊星歯車装置２０の差動作用によりエンジン回転速度Ｎeを零乃至略零に維持する。つまり、モータ走行モードでは、エンジン１４の運転が単に停止させられるのではなく、エンジン１４の回転も停止させられる。

[0030] 図２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４４の一例を示す図である。このシフト操作装置４４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４６を備えている。

[0031] そのシフトレバー４６は、動力伝達装置１０内つまり第１遊星歯車装置２０内の動力伝達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出力歯車２４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）」、第１遊星歯車装置２０内の動力伝達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）」、第１遊星歯車装置２０の変速比γ０をその変速可能な変化範囲内で無段階に変化させる自動変速制御を実行させる前進自動変速走行ポジション「Ｄ（ドライブ）」、または、前進走行において第１遊星歯車装置２０の変速比γ０を段階的すなわち離散的に変化させる仮想的な有段変速制御であるシーケンシャル変速（シーケンシャル変速制御）を実行するシーケンシャル変速モードである所謂スポーツモードを成立させるための前進手動変速走行ポジション「Ｍ（マニュアル）」へ手動操作されるように設けられている。例えば、「Ｐ」および「Ｎ」ポジションでは、第１電動機MG1及び第２電動機MG2が無負荷状態とされて空転させられることで動力伝達装置１０が前記中立状態になる。

[0032] また、「Ｍ」ポジションでは、シフトレバー４６を「＋」位置または「－」位置へ操作可能となっており、シフトレバー４６は、そのシフトレバー４６に対する操作力が解除されるとバネ等の付勢力により上記「＋」位置と「－」位置との間の中間位置に戻るようになっている。「Ｍ」ポジションで成立する前記シーケンシャル変速モード（スポーツモード）では、第１遊星歯車装置２０の変速比γ０は、その変速比γ０の変化可能な変化範囲内でシフ

トレバー４６が「＋」位置に操作される毎に段階的に小さくされる一方で、「－」位置に操作される毎に段階的に大きくされる。すなわち、シフトレバー４６が「＋」位置に操作される毎に１段ずつ第１遊星歯車装置２０のアップシフトが行われる一方で、シフトレバー４６が「－」位置に操作される毎に１段ずつ第１遊星歯車装置２０のダウンシフトが行われる。例えば、本実施例では、前記シーケンシャル変速で選択可能な複数の変速段として第１速変速段（１ｓｔ）、第２速変速段（２ｎｄ）、第３速変速段（３ｒｄ）、及び第４速変速段（４ｔｈ）がそれぞれ第１遊星歯車装置２０の変速比γ０に対応して予め定められている。そして、前記シーケンシャル変速で選択される変速段が低車速側であるほど遊星歯車装置２０の変速比γ０は段階的に例えば等比級数的に大きくなる。前記シーケンシャル変速モードでは、上記第１速変速段が最も低車速側の変速段であり上記第４速変速段が最も高車速側の変速段である。また、そのシーケンシャル変速モードでは、上記第１速変速段での変速比γ０と上記第２速変速段での変速比γ０との差すなわち変速比差は上記第２速変速段での変速比γ０と上記第３速変速段での変速比γ０との差よりも大きく、その第２速変速段での変速比γ０とその第３速変速段での変速比γ０との差は上記第３速変速段での変速比γ０と上記第４速変速段での変速比γ０との差よりも大きい。要するに、前記シーケンシャル変速では、そのシーケンシャル変速前後のそれぞれの変速段が低車速側であるほど、すなわち、そのシーケンシャル変速前およびシーケンシャル変速後の変速段がそれぞれ低車速側であるほど、そのシーケンシャル変速前後での変速比γ０の変化量が大きくなる。

[0033] 図３は、前記シーケンシャル変速での第１遊星歯車装置２０のダウンシフトを説明するための共線図である。図３の縦線Ｙ１、Ｙ２、Ｙ３は左側から順に、第１電動機MG1、エンジン１４、出力歯車２４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２０のギヤ比ρ０に応じて定められている。図３では、縦線Ｙ１、Ｙ２、Ｙ３上で図の上側であるほど高回転速度を示している。実線L01は上記ダウンシフト前における第１電動機MG1

、エンジン１４、出力歯車２４の相対回転速度を示しており、実線L02は上記ダウンシフト後における第１電動機MG1、エンジン１４、出力歯車２４の相対回転速度を示している。車両走行中において出力歯車２４の回転速度N_{OUT}は駆動輪４０に拘束されているので車速Ｖが変化しない限り変化せず、図３に示すように上記ダウンシフト前後で変化しない。そして、上記ダウンシフトでは、エンジン回転速度Ｎeが矢印AR01のように上昇し、それと同時に第１電動機回転速度N_{MG1}も矢印AR02のように上昇する。

[0034] また、前記シーケンシャル変速での第１遊星歯車装置２０のアップシフトでは、第１電動機MG1とエンジン１４との回転速度の変化方向が、図３の矢印AR01，AR02に対して逆になる。すなわち上記ダウンシフトに対して逆になる。要するに、そのアップシフトでは、エンジン回転速度Ｎeが低下し、それと同時に第１電動機回転速度N_{MG1}も低下する。このように第１遊星歯車装置２０のアップシフトでもダウンシフトでも第１電動機回転速度N_{MG1}はエンジン回転速度Ｎeと共に変化するので、第１電動機MG1は、変速機構である第１遊星歯車装置２０の変速過程でエンジン回転速度Ｎeを積極的に変化させることが可能である。

[0035] 図４は、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た図であると共に、その電子制御装置８０に備えられた制御機能の要部を説明するための機能ブロック線図である。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１４、第１電動機MG1、第２電動機MG2に関するハイブリッド駆動制御等の車両制御を実行するものである。

[0036] 電子制御装置８０には、図４に示すように、エンジン回転速度Ｎeを表すエンジン回転速度センサ５０からの信号、エンジン１４のシリンダブロックに設けられたエンジン水温センサ５１からのエンジン水温$TEMP_W$を表す信号、出力歯車２４の回転速度N_{OUT}（以下、「出力回転速度N_{OUT}」という）に対応

する車速Ｖを表す車速センサ５２からの信号、フットブレーキスイッチ５４により検出されるブレーキペダル５６の踏込みの有無を表す信号、アクセル開度センサ５８により検出されるアクセルペダル６０の操作量であるアクセル開度Ａccを表す信号、エンジン１４の筒内への吸入空気量を調節する電子スロットル弁のスロットル弁開度θ_{TH}を表すスロットル弁開度センサ６２からの信号、ＭＧ１レゾルバである第１電動機回転速度センサ６４により検出される第１電動機MG1の回転速度N_{MG1}（以下、「第１電動機回転速度N_{MG1}」という）を表す信号、ＭＧ２レゾルバである第２電動機回転速度センサ６６により検出される第２電動機MG2の回転速度N_{MG2}（以下、「第２電動機回転速度N_{MG2}」という）を表す信号、蓄電装置６８の充電または放電電流I_{CD}を表す信号、蓄電装置６８の充電残量（充電状態）SOCを表す信号、シフトレバー４６の操作位置（操作ポジション）P_{SH}を検出する為の位置センサであるレバー操作位置センサ７０からの操作ポジションP_{SH}に応じたシフトレバー位置信号等が、それぞれ供給される。

[0037] また、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のための制御信号例えばエンジン１４の吸気管に備えられた前記電子スロットル弁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への駆動信号や燃料噴射装置による吸気管或いはエンジン１４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によるエンジン１４の点火時期を指令する点火信号、各電動機MG1，MG2の作動を指令する指令信号等が、それぞれ出力される。例えば、通常のエンジン走行中においては、前記スロットルアクチュエータがアクセル開度Ａccに基づいて駆動され、アクセル開度Ａccが増加するほどスロットル弁開度θ_{TH}が増加するようにエンジン１４のスロットル制御が実行される。このスロットル制御ではアクセル開度Ａccとスロットル弁開度θ_{TH}とは一対一の関係で対応する。

[0038] ところで、前記シーケンシャル変速モードでの変速である前記シーケンシャル変速すなわち離散的な変速は、運転者によるシフトレバー４６の操作により仮想的な変速段が切り替えられるので、運転者の意志に適う応答性を得

るためには、その運転者の操作に応じて第１遊星歯車装置２０の変速比γ０を迅速に変化させる必要がある。ここで、車両走行中に第１遊星歯車装置２０の変速比γ０を変化させることには、第１リングギヤＲ１の回転速度は車速Ｖに拘束されているので、上記変速比γ０の変化に対応したエンジン回転速度Ｎeの変化を伴うものであり、シーケンシャル変速前後での変速比γ０の変化量が大きいほどそのときのエンジン回転速度Ｎeの変化量も大きくなる。図１に示す車両用駆動装置８では、エンジン１４自身と第１電動機MG1との一方または両方が発生するトルクによりエンジン回転速度Ｎeを変化させ得るが、エンジン回転速度Ｎeを細かく制御する際には第１電動機MG1が発生するトルクT_{MG1}（以下、第１電動機トルクT_{MG1}という）によるエンジン回転速度Ｎeの制御の方が有利である一方で、エンジン回転速度Ｎeを早期に大きく変化させる際にはエンジン１４が発生するトルクＴe（以下、エンジントルクＴeという）によるエンジン回転速度Ｎeの制御の方が早期に大トルクを得られるので有利である。このようなエンジン１４および第１電動機MG1のそれぞれの特性を踏まえて、本実施例の電子制御装置８０は、前記シーケンシャル変速を運転者の意志に沿って迅速に実行するための制御機能を備えている。その制御機能の要部について以下に説明する。

[0039] 図４に示すように、電子制御装置８０は、変速モード判断部としての変速モード判断手段８４と、変速要求判断部としての変速要求判断手段８６と、エンジン回転速度変化量算出部としてのエンジン回転速度変化量算出手段８８と、必要トルク算出部としての必要トルク算出手段９０と、トルク分担割合決定部としてのトルク分担割合決定手段９２と、エンジン回転速度制御部としてのエンジン回転速度制御手段９４とを備えている。そして、エンジン回転速度制御手段９４は、変速遅延検出部としての変速遅延検出手段９６を備えている。

[0040] 変速モード判断手段８４は、レバー操作位置センサ７０からの信号によりシフトレバー４６の操作位置P_{SH}を逐次検出しており、車両６の変速モードすなわち第１遊星歯車装置２０の変速モードが前記シーケンシャル変速モー

ド（スポーツモード）であるか否かを判断する。具体的には、シフトレバー４６が「Ｍ」ポジションにあればシーケンシャル変速モードが成立しており、上記変速モードはシーケンシャル変速モードである。前記シーケンシャル変速モードでの第１遊星歯車装置２０の変速である前記シーケンシャル変速は、前述したように、前進走行において第１遊星歯車装置２０の変速比γ０を段階的に変化させる仮想的な有段変速制御であるが、その変速比γ０の変化に対応してエンジン回転速度Ｎeも変化するので、運転者の操作たとえばシフトレバー４６の操作に応じてエンジン回転速度Ｎeを離散的すなわち段階的に変化させる第１遊星歯車装置２０の変速でもある。

[0041] 変速要求判断手段８６は、前記シーケンシャル変速モードにおいて、運転者が車両６の変速すなわち第１遊星歯車装置２０の変速を要求する変速要求があったか否かを判断する。車両６の変速モードが上記シーケンシャル変速モードであるか否かは変速モード判断手段８４の判断に基づく。例えば、変速要求判断手段８６は、レバー操作位置センサ７０からの信号によりシフトレバー４６の操作位置P_{SH}を逐次検出しており、シフトレバー４６が「＋」位置または「－」位置へ操作された場合に、上記変速要求があったと判断する。また、前記シーケンシャル変速が、アクセル開度Ａccの増大量が所定値を超えた場合にも実行されるのであれば、そのアクセル開度Ａccの増大が例えばダウンシフトの前記変速要求であるとみなされても差し支えない。

[0042] エンジン回転速度変化量算出手段８８は、変速要求判断手段８６により前記変速要求があったと判断された場合、すなわち、前記シーケンシャル変速モードにおいて前記変速要求があった場合に、その変速要求に基づく前記シーケンシャル変速前後でのエンジン回転速度Ｎeの変化量Ｎed、すなわち、そのシーケンシャル変速前のエンジン回転速度Ｎeとシーケンシャル変速後のエンジン回転速度Ｎe（目標値）との差であるエンジン１４の回転速度変化幅Ｎedを、前記シーケンシャル変速の開始前に算出する。第１遊星歯車装置２０の各変速段（１ｓｔ～４ｔｈ）のそれぞれで達成される変速比γ０は予め設定されており、シーケンシャル変速前の変速段SH1（以下、変速前変速段SH1

という）及びシーケンシャル変速後の変速段SH2（以下、変速後変速段SH2という）は上記変速要求時に確定するので、その変速前変速段SH1、変速後変速段SH2、変速要求時または上記変化量Ｎedの算出時の車速Ｖ、及び、第１遊星歯車装置２０のギヤ比ρ０などに基づいて、上記シーケンシャル変速前後でのエンジン回転速度Ｎeの変化量Ｎed（以下、変速時エンジン回転速度変化量Ｎedという）は算出できる。

[0043] 必要トルク算出手段９０は、前記変速時エンジン回転速度変化量Ｎedがエンジン回転速度変化量算出手段８８により算出されると、前記シーケンシャル変速の開始から終了までに要するシーケンシャル変速時間TIMEcgの目標値である目標シーケンシャル変速時間TIMEcgtを決定する。それと共に、その目標シーケンシャル変速時間TIMEcgt内でエンジン回転速度Ｎeを変速前の回転速度から変速後の目標回転速度にまで変化させるために必要な変速必要トルクＴnd、すなわち、そのエンジン回転速度Ｎeを変速前の回転速度から変速後の目標回転速度にまで変化させるためのエンジン１４及び第１電動機MG1のトルク総量Ｔndを算出し決定する。その目標シーケンシャル変速時間TIMEcgtと変速必要トルクＴndとは、少なくともシーケンシャル変速でのエンジン回転速度Ｎeの変化開始前に決定される。シーケンシャル変速時間TIMEcgの開始時点であるシーケンシャル変速の開始時とはそのシーケンシャル変速でのエンジン回転速度Ｎeの変化開始時であり、シーケンシャル変速時間TIMEcgの終了時点であるシーケンシャル変速の終了時とはそのシーケンシャル変速でのエンジン回転速度Ｎeの変化終了時である。上記目標シーケンシャル変速時間TIMEcgtは、例えば、応答性の悪化を抑えると共に変速ショックによる快適性の悪化を抑えることができるように予め実験的に定められており、シーケンシャル変速開始前のエンジントルクＴe及び車速Ｖなどに基づいて変速毎に決定されてもよいし、常に一定値であってもよい。変速必要トルクＴndは、エンジン１４及びエンジン１４と共に回転するエンジン同期回転部材のイナーシャ、エンジン１４及び上記エンジン同期回転部材の回転抵抗などを予め実験的に求めておくことで、それらのイナーシャ、回転抵抗などを加味して目標

シーケンシャル変速時間TIMEcgtと変速時エンジン回転速度変化量Ｎedとに基づいて算出できる。例えば、その変速必要トルクＴndは、目標シーケンシャル変速時間TIMEcgtが短いほど大きくなり、変速時エンジン回転速度変化量Ｎedが大きいほど大きくなる。

[0044] トルク分担割合決定手段９２は、前記変速時エンジン回転速度変化量Ｎedがエンジン回転速度変化量算出手段８８により算出されると、図５～図７に示す予め定められた関係（マップ）から、前記変速必要トルクＴnd（トルク総量Ｔnd）に対するエンジン１４のトルク分担割合RTTeであるエンジン側トルク分担割合RTTe（単位は例えば%）と、上記変速必要トルクＴndに対する第１電動機MG1のトルク分担割合RTTmgである電動機側トルク分担割合RTTmg（単位は例えば%）とをそれぞれ決定する。上記エンジン側トルク分担割合RTTeと電動機側トルク分担割合RTTmgとを合計すれば100%（＝RTTe＋RTTmg）になる。エンジン側トルク分担割合RTTeと電動機側トルク分担割合RTTmgとは少なくともシーケンシャル変速でのエンジン回転速度Ｎeの変化開始前に決定されるが、シーケンシャル変速でのエンジン回転速度Ｎeの変化途中において変速遅延検出手段９６の判断によっては変更されることがある。

[0045] ここで、図５～図７について説明する。図５は、変速時エンジン回転速度変化量Ｎedに基づいてエンジン側トルク分担割合RTTeを決定するための予め実験的に定められたエンジン側トルク分担割合算出用マップである。図６は、蓄電装置６８の放電電力の上限値（放電制限電力）Woutであるバッテリ放電制限電力Wout（単位は例えばkW）に基づいてエンジン側トルク分担割合RTTeを決定するための予め実験的に定められたエンジン側トルク分担割合算出用マップである。図７は、エンジン１４の温度を示すエンジン水温$TEMP_W$に基づいてエンジン側トルク分担割合RTTeを決定するための予め実験的に定められたエンジン側トルク分担割合算出用マップである。図５～図７は、前記シーケンシャル変速においてエンジン回転速度Ｎeの細かな制御性と良好な応答性とが確保されるように予め実験的に求められ設定されている。

[0046] また、図５に示すように、エンジン側トルク分担割合RTTeは変速時エンジ

ン回転速度変化量Ｎedが大きいほど大きくなる。これは、目標シーケンシャル変速時間TIMEcgtを固定して考えた場合には変速時エンジン回転速度変化量Ｎedが大きいほどエンジン回転速度Ｎeの変化に伴うイナーシャトルクが大きくなるからであり、エンジン１４の方が第１電動機MG1よりも大トルクを発生させ易いからである。例えば、図５において変速時エンジン回転速度変化量ＮedがＮed_01であったとすれば点PAからエンジン側トルク分担割合RTTeはRTTe_01になる。

[0047] また、図６に示すように、エンジン側トルク分担割合RTTeはバッテリ放電制限電力Woutが小さいほど言い換えれば蓄電装置６８の放電電力に対する制限が大きいほど大きくなる。これは、上記放電電力に対する制限が大きいほど第１電動機トルクT_{MG1}を大きくし難くなり、シーケンシャル変速時間TIMEcgが長くなるおそれがあるからである。このような理由からすれば、図６の横軸はバッテリ放電制限電力Woutに替えて、蓄電装置６８の充電電力の上限値（充電制限電力）Winであるバッテリ充電制限電力Win（単位は例えばkW）であってもよい。シーケンシャル変速でのエンジン回転速度Ｎeの変化方向と変速中の第１電動機MG1の回転方向とに応じて、第１電動機トルクT_{MG1}はバッテリ放電制限電力Woutによって制限されたり、バッテリ充電制限電力Winによって制限されたりするからである。図６の横軸を前記バッテリ充電制限電力Winに置き換えたとすれば、エンジン側トルク分担割合RTTeは、バッテリ充電制限電力Winが小さいほど言い換えれば蓄電装置６８の充電電力に対する制限が大きいほど大きくなる。なお、バッテリ放電制限電力Wout及びバッテリ充電制限電力Winは、蓄電装置６８の耐久性確保などのために、例えば蓄電装置６８の充電残量SOCや蓄電装置６８の温度に応じて変更される制限値である。また、図６のバッテリ放電制限電力Woutとエンジン側トルク分担割合RTTeとの関係の例では、図５において求められるエンジン側トルク分担割合RTTe例えばRTTe_01が、図６で決定されるエンジン側トルク分担割合RTTeの最小値になっている。

[0048] また、図７に示すように、エンジン側トルク分担割合RTTeは、例えばエン

ジン１４の暖機完了前において、エンジン１４の温度すなわちエンジン水温TEMP$_W$が低いほど大きくなる。これは、エンジン水温TEMP$_W$が低いほどエンジン１４の回転抵抗が大きくなり、シーケンシャル変速時間TIMEcgが長くなるおそれがあるからである。なお、図７のエンジン水温TEMP$_W$とエンジン側トルク分担割合RTTeとの関係の例では、図５において求められるエンジン側トルク分担割合RTTe例えばRTTe_01が、図７で決定されるエンジン側トルク分担割合RTTeの最小値になっている。

[0049] このように設定されている図５～図７のエンジン側トルク分担割合算出用マップから、トルク分担割合決定手段９２は、変速時エンジン回転速度変化量Ｎed、バッテリ放電制限電力Wout、及び、エンジン水温TEMP$_W$に基づいてエンジン側トルク分担割合RTTeを算出し決定する。また、図６の横軸を上述のようにバッテリ充電制限電力Winに置き換えてそのバッテリ充電制限電力Winに基づいてエンジン側トルク分担割合RTTeを算出してもよい。そして、トルク分担割合決定手段９２は、エンジン側トルク分担割合RTTeを算出した後、そのエンジン側トルク分担割合RTTeに基づいて電動機側トルク分担割合RTTmg（＝100%－RTTe）を算出し決定する。

[0050] エンジン回転速度制御手段９４は、変速要求判断手段８６により前記変速要求があったと判断された場合、すなわち、前記シーケンシャル変速モードにおいて前記変速要求があった場合に、変速必要トルクＴndとエンジン側トルク分担割合RTTeと電動機側トルク分担割合RTTmgとに基づいて、前記シーケンシャル変速中のエンジントルクＴe及び第１電動機トルクＴ$_{MG1}$を決定する。そして、その決定したエンジントルクＴe及び第１電動機トルクＴ$_{MG1}$でエンジン回転速度Ｎeをシーケンシャル変速前の回転速度からシーケンシャル変速後の目標回転速度へ変化させる。具体的に、エンジン回転速度制御手段９４は、先ず、目標シーケンシャル変速時間TIMEcgt内でエンジン回転速度Ｎeを変速前の回転速度から変速後の目標回転速度にまで変化させるためにエンジン１４側で必要なエンジン側必要トルクT01e、すなわち、変速必要トルクＴndのうちのエンジン１４の負担分T01eを、変速必要トルクＴndにエンジン側ト

ルク分担割合RTTeを乗じて算出する。それと共に、目標シーケンシャル変速時間TIMEcgt内でエンジン回転速度Ｎeを変速前の回転速度から変速後の目標回転速度にまで変化させるために第１電動機MG1側で必要な電動機側必要トルクT01mg、すなわち、変速必要トルクＴndのうちの第１電動機MG1の負担分T01mgを、変速必要トルクＴndに電動機側トルク分担割合RTTmgを乗じて算出する。これらの変速必要トルクＴnd、エンジン側必要トルクT01e、電動機側必要トルクT01mgは何れも、エンジン１４の出力軸１５を直接回転させるその出力軸１５まわりのトルクであって、第１遊星歯車装置２０のダウンシフトではエンジン回転速度Ｎeがそのダウンシフト中に上昇させられるのでエンジン回転速度Ｎeを上昇させる方向のトルクである一方で、第１遊星歯車装置２０のアップシフトではエンジン回転速度Ｎeがそのアップシフト中に低下させられるのでエンジン回転速度Ｎeを低下させる方向のトルクである。

[0051] そして、エンジン回転速度制御手段９４は、シーケンシャル変速開始時のエンジントルクＴeに上記エンジン側必要トルクT01eを加算したものをシーケンシャル変速中のエンジントルクＴe（以下、変速中エンジントルクＴecgという）として算出する（図９，図１０参照）。それと共に、シーケンシャル変速開始時の第１電動機トルクT_{MG1}に電動機側必要トルクT01mgを加算したものをシーケンシャル変速中の第１電動機トルクT_{MG1}（以下、変速中第１電動機トルクT_{MG1CG}という）として算出する（図９，図１０参照）。このとき、第１電動機MG1は第１遊星歯車装置２０を介してエンジン１４の出力軸１５に連結されているので、エンジン回転速度制御手段９４は、第１遊星歯車装置２０のギヤ比ρ０を加味してシーケンシャル変速中の第１電動機トルクT_{MG1}を算出する。

[0052] エンジン回転速度制御手段９４は、このようにして変速中エンジントルクＴecgと変速中第１電動機トルクT_{MG1CG}とを算出し決定すると、エンジン１４に変速中エンジントルクＴecgを出力させると共に第１電動機MG1に変速中第１電動機トルクT_{MG1CG}を出力させ、それによりエンジン回転速度Ｎeを変速前回転速度から変速後の目標回転速度に変化させる。すなわち、前記シーケンシャ

ル変速を行う。そして、エンジン回転速度制御手段９４は、エンジン回転速度Ｎeを逐次検出しており、エンジン回転速度Ｎeがシーケンシャル変速後の目標回転速度（以下、変速後目標エンジン回転速度という）に到達した場合には、エンジン側必要トルクT01eおよび電動機側必要トルクT01mgを零にしたエンジントルクＴeおよび第１電動機トルクT_{MG1}にすることで、シーケンシャル変速を終了する。すなわち、シーケンシャル変速でのエンジン回転速度Ｎeの変化を終了させる。そのシーケンシャル変速を終了した場合には、例えば、エンジントルクＴeを変速中エンジントルクＴecgから変速後の所定エンジントルクに変更すると共に、第１電動機トルクT_{MG1}を変速中第１電動機トルクT_{MG1CG}から変速後の所定第１電動機トルクに変更する。なお、上記シーケンシャル変速後の目標回転速度（変速後目標エンジン回転速度）は、第１遊星歯車装置２０のダウンシフトであればシーケンシャル変速前のエンジン回転速度Ｎeに変速時エンジン回転速度変化量Ｎedを加算したものであり、第１遊星歯車装置２０のアップシフトであればシーケンシャル変速前のエンジン回転速度Ｎeから変速時エンジン回転速度変化量Ｎedを差し引いたものである。

[0053] ここで、変速遅延検出手段９６は、前記シーケンシャル変速の実行中すなわちそのシーケンシャル変速でのエンジン回転速度Ｎeの変化中において、エンジン回転速度Ｎeの変化の遅延を検出し、シーケンシャル変速が目標シーケンシャル変速時間TIMEcgt内に終了するか否かを判断する。要するに、シーケンシャル変速中にそのシーケンシャル変速の変速遅れが生じていないか否かを判断する。そのために、変速遅延検出手段９６は、前記シーケンシャル変速前のエンジン回転速度Ｎeと前記変速後目標エンジン回転速度と目標シーケンシャル変速時間TIMEcgtとに基づいて、目標シーケンシャル変速時間TIMEcgt内に変速後目標エンジン回転速度に到達できるように、シーケンシャル変速の開始から終了までの間で、シーケンシャル変速中における目標エンジン回転速度である変速中目標エンジン回転速度Ｎetを時間経過に従って逐次決定し更新する。例えば、変速遅延検出手段９６は、エンジン回転速度Ｎeがシーケンシャル変速前の回転速度から前記変速後目標エンジン回転速度に線形で

目標シーケンシャル変速時間TIMEcgt内に変化するとして、変速中目標エンジン回転速度Ｎetを時間の関数として設定する。また、変速遅延検出手段９６は、そのシーケンシャル変速の開始から終了までの間でエンジン回転速度Ｎeを逐次検出している。変速遅延検出手段９６は、シーケンシャル変速のダウンシフト中においてはエンジン回転速度Ｎeが変速中目標エンジン回転速度Ｎetに対して所定の変速遅延判定値LDNe以上の差をもって低くなった場合に、エンジン回転速度Ｎeの変化が遅延していると判断し、シーケンシャル変速が目標シーケンシャル変速時間TIMEcgt内に終了しないと判断する。また、シーケンシャル変速のアップシフト中においてはエンジン回転速度Ｎeが変速中目標エンジン回転速度Ｎetに対して所定の変速遅延判定値LDNe以上の差をもって高くなった場合に、エンジン回転速度Ｎeの変化が遅延していると判断し、シーケンシャル変速が目標シーケンシャル変速時間TIMEcgt内に終了しないと判断する。

[0054] 更に、変速遅延検出手段９６は、前記シーケンシャル変速でのエンジン回転速度Ｎeの変化中において、実際のエンジントルクＴeまたは第１電動機トルクT_{MG1}がエンジン１４または第１電動機MG1への指令値（トルク指令値）に対して不足しているか否かを逐次判断する。例えば、エンジントルクＴeと第１電動機トルクT_{MG1}とはそれぞれトルクセンサなどにより逐次検出されるが、他の方法により直接的または間接的に検出されても差し支えない。上記エンジントルクＴeまたは第１電動機トルクT_{MG1}の不足とは、上記シーケンシャル変速でエンジン回転速度Ｎeの変化を遅延させる原因となるトルク不足であるので、詳細に言えば、そのシーケンシャル変速でのエンジン１４の回転速度変化方向へのトルク不足である。言い換えれば、そのシーケンシャル変速でのエンジン１４の回転速度変化方向を正方向としたトルク不足である。

[0055] そして、前記シーケンシャル変速でのエンジン回転速度Ｎeの変化中において、実際のエンジントルクＴeまたは第１電動機トルクT_{MG1}がエンジン１４または第１電動機MG1への指令値に対して不足しており、且つ、シーケンシャル変速が目標シーケンシャル変速時間TIMEcgt内に終了しないと、変速遅延検出

手段９６によって判断された場合には、トルク分担割合決定手段９２は、既に決定していたエンジン側トルク分担割合RTTeと電動機側トルク分担割合RTTmgとをエンジン回転速度Ｎeの変化途中に変更する。具体的には、トルク分担割合決定手段９２は、エンジントルクＴeまたは第１電動機トルクT_{MG1}の前記トルク指令値に対する不足量が大きい一方のエンジン１４又は第１電動機MG1のトルク分担割合（エンジン側トルク分担割合RTTe又は電動機側トルク分担割合RTTmg）を、エンジン回転速度Ｎeの変化途中に、変速遅延検出手段９６による上記判断前よりも引き下げる。それと共に、他方のエンジン１４又は第１電動機MG1のトルク分担割合を、変速遅延検出手段９６による上記判断前よりも引き上げる。それぞれのトルク分担割合RTTe, RTTmgの引下量及び引上量に特に限定は無いが、例えば、上記一方のトルク分担割合RTTe又はRTTmgが零にされて、上記他方のトルク分担割合RTTe又はRTTmgが100%にされる。

[0056] このようにして、トルク分担割合決定手段９２が変速遅延検出手段９６の判断に基づきエンジン回転速度Ｎeの変化途中にエンジン側トルク分担割合RTTe及び電動機側トルク分担割合RTTmgを変更した場合には、エンジン回転速度制御手段９４は、その変更されたエンジン側トルク分担割合RTTe及び電動機側トルク分担割合RTTmgに基づいてシーケンシャル変速中のエンジントルクＴe及び第１電動機トルクT_{MG1}を再度決定し、その再決定したエンジントルクＴe及び第１電動機トルクT_{MG1}でシーケンシャル変速を継続する。

[0057] 図８は、電子制御装置８０の制御作動の要部、すなわち、前記シーケンシャル変速を実行する制御作動を説明するためのフローチャートであり、例えば数ｍｓｅｃ乃至数十ｍｓｅｃ程度の極めて短いサイクルタイムで繰り返し実行される。この図８に示す制御作動は、単独で或いは他の制御作動と並列的に実行される。

[0058] 先ず、変速モード判断手段８４に対応するステップ（以下、「ステップ」を省略する）ＳＡ１においては、車両６の変速モードが前記シーケンシャル変速モード（スポーツモード）であるか否かが判断される。このＳＡ１の判断が肯定された場合、すなわち、上記シーケンシャル変速モードである場合

には、ＳＡ２に移る。一方、このＳＡ１の判断が否定された場合には、本フローチャートは終了する。

[0059] 変速要求判断手段８６に対応するＳＡ２においては、前記変速要求があったか否かが判断される。このＳＡ２の判断が肯定された場合、すなわち、上記変速要求があった場合には、ＳＡ３に移る。一方、このＳＡ２の判断が否定された場合には、本フローチャートは終了する。

[0060] エンジン回転速度変化量算出手段８８に対応するＳＡ３においては、ＳＡ２の前記変速要求に基づく前記変速時エンジン回転速度変化量Ｎedが算出される。ＳＡ３の次はＳＡ４に移る。

[0061] 必要トルク算出手段９０に対応するＳＡ４においては、目標シーケンシャル変速時間TIMEcgtが決定される。それと共に、エンジン回転速度Ｎeの変化に必要なトルク、要するに前記変速必要トルクＴndが、その目標シーケンシャル変速時間TIMEcgtとＳＡ３で算出された変速時エンジン回転速度変化量Ｎedとに基づいて算出される。ＳＡ４の次はＳＡ５に移る。

[0062] トルク分担割合決定手段９２に対応するＳＡ５においては、ＳＡ４で算出された前記変速必要トルクＴndに対するエンジントルクＴeの割合、すなわち、前記エンジン側トルク分担割合RTTeが算出され決定される。それと共に、前記電動機側トルク分担割合RTTmgが算出され決定される。なお、後述のＳＡ８の判断が肯定されてシーケンシャル変速の実行中に再度このＳＡ５が実行される場合には、トルクＴe，T_{MG1}の不足量が大きい一方のエンジン１４又は第１電動機MG1のトルク分担割合（エンジン側トルク分担割合RTTe又は電動機側トルク分担割合RTTmg）がエンジン回転速度Ｎeの変化途中に引き下げられる。それと共に、他方のエンジン１４又は第１電動機MG1のトルク分担割合が引き上げられる。ＳＡ５の次はＳＡ６に移る。

[0063] エンジン回転速度制御手段９４に対応するＳＡ６においては、前記シーケンシャル変速中のエンジントルクＴe及び第１電動機トルクT_{MG1}が、変速必要トルクＴndとエンジン側トルク分担割合RTTeと電動機側トルク分担割合RTTmgとに基づいて算出され決定される。ＳＡ６の次はＳＡ７に移る。

[0064] エンジン回転速度制御手段９４に対応するＳＡ７においては、ＳＡ６で決定されたエンジントルクＴe及び第１電動機トルクT_{MG1}が出力される。ＳＡ７の次はＳＡ８に移る。

[0065] 変速遅延検出手段９６に対応するＳＡ８においては、実際のエンジントルクＴeまたは第１電動機トルクT_{MG1}が不足しており、且つ、第１遊星歯車装置２０の変速遅れが発生したか否かが判断される。前記シーケンシャル変速が目標シーケンシャル変速時間TIMEcgt内に終了しないと判断された場合に、その変速遅れが発生したと判断される。このＳＡ８の判断が肯定された場合、すなわち、実際のエンジントルクＴeまたは第１電動機トルクT_{MG1}が不足しており且つ上記変速遅れが発生した場合には、ＳＡ５に移る。一方、このＳＡ８の判断が否定された場合には、ＳＡ９に移る。

[0066] エンジン回転速度制御手段９４に対応するＳＡ９においては、エンジン回転速度Ｎeが前記変速後目標エンジン回転速度に到達したか否かが判断される。このＳＡ９の判断が肯定された場合、すなわち、エンジン回転速度Ｎeが前記変速後目標エンジン回転速度に到達した場合には、ＳＡ１０に移る。一方、このＳＡ９の判断が否定された場合には、ＳＡ７に移る。

[0067] エンジン回転速度制御手段９４に対応するＳＡ１０においては、前記シーケンシャル変速が終了させられる。

[0068] 図９は、アクセルペダル６０が解放された惰性走行中すなわちコースト走行中において前記シーケンシャル変速のダウンシフト（シーケンシャルダウン変速）が行われた場合を例として、そのシーケンシャル変速におけるエンジン１４および第１電動機MG1のトルク制御を説明するためのタイムチャートである。図９には、実線で示された本実施例のタイムチャートと共に、従来技術のタイムチャートが破線で示されている。その従来技術では、上記シーケンシャル変速においてエンジントルクＴeはエンジン回転速度Ｎeを変化させるためには用いられず、エンジン回転速度Ｎeが専ら第１電動機トルクT_{MG1}によって変化させられてそのシーケンシャル変速が進行する。この従来技術は、後述の図１０のタイムチャートでも同じである。図９において、二点鎖

線L03は前記エンジン側トルク分担割合RTTeが0%とされたときの第１電動機トルクT_{MG1}を示しており、二点鎖線L04は上記エンジン側トルク分担割合RTTeが100%とされたときのエンジントルクＴeを示しており、破線L05は上記エンジン側トルク分担割合RTTeが0%とされたときのエンジントルクＴeを示している。図９ではアクセル開度Ａccは例えば終始零である。第２電動機回転速度N_{MG2}は終始一定であるので、この図９のタイムチャートでは車速Ｖは一定である。エンジントルクＴeのタイムチャート（実線）のtA3時点以前とtA4時点以後とにおいては、エンジントルクＴeは負の値であるので、エンジン１４は走行負荷として機能し所謂エンジンブレーキを生じさせている。先ず、tA1時点では、車両６は前記シーケンシャル変速モード（スポーツモード）の走行状態である。従って、tA1時点で図８のＳＡ１の判断は肯定される。

[0069] 図９のtA2時点では、例えばシフトレバー４６が「－」位置（図２参照）へ操作される等して、前記変速要求、詳細には第１遊星歯車装置２０のダウンシフトを行わせるダウンシフト要求が行われているので、図８のＳＡ２の判断が肯定される。tA3時点では、前記シーケンシャル変速、詳細にはシーケンシャルダウン変速が開始されており、tA4時点では本実施例においてそのシーケンシャル変速が終了している。一方で、前記従来技術では、tA3時点から前記シーケンシャル変速が開始するのは本実施例と同じであるが、tA4時点よりも後のtA5時点にて上記シーケンシャル変速が終了している。そして、上記シーケンシャル変速中、すなわち、本実施例ではtA3時点～tA4時点にて、前記従来技術ではtA3時点～tA5時点にて、エンジン回転速度Ｎeが前記変速後目標エンジン回転速度にまで時間経過に従って上昇しており、それと同期して、第１電動機回転速度N_{MG1}も上昇している。そして、本実施例ではエンジン回転速度Ｎeのタイムチャートに示すように、前記シーケンシャル変速の変速遅れは生じておらず、tA3時点からtA4時点までの時間であるシーケンシャル変速時間TIMEcgは目標シーケンシャル変速時間TIMEcgtに一致している。

[0070] また、前記従来技術では図９に破線で示すように、シーケンシャル変速中（tA3時点～tA5時点）には、エンジントルクＴeはエンジン回転速度Ｎeを上

昇させるためには変化させられておらず第１電動機トルクT_{MG1}が変速開始前に対して上昇させられ、そのシーケンシャル変速中の専ら第１電動機トルクT_{MG1}の増大でエンジン回転速度Ｎeを上昇させている。一方で、本実施例では図９に実線で示すように、シーケンシャル変速中（tA3時点～tA4時点）には、エンジントルクＴeと第１電動機トルクT_{MG1}とを共に変速開始前に対して増大させることで、エンジン回転速度Ｎeを上昇させている。このときの、エンジン側トルク分担割合RTTeは例えば８０％に決定されており、電動機側トルク分担割合RTTmgは例えば２０％に決定されている。このように、本実施例では、エンジン側トルク分担割合RTTeを適宜定め、前記シーケンシャル変速中にエンジントルクＴeを利用してエンジン回転速度Ｎeを変化させるので、前記従来技術に比してシーケンシャル変速時間TIMEcgをより短くすることができる。そのため、シーケンシャル変速の変速応答性が向上し、ドライバビリティを向上させることが可能である。

[0071] 図１０は、アクセルペダル６０が踏み込まれたアクセルオン状態である加速操作中において前記シーケンシャル変速のアップシフト（シーケンシャルアップ変速）が行われた場合を例として、そのシーケンシャル変速におけるエンジン１４および第１電動機MG1のトルク制御を説明するためのタイムチャートである。図１０には、前述の図９と同様に、実線で示された本実施例のタイムチャートと共に、前記従来技術のタイムチャートが破線で示されている。図１０において、二点鎖線L06は前記エンジン側トルク分担割合RTTeが0%とされたときの第１電動機トルクT_{MG1}を示しており、二点鎖線L07は上記エンジン側トルク分担割合RTTeが100%とされたときのエンジントルクＴeを示しており、破線L08は上記エンジン側トルク分担割合RTTeが0%とされたときのエンジントルクＴeを示している。第２電動機回転速度N_{MG2}は終始一定であるので、この図１０のタイムチャートでは車速Ｖは一定である。先ず、tB1時点では、車両６は前記シーケンシャル変速モード（スポーツモード）の走行状態である。従って、tB1時点で図８のＳＡ１の判断は肯定される。そして、tB2時点でアクセルペダル６０が踏み込まれアクセルオンとなっている。すなわち

、tB2時点で運転者による加速操作が行われている。

[0072] 図１０のtB3時点では、例えばシフトレバー４６が「＋」位置（図２参照）へ操作される等して、前記変速要求、詳細には第１遊星歯車装置２０のアップシフトを行わせるアップシフト要求が行われているので、図８のＳＡ２の判断が肯定される。tB4時点では、前記シーケンシャル変速、詳細にはシーケンシャルアップ変速が開始されており、tB5時点では本実施例においてそのシーケンシャル変速が終了している。一方で、前記従来技術では、tB4時点から前記シーケンシャル変速が開始するのは本実施例と同じであるが、tB5時点よりも後のtB6時点にて上記シーケンシャル変速が終了している。そして、上記シーケンシャル変速中、すなわち、本実施例ではtB4時点～tB5時点にて、前記従来技術ではtB4時点～tB6時点にて、エンジン回転速度Ｎeが前記変速後目標エンジン回転速度にまで時間経過に従って低下しており、それと同期して、第１電動機回転速度N_{MG1}も低下している。そして、本実施例ではエンジン回転速度Ｎeのタイムチャートに示すように、前記シーケンシャル変速の変速遅れは生じておらず、tB4時点からtB5時点までの時間であるシーケンシャル変速時間TIMEcgは目標シーケンシャル変速時間TIMEcgtに一致している。

[0073] また、前記従来技術では図１０に破線で示すように、シーケンシャル変速中（tB4時点～tB6時点）には、エンジントルクＴeはエンジン回転速度Ｎeを低下させるためには変化させられておらず第１電動機トルクT_{MG1}が変速開始前に対して減少させられ、そのシーケンシャル変速中の専ら第１電動機トルクT_{MG1}の減少でエンジン回転速度Ｎeを低下させている。一方で、本実施例では図１０に実線で示すように、シーケンシャル変速中（tB4時点～tB5時点）には、エンジントルクＴeと第１電動機トルクT_{MG1}とを共に変速開始前に対して減少させることで、エンジン回転速度Ｎeを低下させている。このときの、エンジン側トルク分担割合RTTeは例えば８０％に決定されており、電動機側トルク分担割合RTTmgは例えば２０％に決定されている。このように、本実施例では、図９で説明した前記シーケンシャルダウン変速と同様に、図１０に示す前記シーケンシャルアップ変速でも、前記従来技術に比してシーケンシャ

ル変速時間TIMEcgをより短くすることができる。そのため、シーケンシャル変速の変速応答性が向上し、ドライバビリティを向上させることが可能である。

[0074] 図１１は、アクセルペダル６０が解放された惰性走行中すなわちコースト走行中において前記シーケンシャル変速のダウンシフト（シーケンシャルダウン変速）が行われた場合を例として、そのシーケンシャル変速中に変速遅れが検出された場合のエンジン１４および第１電動機MG1のトルク制御を説明するためのタイムチャートである。図１１は、上記シーケンシャル変速で、第１電動機トルクT_{MG1}の方がエンジントルクＴeよりも前記トルク指令値に対するばらつきが大きく、エンジン回転速度Ｎeを変化させるためのトルクが第１電動機トルクT_{MG1}のばらつきによりトルク不足になった例を示している。図１１において、二点鎖線L09は前記エンジン側トルク分担割合RTTeが0%とされたときの第１電動機トルクT_{MG1}を示しており、二点鎖線L10は上記エンジン側トルク分担割合RTTeが100%とされたときのエンジントルクＴeを示している。図１１ではアクセル開度Ａccは例えば終始零である。第２電動機回転速度N_{MG2}は終始一定であるので、この図１１のタイムチャートでは車速Ｖは一定である。エンジントルクＴeのタイムチャート（実線）のtC3時点以前とtC5時点以後とにおいては、エンジントルクＴeは負の値であるので、エンジン１４は走行負荷として機能し所謂エンジンブレーキを生じさせている。先ず、tC1時点では、車両６は前記シーケンシャル変速モード（スポーツモード）の走行状態である。従って、tC1時点で図８のＳＡ１の判断は肯定される。

[0075] 図１１のtC2時点では、例えばシフトレバー４６が「－」位置（図２参照）へ操作される等して、前記変速要求、詳細には第１遊星歯車装置２０のダウンシフトを行わせるダウンシフト要求が行われているので、図８のＳＡ２の判断が肯定される。tC3時点では、前記シーケンシャル変速、詳細にはシーケンシャルダウン変速が開始されており、tC5時点ではそのシーケンシャル変速が終了している。ここで、一点鎖線L11は上記シーケンシャル変速の開始から終了までの間における前記変速中目標エンジン回転速度Ｎetを示している。

図１１に示すように、エンジン回転速度Ｎeの上昇が開始されたtC3時点から、エンジン回転速度Ｎeは変速中目標エンジン回転速度Ｎetに対して低く推移し且つエンジン回転速度Ｎeと変速中目標エンジン回転速度Ｎetとの差は時間経過に従って拡大している。そして、tC4時点にて、そのエンジン回転速度Ｎeが変速中目標エンジン回転速度Ｎetに対して前記変速遅延判定値LDNe以上の差をもって低くなっている。また、第１電動機トルクT_{MG1}がそのばらつきによりトルク不足になっている。そのため、tC4時点にて、図８のＳＡ８で第１遊星歯車装置２０の変速遅れが発生したと判断されそのＳＡ８の判断が肯定されている。そして、tC4時点では、図８のＳＡ５にて電動機側トルク分担割合RTTmg及びエンジン側トルク分担割合RTTeが再設定されており、電動機側トルク分担割合RTTmgがtC4時点前よりも引き下げられている一方で、エンジン側トルク分担割合RTTeがtC4時点前よりも引き上げられている。例えば図１１では、tC3時点～tC4時点で電動機側トルク分担割合RTTmgは20%であり且つエンジン側トルク分担割合RTTeは80%であったが、tC4時点～tC5時点では電動機側トルク分担割合RTTmgは0%になり且つエンジン側トルク分担割合RTTeは100%になっている。従って、図１１に示すように、tC4時点～tC5時点の第１電動機トルクT_{MG1}はtC3時点～tC4時点に対して引き下げられており、tC4時点～tC5時点のエンジントルクＴeはtC3時点～tC4時点に対して引き上げられている。このようなtC4時点での第１電動機トルクT_{MG1}及びエンジントルクＴeの変化が無ければエンジン回転速度Ｎeは破線L12に示すように緩やかに上昇しtC5時点では前記シーケンシャル変速は未だ終了せず前記目標シーケンシャル変速時間TIMEcgt内には終了できないと考えられるところ、上記tC4時点での第１電動機トルクT_{MG1}及びエンジントルクＴeの変化により、tC4時点からのエンジン回転速度Ｎeの上昇速度が破線L12よりも大きくなり、tC4時点～tC5時点のエンジン回転速度Ｎeが実線L13のように変化しているので、tC3時点から開始された前記シーケンシャル変速は前記目標シーケンシャル変速時間TIMEcgt内に終了している。

[0076] 本実施例によれば、エンジン回転速度制御手段９４は、前記シーケンシャ

ル変速ではエンジン１４と第１電動機MG1との少なくとも一方が分担して発生するトルクＴe, T_{MG1}によりエンジン回転速度Ｎeを変化させる。そして、図５に示すように、前記シーケンシャル変速では、エンジン１４の回転速度変化幅である変速時エンジン回転速度変化量Ｎedが大きいほど、エンジン回転速度Ｎeを変化させるためのエンジン１４および第１電動機MG1のトルク総量Ｔndに対するエンジン１４のトルク分担割合（エンジン側トルク分担割合RTTe）が大きい。従って、エンジン側トルク分担割合RTTeが大きいほど、エンジン１４を積極的に利用してより大きなトルクでエンジン回転速度Ｎeを前記シーケンシャル変速の進行に伴い変化させることができるので、前記シーケンシャル変速時間TIMEcgが変速時エンジン回転速度変化量Ｎedが大きいことに起因して長くなることを抑制することができ、運転者の操作に対する車両６の応答性を十分に確保できる。つまり、前記シーケンシャル変速でのドライバビリティを向上させることができる。

[0077] また、本実施例によれば、前記シーケンシャル変速では、例えば図６のように、蓄電装置６８の充電電力または放電電力に対する制限が大きいほど、エンジン側トルク分担割合RTTeが大きい。従って、蓄電装置６８の充電電力または放電電力に対する制限により第１電動機トルクT_{MG1}が上記シーケンシャル変速でエンジン回転速度Ｎeを迅速に変化させるには不十分になるおそれがある場合であっても、エンジントルクＴeによってエンジン回転速度Ｎeの変化速度を十分に得ることができる。そのため、前記シーケンシャル変速時間TIMEcgが長くなることを抑制することができる。

[0078] また、本実施例によれば、図７に示すように、前記シーケンシャル変速では、エンジン１４の温度を示すエンジン水温$TEMP_W$が低いほど、エンジン側トルク分担割合RTTeが大きい。従って、エンジン１４が低温であることによりそのエンジン１４の回転抵抗（フリクション）が大きいことに起因して前記シーケンシャル変速でエンジン回転速度Ｎeを迅速に変化させ難いような場合であっても、エンジントルクＴeによってエンジン回転速度Ｎeの変化速度を十分に得ることができるので、前記シーケンシャル変速時間TIMEcgが長くな

ることを抑制することができる。例えば、エンジン１４の暖機が不十分でエンジン１４が低温である場合にはエンジン１４の回転抵抗は大きくなる。従って、図７によれば、その図７の縦軸であるエンジン側トルク分担割合RTTeは、エンジン１４が暖機完了前である場合にはその暖機完了後よりも大きい。

[0079] また、本実施例によれば、前記シーケンシャル変速でのエンジン１４の回転速度変化中において、そのエンジン１４又は第１電動機MG1のトルクが不足しており且つそのシーケンシャル変速が予め設定された前記目標シーケンシャル変速時間TIMEcgt内に終了しないと判断された場合には、前記トルクの不足量が大きい方のエンジン１４又は第１電動機MG1のトルク分担割合RTTe又はRTTmgがエンジン回転速度Ｎeの変化途中に、その判断前よりも引き下げられる。従って、上記シーケンシャル変速が上記目標シーケンシャル変速時間TIMEcgt内に終了するか否かが判断されない場合と比較して、より確実にシーケンシャル変速をその目標シーケンシャル変速時間TIMEcgt内に終了させることができ、ドライバビリティを向上させることができる。

[0080] また、本実施例によれば、変速時エンジン回転速度変化量Ｎed等に応じてエンジン側トルク分担割合RTTeが決定される前記シーケンシャル変速は、図９に例示されているように、エンジン回転速度Ｎeを変速開始前よりも上昇させる前記シーケンシャルダウン変速であって車両６の惰性走行中に行われ、或いは、図１０に例示されているように、エンジン回転速度Ｎeを変速開始前よりも低下させる前記シーケンシャルアップ変速であって車両６の加速操作中に行われる。従って、運転者が車両６の応答性を特に欲するシーケンシャル変速においてその応答性を高めることができ、シーケンシャル変速でのドライバビリティを効果的に向上させることができる。

[0081] また、本実施例によれば、前記シーケンシャル変速におけるエンジン側トルク分担割合RTTeは、予め定められた関係から車両６の走行条件に基づいて決定される。例えば、その走行条件とは、前記シーケンシャル変速での変速時エンジン回転速度変化量Ｎed、バッテリ放電制限電力Wout、バッテリ充電

制限電力Win、およびエンジン１４の温度などの一部又は全部である。従って、上記エンジン側トルク分担割合RTTeを、シーケンシャル変速の開始前に容易に且つ適切に決定することができる。

[0082] 次に、本発明の他の実施例について説明する。なお、以下の実施例の説明において、実施例相互に重複する部分については、同一の符号を付してその説明を省略する。

実施例 2

[0083] 実施例２の説明では、実施例１と異なる点を主に説明する。図１２は、本発明が適用されるハイブリッド車両１０６（以下、車両１０６という）に含まれる車両用駆動装置１０８を説明するための概略構成図であり、その車両用駆動装置１０８を制御する電子制御装置１４０に備えられた制御機能の要部を説明するための機能ブロック線図である。図１２に示すように、車両用駆動装置８は、エンジン１４、走行駆動電動機MGR（本発明の電動機に相当）、有段の自動変速機１１２、実施例１の差動歯車装置３６に相当する差動歯車装置１１４、インバータ７２、及び、そのインバータ７２を介して電気的に走行駆動電動機MGRに接続された蓄電装置６８を備えている。そして、エンジン１４、走行駆動電動機MGR、自動変速機１１２、差動歯車装置１１４、駆動輪４０は直列に連結されている。

[0084] この車両用駆動装置１０８は、例えば後輪駆動すなわちＦＲ（フロントエンジン・リヤドライブ）型の車両１０６の前方に縦置きされ、駆動輪４０を駆動するために好適に用いられるものである。車両用駆動装置１０８では、エンジン１４の動力は自動変速機１１２の変速機入力軸１１６から、自動変速機１１２、差動歯車装置１１４、及び一対の車軸３８等を順次介して一対の駆動輪４０へ伝達される。そして、走行駆動電動機MGRの動力も上記変速機入力軸１１６から、自動変速機１１２、差動歯車装置１１４、及び一対の車軸３８等を順次介して一対の駆動輪４０へ伝達される。

[0085] 走行駆動電動機MGRは、実施例１の第１電動機MG1または第２電動機MG2と同じモータジェネレータである。従って、走行駆動電動機MGRは駆動輪４０を駆

動することができると共に、例えば車両走行中に発電することにより駆動輪４０に対し制動力を与えることができる。また、走行駆動電動機MGRは、エンジン１４の出力軸１５にも連結されているので、例えば自動変速機１１２の変速過程でエンジン回転速度Ｎeを積極的に変化させることが可能である。前記シーケンシャル変速の際にエンジン回転速度Ｎeを変化させるためのトルクを発生する電動機は、実施例１では第１電動機MG1であるが、本実施例では走行駆動電動機MGRである。

[0086] 自動変速機１１２は、実施例１の第１遊星歯車装置２０に相当するものであり、エンジン１４と駆動輪４０との間の動力伝達経路の一部を構成する変速機構である。具体的に自動変速機１１２は、複数の遊星歯車装置と、複数の係合要素１１８ａ，１１８ｂ，１１８ｃ，１１８ｄ（特に区別しない場合には係合要素１１８という）とを備えた有段の変速機である。その係合要素１１８は、油圧で係合作動し又は解放作動する湿式多板型のクラッチまたはブレーキである。そして、自動変速機１１２では、その係合要素１１８の掴み替えによりクラッチツゥクラッチ変速が行われる。すなわち、係合側係合要素の係合作動と解放側係合要素の解放作動とによって変速が行われる。上記係合側係合要素とは自動変速機１１２の変速前には解放されておりその変速後には係合されている係合要素である。一方で、上記解放側係合要素とは自動変速機１１２の変速前には係合されておりその変速後には解放されている係合要素である。その係合側係合要素と解放側係合要素とは互いに異なる係合要素であるが、何れも前記複数の係合要素１１８のうちの１つである。

[0087] 自動変速機１１２は例えば４段変速の変速機であり、自動変速機１１２は、変速可能な複数の変速段として低車速側から順に、第１速変速段（１ｓｔ）、第２速変速段（２ｎｄ）、第３速変速段（３ｒｄ）、及び第４速変速段（４ｔｈ）を備えている。そして、自動変速機１１２の変速段が低車速側であるほどその自動変速機１１２の変速比γ_{AT}（＝変速機入力軸１１６の回転速度／変速機出力軸１２０の回転速度）は段階的（離散的）に例えば等比級数的に大きくなる。そのため、上記第１速変速段に対応する変速比γ_{AT}と上記第

２速変速段に対応する変速比γ_{AT}との差は上記第２速変速段に対応する変速比γ_{AT}と上記第３速変速段に対応する変速比γ_{AT}との差よりも大きく、その第２速変速段に対応する変速比γ_{AT}とその第３速変速段に対応する変速比γ_{AT}との差は上記第３速変速段に対応する変速比γ_{AT}と上記第４速変速段に対応する変速比γ_{AT}との差よりも大きい。要するに、自動変速機１１２の変速では、その変速前後のそれぞれの変速段が低車速側であるほど、すなわち、その変速前および変速後の変速段がそれぞれ低車速側であるほど、その変速前後での変速比γ_{AT}の変化量が大きくなる。

[0088] 自動変速機１１２は、図２のシフトレバー４６のシフトポジションP_{SH}が前進自動変速走行ポジション「Ｄ」である場合には、車速Ｖ及びアクセル開度Ａccに基づいて自動的に変速される。また、自動変速機１１２は、上記シフトポジションP_{SH}が前進手動変速走行ポジション「Ｍ」である場合には、シフトレバー４６が「＋」位置に操作される毎に１段ずつアップシフトが行われる一方で、シフトレバー４６が「－」位置に操作される毎に１段ずつダウンシフトが行われる。シフトポジションP_{SH}が前進手動変速走行ポジション「Ｍ」であるときの自動変速機１１２の変速が実施例１で説明した前記シーケンシャル変速に相当する。

[0089] 図１３は、自動変速機１１２のダウンシフトを説明するための共線図である。図１３の縦線Ｙ０１、Ｙ０２、Ｙ０３、Ｙ０４は左側から順に、エンジン１４、走行駆動電動機MGR、変速機入力軸１１６、変速機出力軸１２０の相対回転速度を示すものである。そして、縦線Ｙ０５、Ｙ０６は、変速機入力軸１１６及び変速機出力軸１２０以外の自動変速機１１２に含まれる回転要素の相対回転速度を示すものである。図１３では、縦線Ｙ０１～Ｙ０６上で図の上側であるほど高回転速度を示している。実線L14, L15は上記ダウンシフト前におけるエンジン１４、走行駆動電動機MGR、変速機入力軸１１６、変速機出力軸１２０等の各回転要素の相対回転速度を示しており、実線L16, L17は上記ダウンシフト後における上記各回転要素の相対回転速度を示している。車両走行中において変速機出力軸１２０の回転速度は駆動輪４０に拘束さ

れているので車速Ｖが変化しない限り変化せず、図１３に示すように上記ダウンシフト前後で変化しない。そして、前記シーケンシャル変速でのダウンシフトでは、エンジン回転速度Ｎeと走行駆動電動機MGRの回転速度N_{MGR}（以下、電動機回転速度N_{MGR}という）とが矢印AR03のように上昇すると同時に、矢印AR04のように変速機入力軸１１６の回転速度も上昇する。なお、図１２に示すように、エンジン１４と走行駆動電動機MGRと変速機入力軸１１６とは直列に直結されているので、エンジン回転速度Ｎeと電動機回転速度N_{MGR}と変速機入力軸１１６の回転速度とは互いに同一である。

[0090] また、自動変速機１１２のアップシフトでは、エンジン１４と走行駆動電動機MGRと変速機入力軸１１６との回転速度の変化方向が、図１３の矢印AR03，AR04に対して逆になる。すなわち上記ダウンシフトに対して逆になる。要するに、そのアップシフトでは、エンジン回転速度Ｎeが低下すると共に電動機回転速度N_{MGR}も低下する。

[0091] 図１２に戻り、本実施例の電子制御装置１４０は、実施例１の電子制御装置８０と同様に、変速モード判断手段８４と変速要求判断手段８６とエンジン回転速度変化量算出手段８８と必要トルク算出手段９０とトルク分担割合決定手段９２とを備えている。一方で、電子制御装置１４０は、電子制御装置８０に含まれるエンジン回転速度制御手段９４に替えてエンジン回転速度制御手段１４２を備えている。そして、エンジン回転速度制御手段１４２は、実施例１のエンジン回転速度制御手段９４と同様に、変速遅延検出手段９６を備えている。図１２で説明する制御機能は、実施例１の第１遊星歯車装置２０を自動変速機１１２に置き換え且つ実施例１の第１電動機MG1を走行駆動電動機MGRに置き換えれば、基本的に同じである。そこで、そのように置き換えた上で更に実施例１に対し異なる点について以下に説明する。

[0092] 本実施例の自動変速機１１２の変速では前記係合側係合要素の係合作動と前記解放側係合要素の解放作動とが伴う。そこで、エンジン回転速度制御手段１４２は、係合要素１１８の係合作動または解放作動を制御する係合要素制御手段としての機能を備えており、変速要求判断手段８６により前記変速

要求があったと判断された場合、すなわち、前記シーケンシャル変速モードにおいて前記変速要求があった場合には、エンジン回転速度Ｎeの変化開始前、すなわち、前記シーケンシャル変速の開始前に、前記解放側係合要素への供給油圧である解放圧を低下させることにより、その解放側係合要素を解放させる。そして、その解放側係合要素の解放後に前記シーケンシャル変速を開始する。すなわち、そのシーケンシャル変速でエンジン回転速度Ｎeを変化させ始める。エンジン回転速度制御手段１４２は、上記シーケンシャル変速でのエンジン回転速度Ｎeの変化中、すなわち、シーケンシャル変速中においては、前記解放側係合要素および前記係合側係合要素を解放状態のまま維持する。

[0093] また、エンジン回転速度制御手段１４２は、前記シーケンシャル変速の終了に際しては、エンジン回転速度Ｎeが前記変速後目標エンジン回転速度に到達した後、要するに前記シーケンシャル変速の終了後に、前記係合側係合要素への供給油圧である係合圧を上昇させることにより、その係合側係合要素を係合させる。そのエンジン回転速度Ｎeが上記変速後目標エンジン回転速度に到達した時と同時に上記係合側係合要素を係合させてもよい。エンジン回転速度制御手段１４２は、このような点がエンジン回転速度制御手段９４と異なっているが、その他の点に関してはエンジン回転速度制御手段９４と同じである。

[0094] 図１４および図１５は、電子制御装置１４０の制御作動の要部を説明するためのフローチャート、すなわち、前記シーケンシャル変速を実行する制御作動を説明するためのフローチャートにおいて、実施例１のフローチャートである図８とは異なるステップを示した抜粋図である。本実施例のフローチャートは基本的には図８であるが、図１４に示すように図８のＳＡ４とＳＡ５との間にＳＢ１が追加されており、図１５に示すように図８のＳＡ１０と「リターン」との間にＳＢ２が追加されている。なお、本実施例ではエンジン回転速度制御手段１４２が実施例１のエンジン回転速度制御手段９４に置き換わっているので、図８のＳＡ６、ＳＡ７、ＳＡ９、及びＳＡ１０はエン

ジン回転速度制御手段１４２に対応する。

[0095] 本実施例では図８のＳＡ４の次に図１４のＳＢ１に移る。そのＳＢ１においては、前記解放側係合要素が解放させられる。このＳＢ１では、前記係合側係合要素は解放状態であることには変わりないが、その係合側係合要素の係合作動時の応答性を高めるために、その係合側係合要素の機械的な遊びを詰めつつ解放状態を維持できる前記係合圧にする低圧待機状態にされてもよい。上記係合側係合要素がその低圧待機状態にされるとすれば、その係合側係合要素の低圧待機状態は図１５のＳＢ２が実行されるまで継続される。ＳＢ１の次は図８のＳＡ５に移る。

[0096] また、本実施例では図８のＳＡ１０の次に図１４のＳＢ２に移る。そのＳＢ２においては、前記係合側係合要素が係合させられる。ＳＢ１およびＳＢ２はエンジン回転速度制御手段１４２に対応する。

[0097] 図１６は、前記惰性走行中すなわちコースト走行中において自動変速機１１２で前記シーケンシャル変速のダウンシフト（シーケンシャルダウン変速）が行われた場合を例として、そのシーケンシャル変速におけるエンジン１４および走行駆動電動機MGRのトルク制御を説明するためのタイムチャートである。図１６には、実線で示された本実施例のタイムチャートと共に、従来技術のタイムチャートが破線で示されている。その図１６における従来技術は実施例１の図９における従来技術と同じであり、すなわち、その従来技術では、上記シーケンシャル変速においてエンジントルクＴeはエンジン回転速度Ｎeを変化させるためには用いられず、エンジン回転速度Ｎeが専ら走行駆動電動機MGRが発生するトルクT_{MGR}（以下、電動機トルクT_{MGR}という）によって変化させられてそのシーケンシャル変速が進行する。図１６において、二点鎖線L18は前記エンジン側トルク分担割合RTTeが0%とされたときの電動機トルクT_{MGR}を示しており、二点鎖線L19は上記エンジン側トルク分担割合RTTeが100%とされたときのエンジントルクＴeを示しており、破線L20は上記エンジン側トルク分担割合RTTeが0%とされたときのエンジントルクＴeを示している。図１６ではアクセル開度Ａccは例えば終始零である。また、図１６のタイム

チャートでは車速Ｖは終始一定である。エンジントルクＴeのタイムチャート（実線）のtD3時点以前とtD4時点以後とにおいては、エンジントルクＴeは負の値であるので、エンジン１４は走行負荷として機能し前記エンジンブレーキを生じさせている。先ず、tD1時点では、車両１０６は前記シーケンシャル変速モード（スポーツモード）の走行状態である。従って、tD1時点で図８のＳＡ１の判断は肯定される。

[0098] 図１６のtD2時点では、例えばシフトレバー４６が「－」位置（図２参照）へ操作される等して、前記変速要求、詳細には自動変速機１１２のダウンシフトを行わせるダウンシフト要求が行われているので、図８のＳＡ２の判断が肯定される。そして、tD2時点にて、前記解放圧が低下させられ、それにより前記解放側係合要素が解放されている。また、tD2時点の直後において前記係合圧が前記係合側係合要素を前記低圧待機状態にする低圧待機圧にまで僅かに上昇させられ、それにより上記係合側係合要素が上記低圧待機状態になっている。tD3時点では、前記シーケンシャル変速、詳細にはシーケンシャルダウン変速が開始されており、tD4時点では本実施例においてそのシーケンシャル変速が終了している。一方で、前記従来技術では、tD3時点から前記シーケンシャル変速が開始するのは本実施例と同じであるが、tD4時点よりも後のtD5時点にて上記シーケンシャル変速が終了している。そして、上記シーケンシャル変速中、すなわち、本実施例ではtD3時点～tD4時点にて、前記従来技術ではtD3時点～tD5時点にて、エンジン回転速度Ｎeが前記変速後目標エンジン回転速度にまで時間経過に従って上昇しており、それと同時に、電動機回転速度N_{MGR}も上昇している。そして、本実施例ではエンジン回転速度Ｎeのタイムチャートに示すように、前記シーケンシャル変速の変速遅れは生じておらず、tD3時点からtD4時点までの時間であるシーケンシャル変速時間TIMEcgは目標シーケンシャル変速時間TIMEcgtに一致している。tD5時点では本実施例において前記係合圧が上昇させられ、それによりtD5時点で前記係合側係合要素が完全に係合されているが、その係合側係合要素の完全係合時点は、エンジン回転速度Ｎeが前記変速後目標エンジン回転速度に到達したtD4時点以

後であれば特に限定はない。

[0099] また、前記従来技術では図１６に破線で示すように、シーケンシャル変速中（tD3時点～tD5時点）には、エンジントルクＴeはエンジン回転速度Ｎeを上昇させるためには変化させられておらず電動機トルクT_{MGR}が変速開始前に対して上昇させられ、そのシーケンシャル変速中の専ら電動機トルクT_{MGR}の増大でエンジン回転速度Ｎeを上昇させている。一方で、本実施例では図１６に実線で示すように、シーケンシャル変速中（tD3時点～tD4時点）には、エンジントルクＴeと電動機トルクT_{MGR}とを共に変速開始前に対して増大させることで、エンジン回転速度Ｎeを上昇させている。このときの、エンジン側トルク分担割合RTTeは例えば８０％に決定されており、電動機側トルク分担割合RTTmgは例えば２０％に決定されている。このように、本実施例では、実施例１に対して第１遊星歯車装置２０が自動変速機１１２に置き換わっているが、実施例１と同様に、前記従来技術に比してシーケンシャル変速時間TIMEcgをより短くすることができる。

[0100] 以上説明したことから、本実施例によれば、前述の実施例１と同様の効果が得られる。

[0101] 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、これ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。

[0102] 例えば、前述の実施例１，２において、運転者の操作に応じてエンジン回転速度Ｎeを離散的に変化させる前記シーケンシャル変速はシフトレバー４６の操作により行われるが、そのシーケンシャル変速は、ステアリングなどの操舵装置の近傍に設けられたパドルスイッチの操作により行われるパドル変速であってもよいし、マニュアル変速などであってもよい。

[0103] また、前述の実施例１，２において、図８のＳＡ１では、例えばシフトポジションP_{SH}が前進手動変速走行ポジション「Ｍ」であるか否かによって前記シーケンシャル変速モードか否かが判断されるが、運転者が車両６，１０６に応答性を求める変速モード、例えば、燃費性能よりも走行性能を重視す

る際に運転者に選択されるパワーモード、上記パドルスイッチの操作により段階的な変速を行うパドルシフトモードもしくはマニュアルモード、または、Ｄポジションで上記パドルスイッチの操作により成立するモードなどが選択された場合に、図８のＳＡ１の判断が肯定されても差し支えない。

[0104] また、前述の実施例１，２において、図６の横軸はバッテリ放電制限電力Woutであるが、そのバッテリ放電制限電力Woutに替えて、蓄電装置６８の充電残量SOCまたは蓄電装置６８の温度が図６の横軸に用いられても差し支えない。バッテリ放電制限電力Woutは蓄電装置６８の充電残量SOCが僅かになれば小さくされるものであり、蓄電装置６８の温度が低ければ小さくされるものであるからである。

[0105] また、前述の実施例１，２において、図７の横軸はエンジン水温$TEMP_W$であるが、エンジン１４の回転抵抗を表すパラメータであれば特に限定はなく、例えばそのエンジン水温$TEMP_W$に替えて、エンジン１４内を潤滑するエンジンオイルの温度であってもよいし、エンジン１４の暖機運転の開始時からの経過時間であってもよい。

[0106] また、前述の実施例１，２において、図５～図７が用いられてエンジン側トルク分担割合RTTeが算出されるが、図６，図７は用いられずに図５からエンジン側トルク分担割合RTTeが算出されても差し支えない。

[0107] また、前述の実施例１，２において、図５～図７におけるエンジン側トルク分担割合RTTeは、変速時エンジン回転速度変化量Ｎed、バッテリ放電制限電力Wout、エンジン水温$TEMP_W$のそれぞれに対して連続的に変更されるが、２段階または３段階以上で段階的に変更されても差し支えない。

[0108] また、前述の実施例１において、前記シーケンシャル変速は合計４段階の有段変速であるが、２段階、３段階、又は５段階以上の有段変速であっても差し支えない。

[0109] また、前述の実施例２において、自動変速機１１２は４段変速の有段変速機であるが、２段変速、３段変速、又は５段変速以上の有段変速機であっても差し支えない。

[0110] また、前述の実施例２の図１２において、エンジン１４と走行駆動電動機MGRとは互いに直結されているが、動力伝達を遮断可能な動力伝達遮断装置たとえばクラッチが、エンジン１４と走行駆動電動機MGRとの間に介装されていても差し支えない。

[0111] また、前述の実施例１，２において、図５に示すように、エンジン側トルク分担割合RTTeは変速時エンジン回転速度変化量Ｎedをパラメータとして連続的に予め定められているが、前記シーケンシャル変速の変速前後の変速段をパラメータとして予め定められていても差し支えない。すなわち、エンジン側トルク分担割合RTTeは、予め定められた関係から上記シーケンシャル変速の変速前後の変速段に基づいて決定されてもよいということである。図１７は、そのようにエンジン側トルク分担割合RTTeがシーケンシャル変速の変速前後の変速段をパラメータとして予め定められている例を説明するための模式図である。図１７では、第１遊星歯車装置２０（自動変速機１１２）の第１速変速段と第２速変速段との間での変速（アップシフト及びダウンシフト）におけるエンジン側トルク分担割合RTTeはEG12であって電動機側トルク分担割合RTTmgはMG12であり、第２速変速段と第３速変速段との間での変速におけるエンジン側トルク分担割合RTTeはEG23であって電動機側トルク分担割合RTTmgはMG23であり、第３速変速段と第４速変速段との間での変速におけるエンジン側トルク分担割合RTTeはEG34であって電動機側トルク分担割合RTTmgはMG34である。そして、図１７から判るように、第１遊星歯車装置２０及び自動変速機１１２では、前記シーケンシャル変速前およびシーケンシャル変速後の変速段がそれぞれ低車速側であるほど、シーケンシャル変速前後での変速比γ０，γ_{AT}の変化量すなわち変速比差が大きくなっている。更に、図１７では、前記シーケンシャル変速前およびシーケンシャル変速後の変速段がそれぞれ低車速側であるほど、エンジン側トルク分担割合RTTeが段階的に大きくなるように設定されている。具体的に言えば、図１７のEG12はEG23よりも大きく、EG23はEG34よりも大きくなっている。また、図１７のMG12はMG23よりも小さく、MG23はMG34よりも小さくなっている。例えば前記シーケンシ

ャルダウン変速（離散的なダウン変速）で説明すれば、そのシーケンシャルダウン変速において、そのシーケンシャルダウン変速前の変速比γ０，γ_{AT}が大きいほど、そのシーケンシャルダウン変速前後での変速比γ０，γ_{AT}の増大量が大きく、且つ、エンジン側トルク分担割合RTTeが大きいということである。この図１７ようにすれば、前記シーケンシャル変速時間TIMEcgが変速時エンジン回転速度変化量Ｎedが大きいことに起因して長くなることを抑制することができ、運転者の操作に対する車両６の応答性を十分に確保できるので、前記シーケンシャル変速でのドライバビリティを向上させることができる。そして、高車速側でのシーケンシャル変速でも低車速側でのシーケンシャル変速でも、個々のシーケンシャル変速における前記シーケンシャル変速時間TIMEcgのばらつきを抑え、前記シーケンシャル変速でのドライバビリティを向上させることができる。更に、前記シーケンシャル変速の開始前にエンジン側トルク分担割合RTTeを決定する際の制御負荷を軽減することが可能である。

[0112] また、前述の実施例２において、図１２では変速機出力軸１２０と差動歯車装置１１４との間に電動機は連結されていないが、例えば、摩擦クラッチが変速機出力軸１２０との差動歯車装置１１４との間に介装されており、且つ、走行駆動電動機MGRとは別個の走行用の駆動力源である電動機（モータジェネレータ）がその摩擦クラッチと差動歯車装置１１４との間に連結されていても差し支えない。

[0113] また、前述の実施例２において、自動変速機１１２は有段変速機であるが、例えばベルト式ＣＶＴのような無段変速機であっても差し支えない。自動変速機１１２が無段変速機であるとすれば、それの変速比γ_{AT}は前記シーケンシャル変速では段階的に変更される。

[0114] また、前述の実施例1の第１遊星歯車装置２０において、第１キャリヤＣＡ１はエンジン１４に連結され、第１サンギヤＳ１は第１電動機MG1に連結され、第１リングギヤＲ１は出力歯車２４に連結されているが、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１４、第１電動機M

G1、出力歯車２４は、それぞれ第１遊星歯車装置２０の３つの回転要素ＣＡ１、Ｓ１、Ｒ１のうちのいずれと連結されていても差し支えない。

[0115] また、前述の実施例１において、第２遊星歯車装置２２のリングギヤＲ２は第１遊星歯車装置２０のリングギヤＲ１に対し一体的に連結されているが、上記リングギヤＲ２の連結先は、上記リングギヤＲ１に限定されるものではなく、例えば第１遊星歯車装置２０の第１キャリヤＣＡ１に連結されていても差し支えない。また、上記リングギヤＲ２は、上記リングギヤＲ１ではなく第１遊星歯車装置２０と駆動輪４０との間の動力伝達経路のどこかに連結されていても差し支えない。

[0116] また、前述の実施例１において、車両用動力伝達装置１０は第２電動機MG2と駆動輪４０との間の動力伝達経路の一部に第２遊星歯車装置２２を備えているが、第２遊星歯車装置２２が無く第２電動機MG2が出力歯車２４に直接連結されていても差し支えない。

[0117] また、前述の実施例１において、第２遊星歯車装置２２の変速比は固定されているが、第２遊星歯車装置２２はそれの変速比を変更することが可能な例えば自動変速機などの変速機であっても差し支えない。

[0118] また、前述の実施例１において、出力歯車２４と駆動輪４０との間の動力伝達経路に変速機は設けられていないが、その動力伝達経路に、機械的に変速比を変更する手動変速機もしくは自動変速機などの機械式変速機が設けられていても差し支えない。

[0119] また、前述の実施例１において、入力軸１８はダンパー１６を介してエンジン１４に連結されているが、そのダンパー１６が無く、入力軸１８が直接に或いは伝動ベルトや歯車等を介してエンジン１４に連結されていても差し支えない。

[0120] また、前述の実施例１の動力伝達装置１０において、エンジン１４と第１遊星歯車装置２０との間にクラッチ等の動力断続装置は設けられていないが、そのような動力断続装置がエンジン１４と第１遊星歯車装置２０との間に介装されていても差し支えない。また、第１電動機MG1及び第２電動機MG2に

関しても同様であり、上記動力断続装置が、第１電動機MG1と第１遊星歯車装置２０との間または第２電動機MG2と第２遊星歯車装置２２との間に介装されていても差し支えない。

[0121] また、前述の実施例１において、第１遊星歯車装置２０および第２遊星歯車装置２２は何れもシングルプラネタリであるが、それらの一方または両方がダブルプラネタリであっても差し支えない。

[0122] また前述の実施例１においては、第１遊星歯車装置２０を構成する第１キャリヤＣＡ１にはエンジン１４が動力伝達可能に連結され、第１サンギヤＳ１には第１電動機MG1が動力伝達可能に連結され、第１リングギヤＲ１には駆動輪４０への動力伝達経路が連結されているが、例えば、第１遊星歯車装置２０が２つの遊星歯車装置に置き換えられて、その２つの遊星歯車装置がそれを構成する一部の回転要素で相互に連結された構成において、その遊星歯車装置の回転要素にそれぞれエンジン、電動機、駆動輪が動力伝達可能に連結されており、その遊星歯車装置の回転要素に連結されたクラッチ又はブレーキの制御により有段変速と無段変速とに切換可能な構成であってもよい。

[0123] また、前述の実施例１の第２電動機MG2はエンジン１４から駆動輪４０までの動力伝達経路の一部を構成する出力歯車２４に第２遊星歯車装置２２を介して連結されているが、第２電動機MG2がその出力歯車２４に連結されていることに加え、クラッチ等の係合要素を介して第１遊星歯車装置２０にも連結可能とされており、第１電動機MG1の代わりに第２電動機MG2によって第１遊星歯車装置２０の差動状態を制御可能とする動力伝達装置１０の構成であってもよい。

[0124] また前述した複数の実施例はそれぞれ、例えば優先順位を設けるなどして、相互に組み合わせて実施することができる。

符号の説明

[0125] ６，１０６：車両

８，１０８：車両用駆動装置

１４：エンジン

２０：第１遊星歯車装置（変速機構）

４０：駆動輪

６８：蓄電装置

８０，１４０：電子制御装置（制御装置）

１１２：自動変速機（変速機構）

MG1：第１電動機（電動機）

MGR：走行駆動電動機（電動機）

請求の範囲

[請求項1] エンジンと駆動輪との間の動力伝達経路の一部を構成する変速機構と該変速機構の変速過程で該エンジンの回転速度を変化させることが可能な電動機とを備えた車両において、運転者の操作に応じて前記エンジンの回転速度を離散的に変化させる変速では前記エンジンと前記電動機との少なくとも一方が分担して発生するトルクにより該エンジンの回転速度を変化させる車両用駆動装置の制御装置であって、

前記離散的な変速では、前記エンジンの回転速度変化幅が大きいほど該エンジンのトルク分担割合が大きい

ことを特徴とする車両用駆動装置の制御装置。

[請求項2] 前記車両は前記電動機と電力授受可能な蓄電装置を備えており、

前記離散的な変速では、該蓄電装置の充電電力または放電電力に対する制限が大きいほど、前記エンジンのトルク分担割合が大きい

ことを特徴とする請求項１に記載の車両用駆動装置の制御装置。

[請求項3] 前記離散的な変速では、前記エンジンの温度が低いほど、該エンジンのトルク分担割合が大きい

ことを特徴とする請求項１又は２に記載の車両用駆動装置の制御装置。

[請求項4] 前記離散的な変速での前記エンジンの回転速度変化中において、該エンジン又は前記電動機のトルクが不足しており且つ該離散的な変速が予め設定された目標変速時間内に終了しないと判断した場合には、前記トルクの不足量が大きい方の前記エンジン又は前記電動機のトルク分担割合を前記エンジンの回転速度変化途中に、該判断前よりも引き下げる

ことを特徴とする請求項１から３の何れか１項に記載の車両用駆動装置の制御装置。

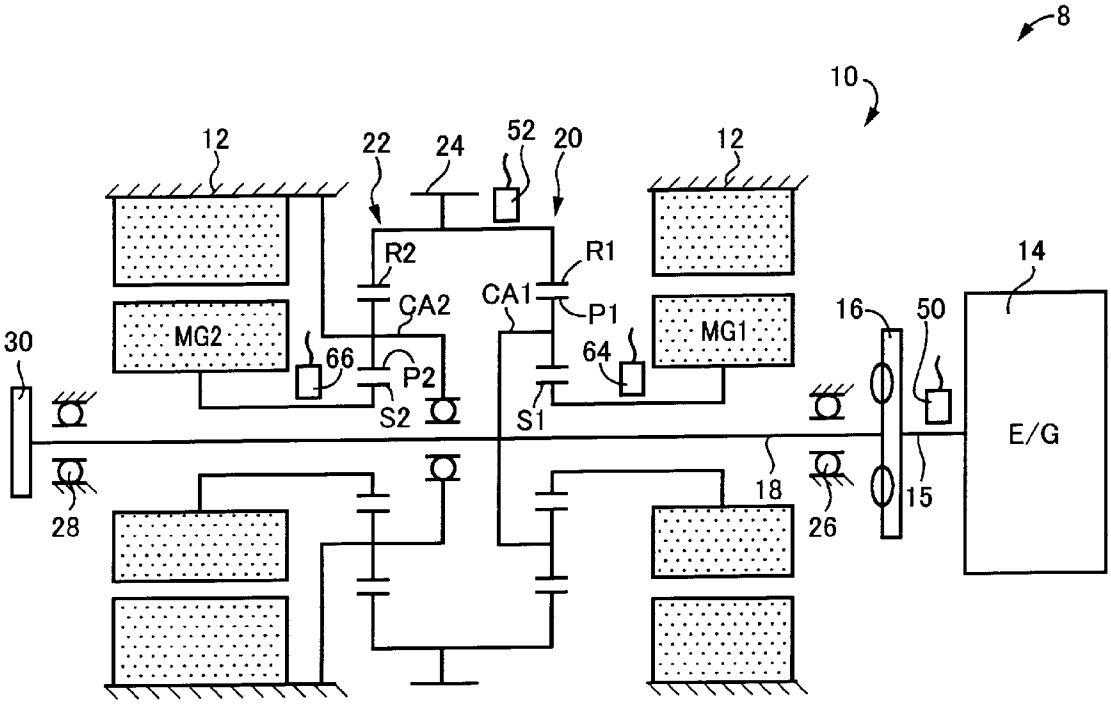
[請求項5] エンジンと駆動輪との間の動力伝達経路の一部を構成する変速機構と該変速機構の変速過程で該エンジンの回転速度を変化させることが

可能な電動機とを備えた車両において、運転者の操作に応じて前記エンジンの回転速度を離散的に上昇させるダウン変速では前記エンジンと前記電動機との少なくとも一方が分担して発生するトルクにより該エンジンの回転速度を上昇させる車両用駆動装置の制御装置であって、

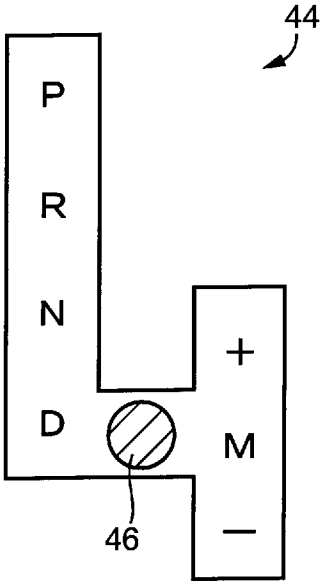
前記離散的なダウン変速において、該ダウン変速前の前記変速機構の変速比が大きいほど、該ダウン変速前後での該変速比の増大量が大きく、且つ、前記エンジンのトルク分担割合が大きい

ことを特徴とする車両用駆動装置の制御装置。

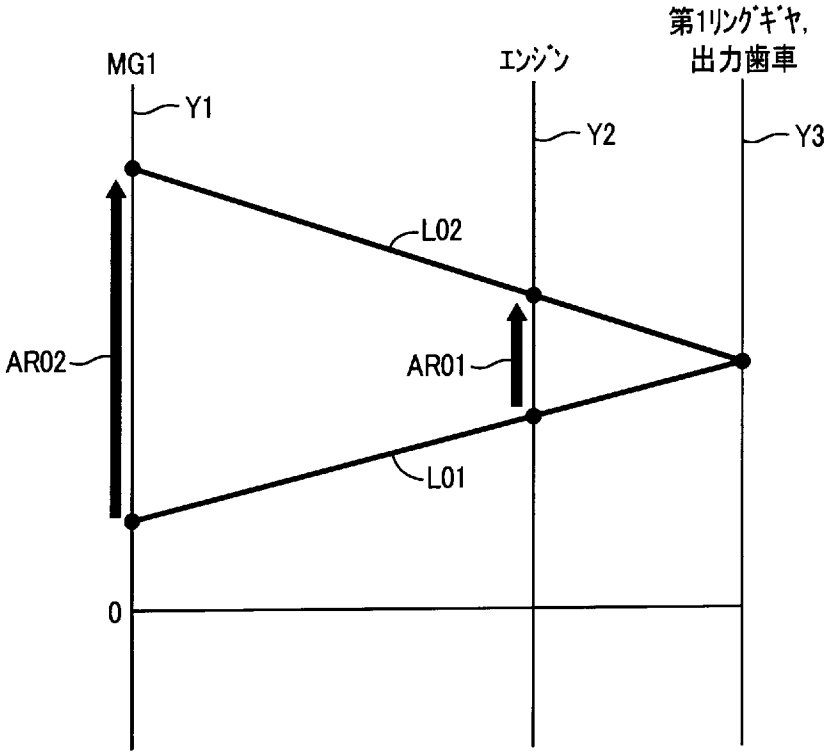
[図1]


8
10
12
22
24
52
20
12
R2
R1
14
CA2
CA1
P1
16
50
30
MG2
MG1
66
64
P2
S2
S1
E/G
18
15
28
26

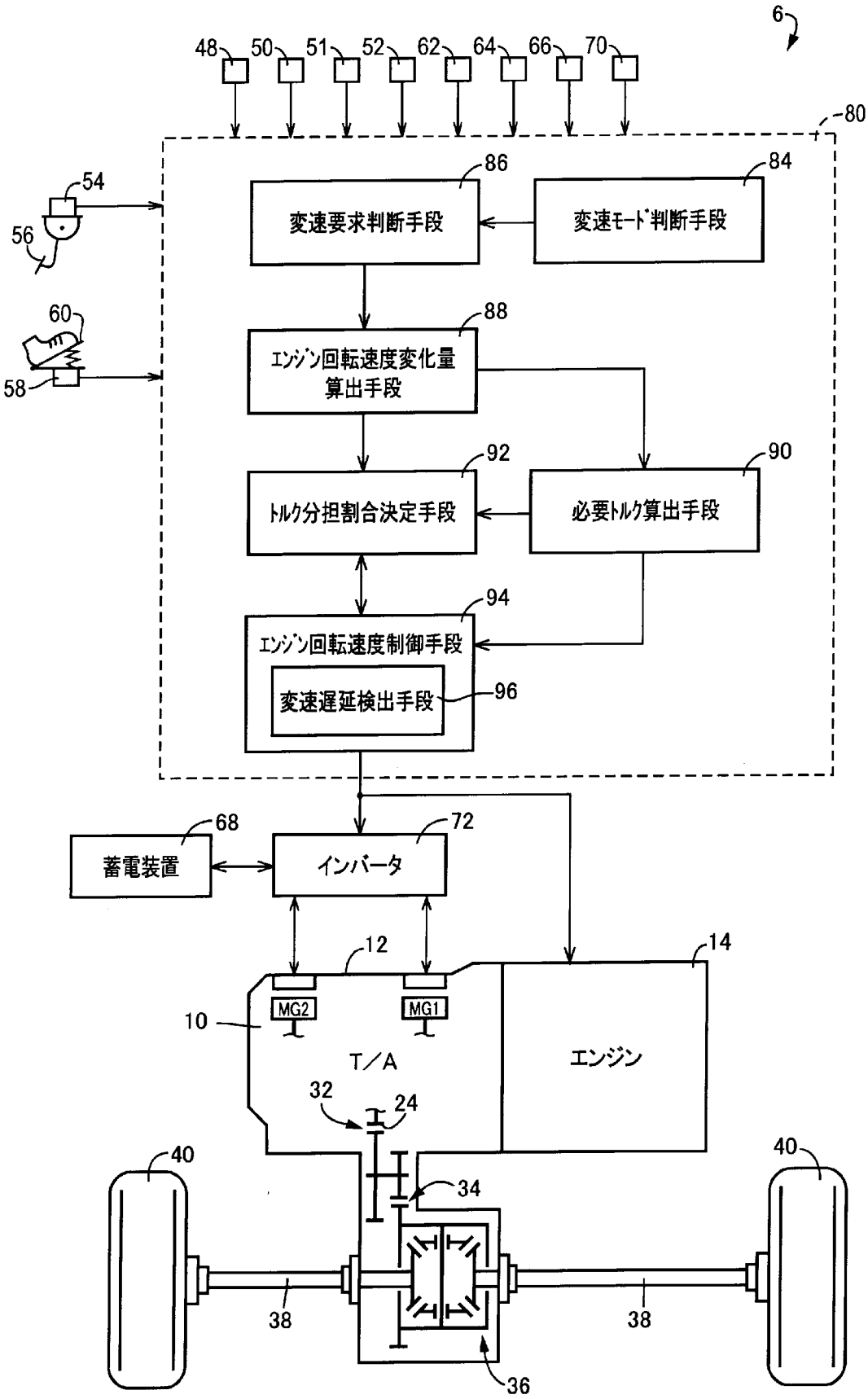
[図2]


44
P
R
N
D
+
M
−
46

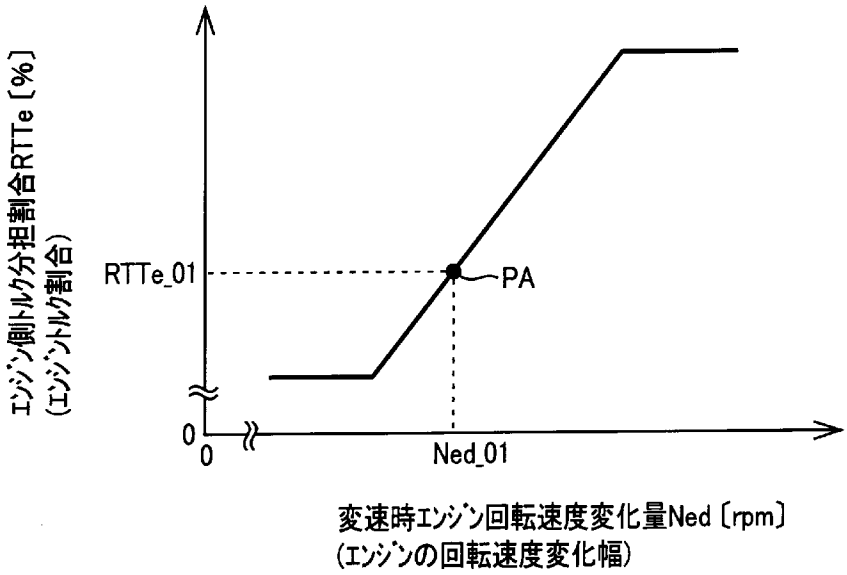
[図3]



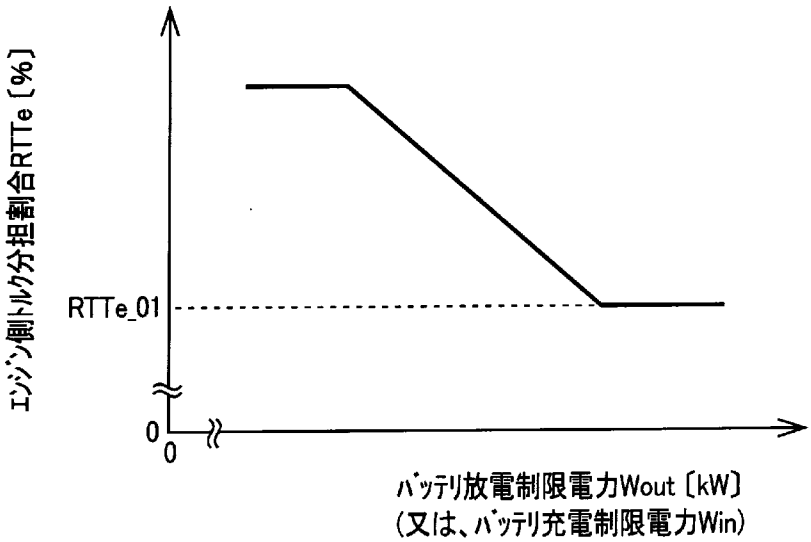
[図4]


6
48
50
51
52
62
64
66
70
80
54
56
60
58
86
84
変速要求判断手段
変速モード判断手段
88
エンジン回転速度変化量算出手段
92
90
トルク分担割合決定手段
必要トルク算出手段
94
エンジン回転速度制御手段
変速遅延検出手段
96
68
72
蓄電装置
インバータ
12
14
10
MG2
MG1
T/A
エンジン
32
24
34
40
40
38
38
36

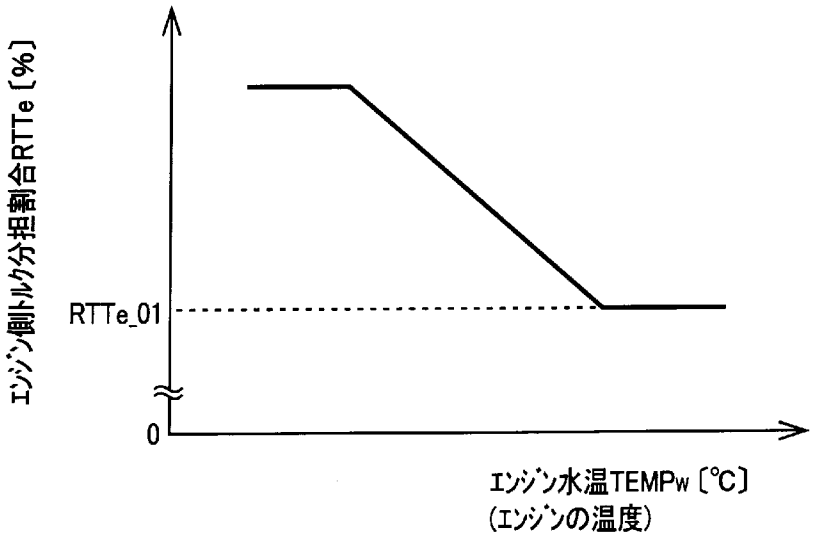
[図5]


エンジン側トルク分担割合RTTe〔%〕
(エンジントルク割合)
RTTe_01
PA
0
0
Ned_01
変速時エンジン回転速度変化量Ned〔rpm〕
(エンジンの回転速度変化幅)

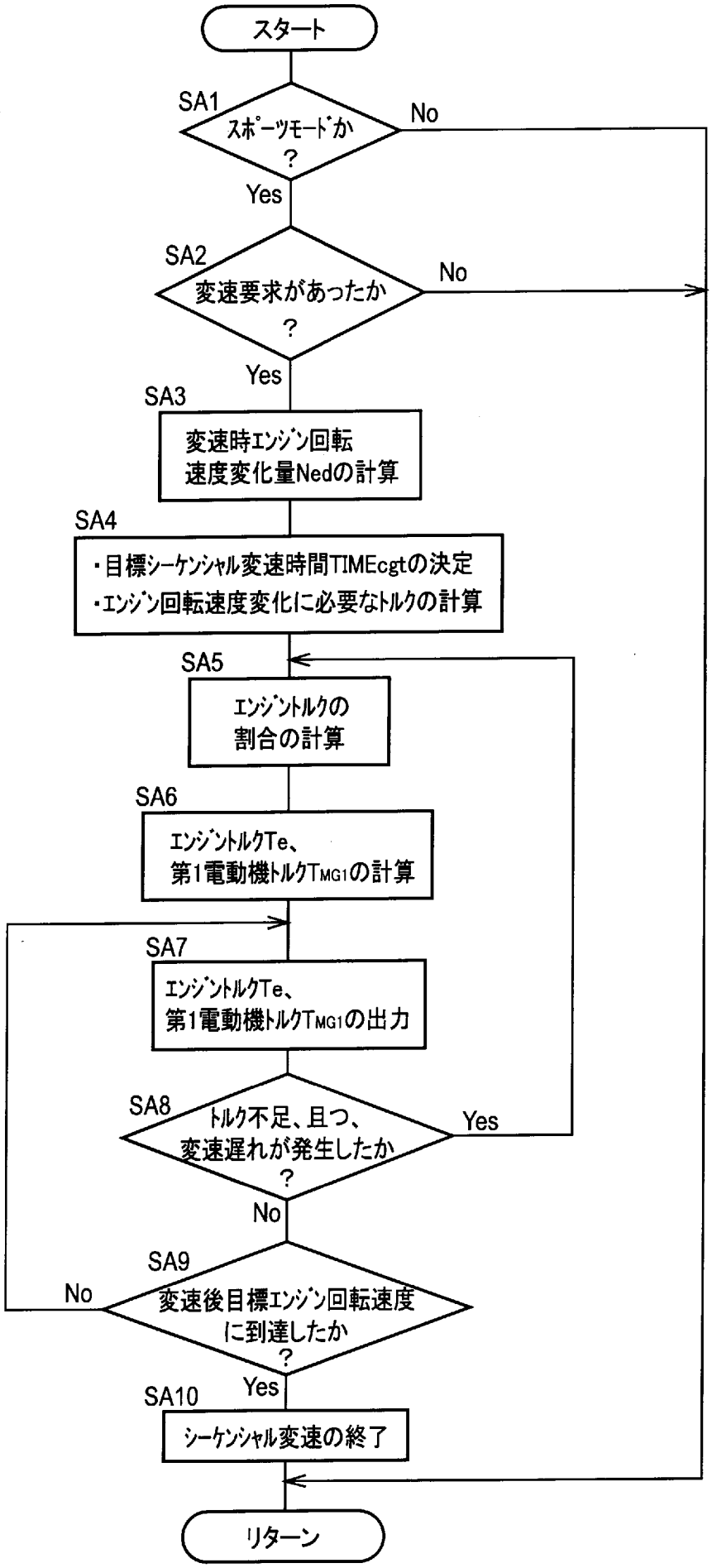
[図6]


エンジン側トルク分担割合RTTe〔%〕
RTTe_01
0
0
バッテリ放電制限電力Wout〔kW〕
(又は、バッテリ充電制限電力Win)

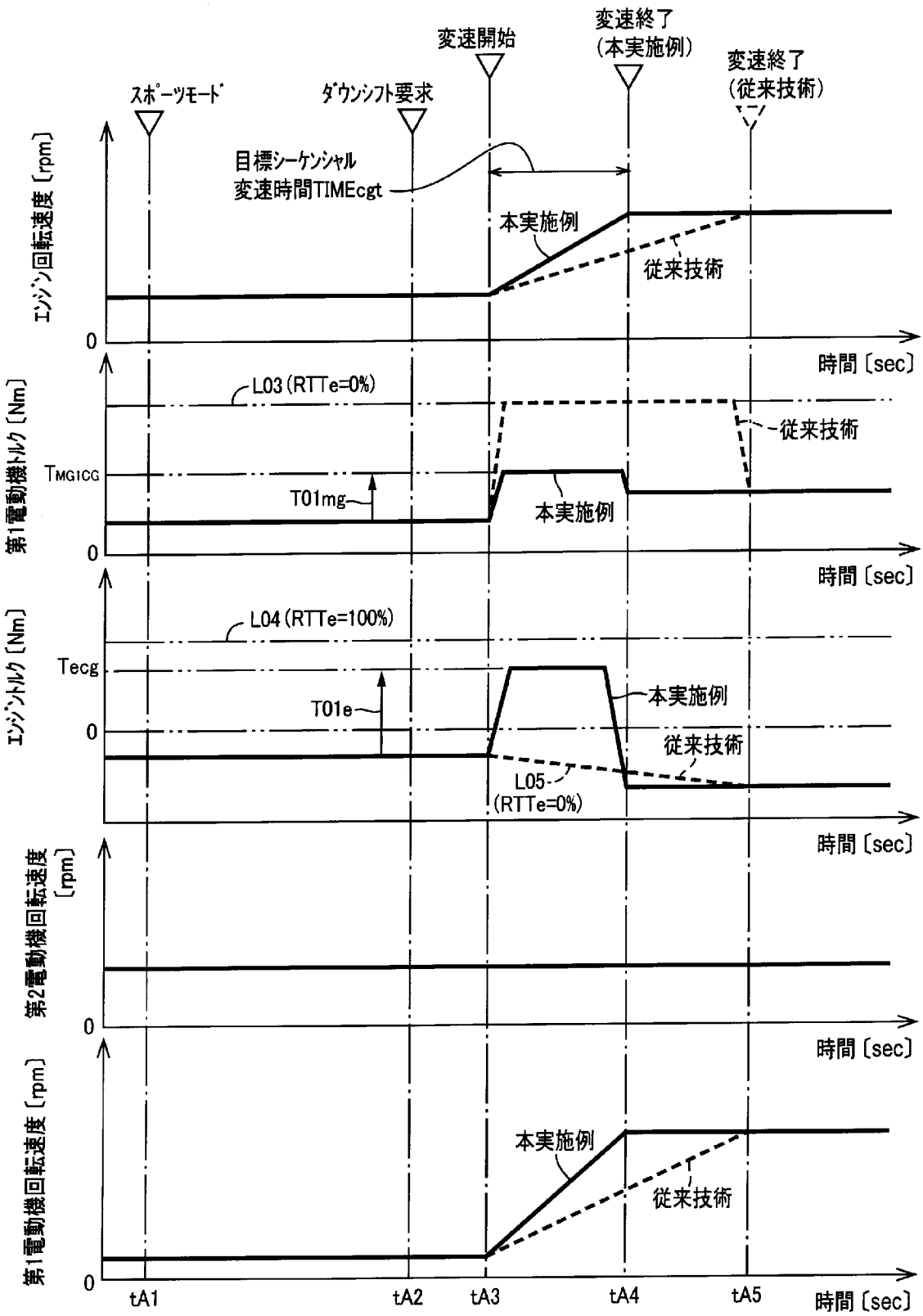
[図7]


エンジン側トルク分担割合RTTe〔%〕
RTTe_01
0
エンジン水温TEMPw〔℃〕
(エンジンの温度)

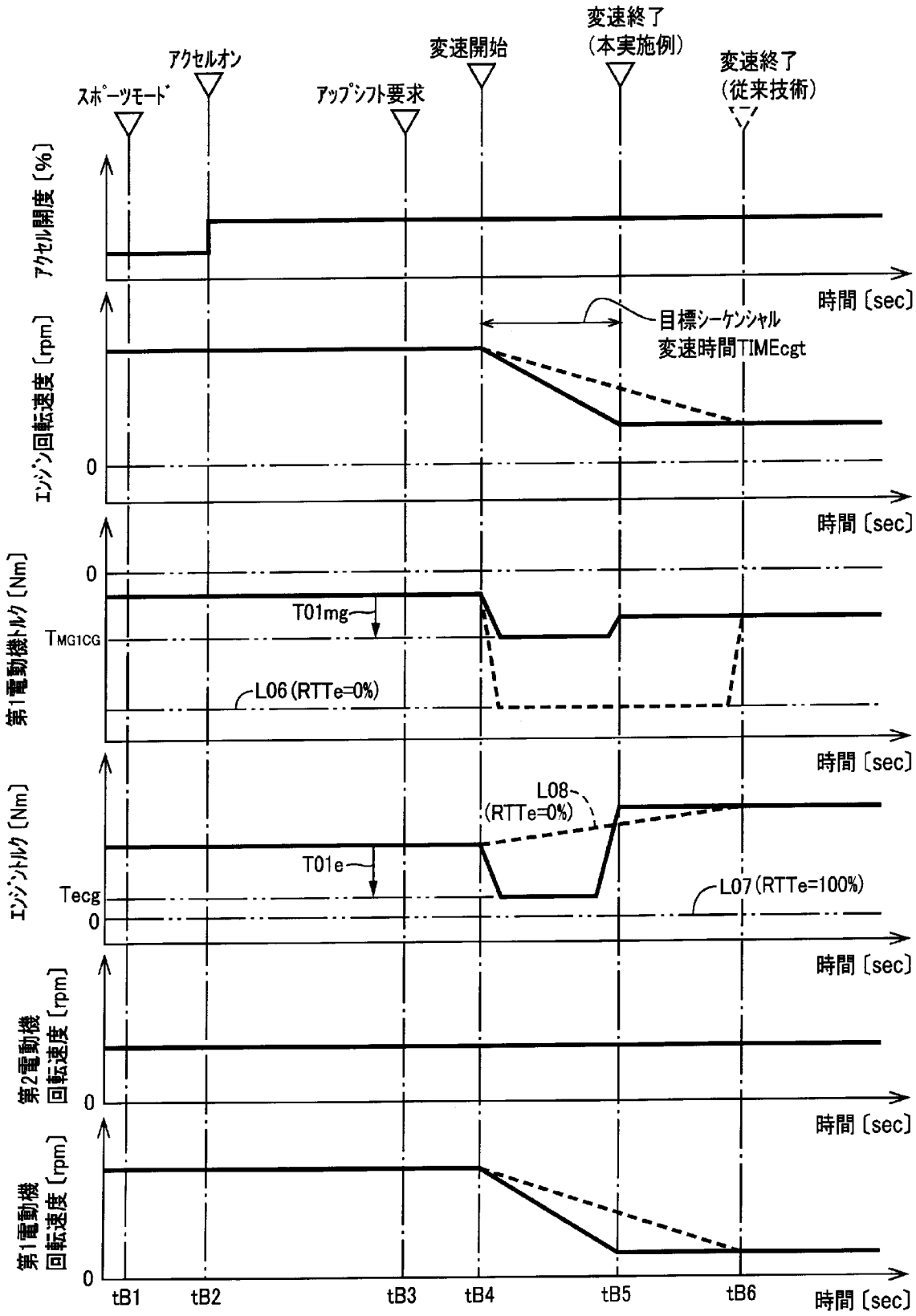
[図8]


スタート
SA1
スポーツモードか？
No
Yes
SA2
変速要求があったか？
No
Yes
SA3
変速時エンジン回転速度変化量Nedの計算
SA4
・目標シーケンシャル変速時間TIMEcgtの決定
・エンジン回転速度変化に必要なトルクの計算
SA5
エンジントルクの割合の計算
SA6
エンジントルクTe、第1電動機トルクTMG1の計算
SA7
エンジントルクTe、第1電動機トルクTMG1の出力
SA8
トルク不足、且つ、変速遅れが発生したか？
Yes
No
SA9
変速後目標エンジン回転速度に到達したか？
No
Yes
SA10
シーケンシャル変速の終了
リターン

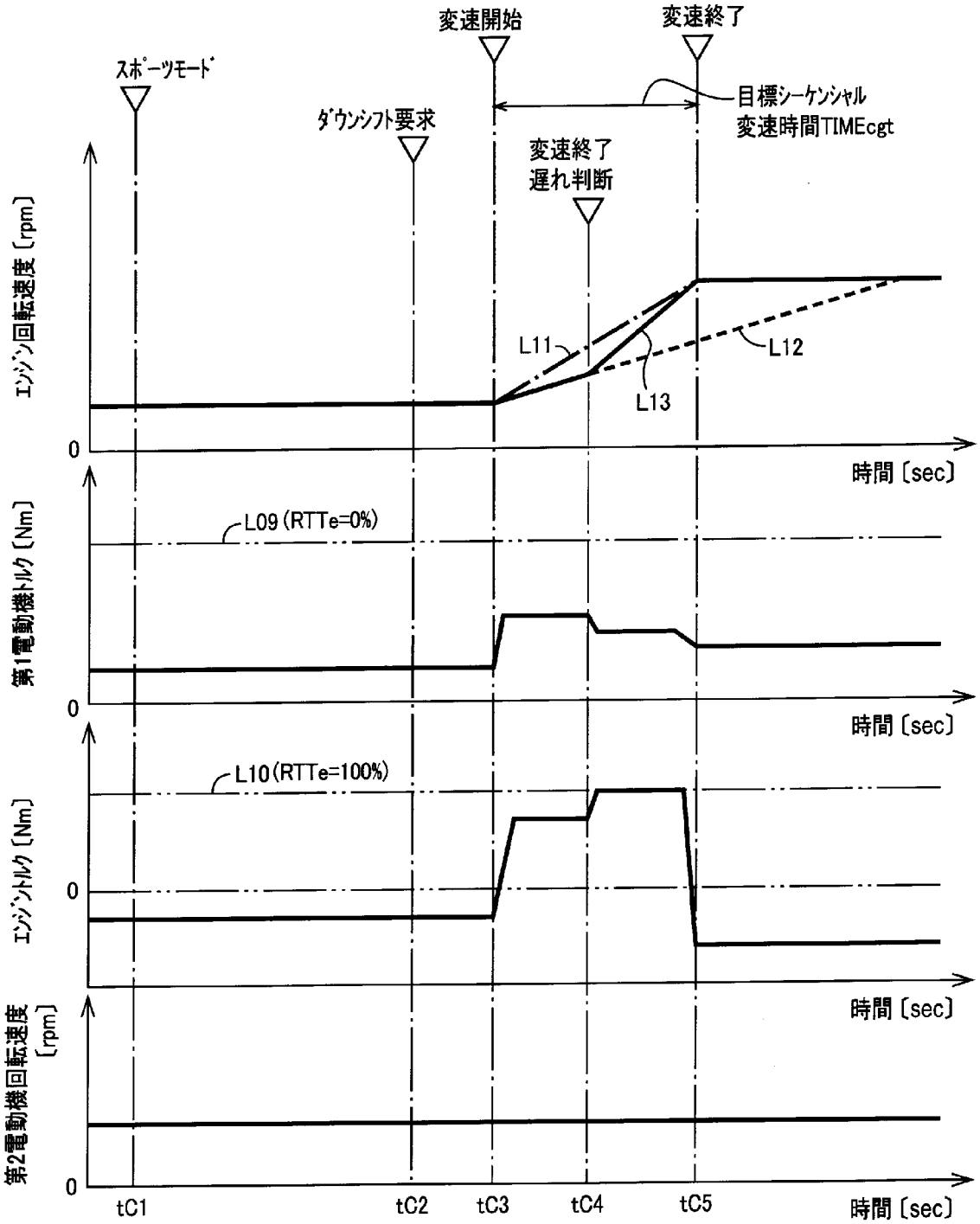
[図9]


変速開始
変速終了
(本実施例)
変速終了
(従来技術)
スポーツモード
ダウンシフト要求
目標シーケンシャル
変速時間TIMEcgt
エンジン回転速度〔rpm〕
本実施例
従来技術
0
時間〔sec〕
第1電動機トルク〔Nm〕
L03(RTTe=0%)
TMG1CG
T01mg
従来技術
本実施例
エンジントルク〔Nm〕
L04(RTTe=100%)
Tecg
T01e
本実施例
従来技術
L05
(RTTe=0%)
第2電動機回転速度〔rpm〕
第1電動機回転速度〔rpm〕
tA1
tA2
tA3
tA4
tA5

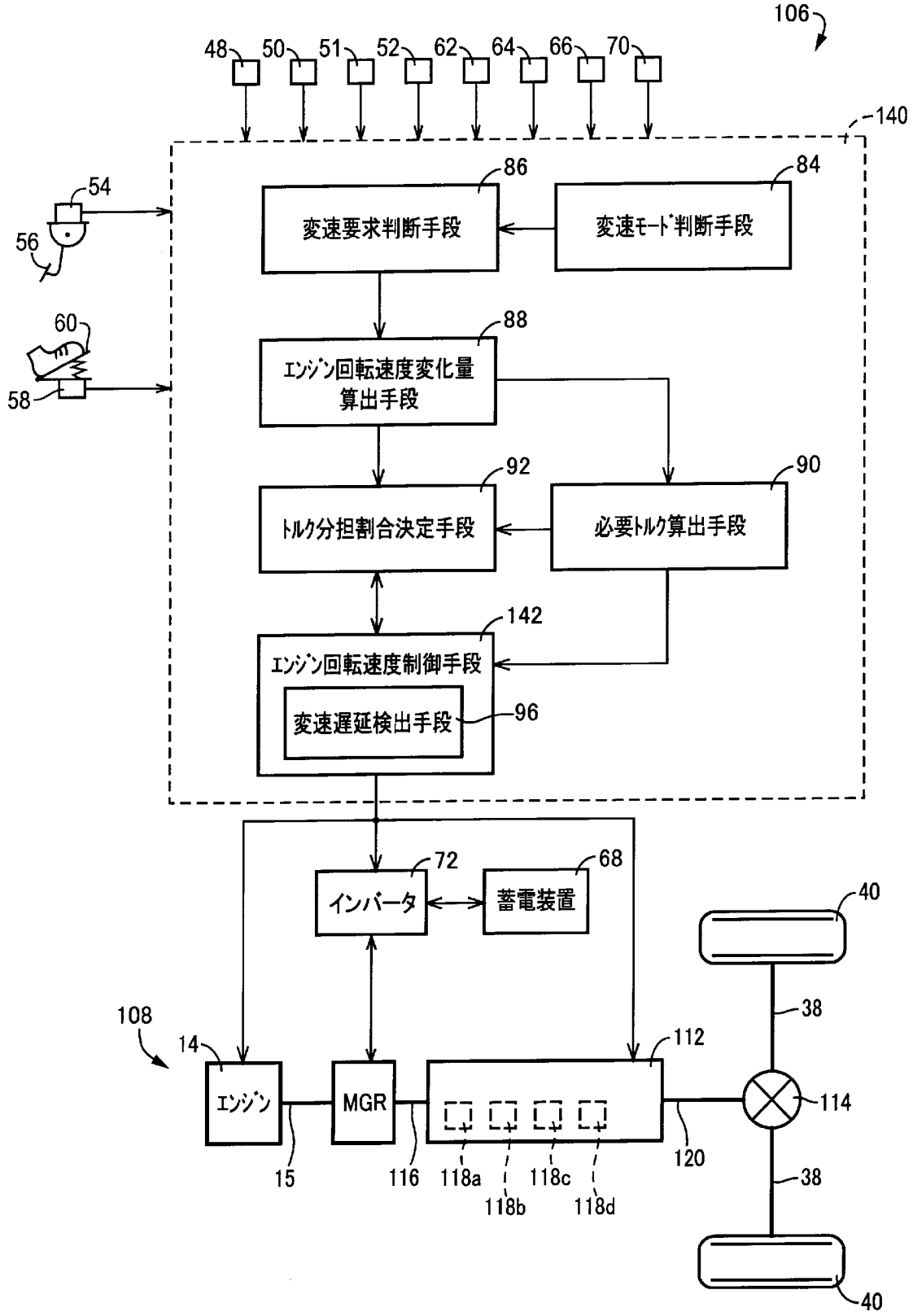
[図10]


スポーツモード
アクセルオン
アップシフト要求
変速開始
変速終了
(本実施例)
変速終了
(従来技術)
アクセル開度〔%〕
時間〔sec〕
目標シーケンシャル
変速時間TIMEcgt
エンジン回転速度〔rpm〕
0
時間〔sec〕
第1電動機トルク〔Nm〕
0
T01mg
TMG1CG
L06(RTTe=0%)
時間〔sec〕
エンジントルク〔Nm〕
L08
(RTTe=0%)
T01e
Tecg
0
L07(RTTe=100%)
時間〔sec〕
第2電動機
回転速度〔rpm〕
0
時間〔sec〕
第1電動機
回転速度〔rpm〕
0
tB1
tB2
tB3
tB4
tB5
tB6
時間〔sec〕

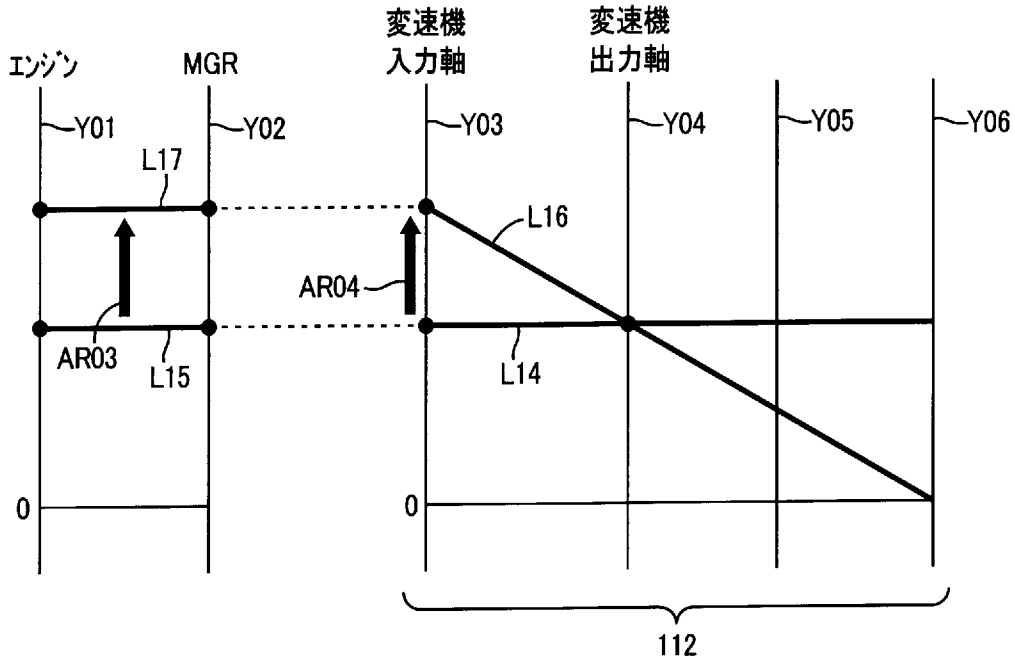
[図11]


変速開始
変速終了
ｽﾎﾟｰﾂﾓｰﾄﾞ
ﾀﾞｳﾝｼﾌﾄ要求
目標ｼｰｹﾝｼｬﾙ
変速時間TIMEcgt
変速終了
遅れ判断
ｴﾝｼﾞﾝ回転速度〔rpm〕
L11
L12
L13
0
時間〔sec〕
第1電動機ﾄﾙｸ〔Nm〕
L09(RTTe=0%)
0
時間〔sec〕
ｴﾝｼﾞﾝﾄﾙｸ〔Nm〕
L10(RTTe=100%)
0
時間〔sec〕
第2電動機回転速度〔rpm〕
0
tC1
tC2
tC3
tC4
tC5
時間〔sec〕

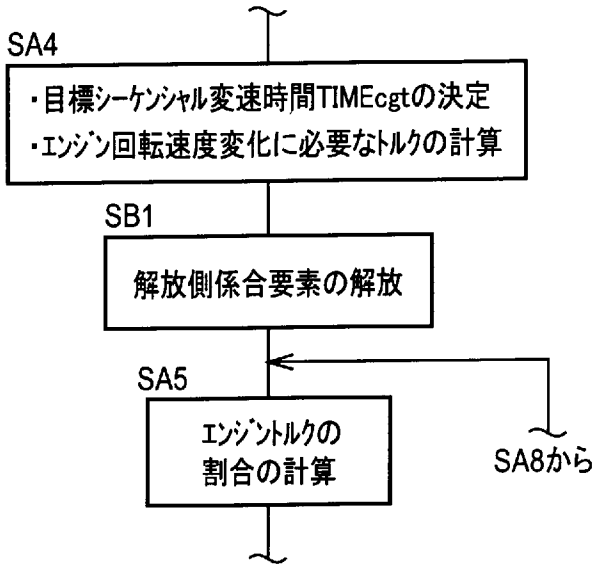
[図12]


106
48
50
51
52
62
64
66
70
140
54
56
60
58
86
84
変速要求判断手段
変速モード判断手段
88
エンジン回転速度変化量算出手段
92
90
トルク分担割合決定手段
必要トルク算出手段
142
エンジン回転速度制御手段
変速遅延検出手段
96
72
68
インバータ
蓄電装置
40
38
108
14
112
114
エンジン
MGR
15
116
118a
118b
118c
118d
120
38
40

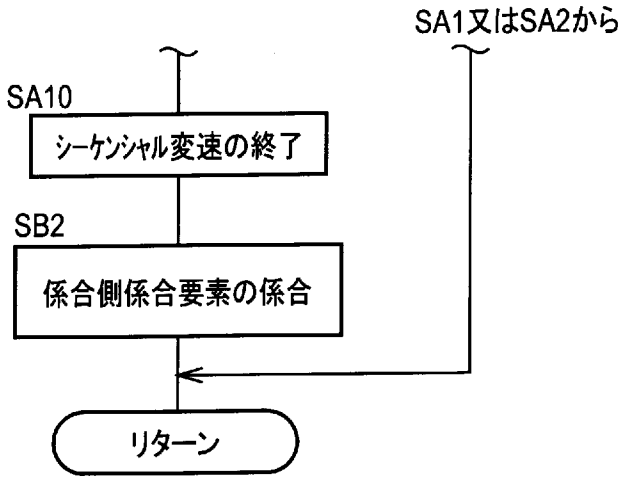
[図13]


エンジン
MGR
変速機
入力軸
変速機
出力軸
Y01
Y02
Y03
Y04
Y05
Y06
L17
L16
AR04
AR03
L15
L14
0
0
112

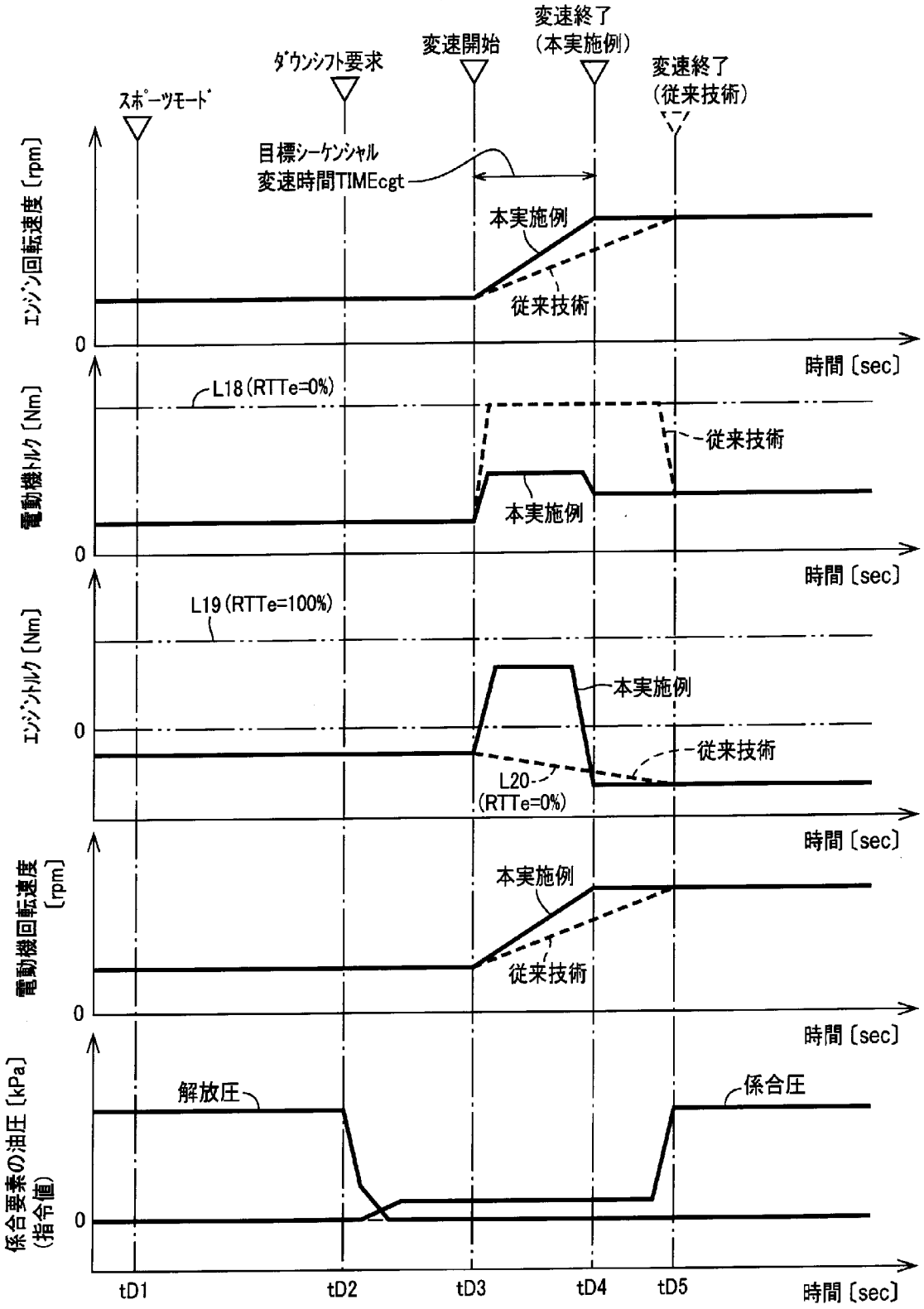
[図14]


SA4
・目標シーケンシャル変速時間TIMEcgtの決定
・エンジン回転速度変化に必要なトルクの計算
SB1
解放側係合要素の解放
SA5
エンジントルクの
割合の計算
SA8から

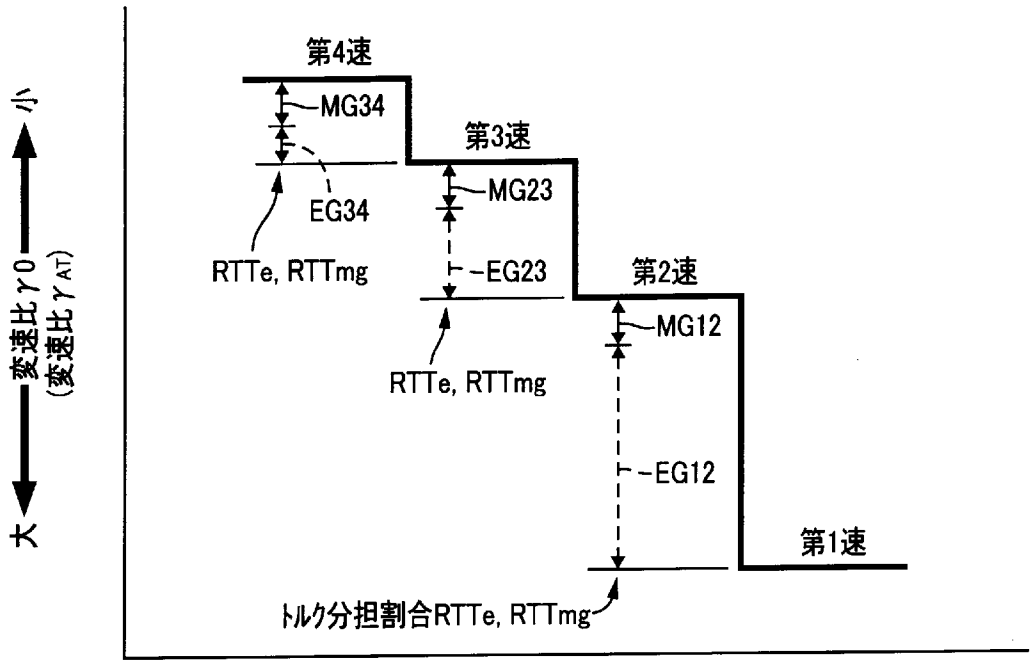
[図15]



[図16]


スポーツモード
ダウンシフト要求
変速開始
変速終了
(本実施例)
変速終了
(従来技術)
目標シーケンシャル
変速時間TIMEcgt
エンジン回転速度〔rpm〕
本実施例
従来技術
0
時間〔sec〕
電動機トルク〔Nm〕
L18(RTTe=0%)
従来技術
本実施例
0
時間〔sec〕
エンジントルク〔Nm〕
L19(RTTe=100%)
本実施例
0
従来技術
L20
(RTTe=0%)
時間〔sec〕
電動機回転速度
〔rpm〕
本実施例
従来技術
0
時間〔sec〕
係合要素の油圧〔kPa〕
(指令値)
解放圧
係合圧
0
tD1
tD2
tD3
tD4
tD5
時間〔sec〕

[図17]


第4速
MG34
EG34
RTTe, RTTmg
第3速
MG23
EG23
RTTe, RTTmg
第2速
MG12
EG12
第1速
トルク分担割合RTTe, RTTmg
小
変速比γ0
(変速比γAT)
大

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2011/053725

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
B60W20/00(2006.01)i, *B60K6/445*(2007.10)i, *B60K6/485*(2007.10)i, *B60W10/06*(2006.01)i, *B60W10/08*(2006.01)i

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)
B60W20/00, B60K6/445, B60K6/485, B60W10/06, B60W10/08

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	1996-2011
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2011	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2011

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.
A	JP 2007-55343 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 08 March 2007 (08.03.2007), entire text; all drawings & US 2007/0111852 A1 & EP 1782989 A3 & CN 1920279 A	1-5
A	JP 2009-166538 A (Hino Motors, Ltd.), 30 July 2009 (30.07.2009), entire text; all drawings (Family: none)	1-5

☐ 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 01 April, 2011 (01.04.11)	Date of mailing of the international search report 12 April, 2011 (12.04.11)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.	Authorized officer Telephone No.

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１１／０５３７２５

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　B60W20/00(2006.01)i, B60K6/445(2007.10)i, B60K6/485(2007.10)i, B60W10/06(2006.01)i, B60W10/08(2006.01)i

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.　B60W20/00, B60K6/445, B60K6/485, B60W10/06, B60W10/08

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	１９７１－２０１１年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１１年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１１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	関連する請求項の番号
A	JP 2007-55343 A（日産自動車株式会社）2007.03.08, 全文、全図 & US 2007/0111852 A1 & EP 1782989 A3 & CN 1920279 A	1-5
A	JP 2009-166538 A（日野自動車株式会社）2009.07.30, 全文、全図（ファミリーなし）	1-5

☐　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 ０１．０４．２０１１	国際調査報告の発送日 １２．０４．２０１１
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ） 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）　３Ｚ　３６２１ 畔津　圭介 電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３５５