

(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  
2014 年 10 月 23 日(23.10.2014)



(10) 国際公開番号  
**WO 2014/170959 A1**

- (51) 国際特許分類:  
*F16H 61/16* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/061316
- (22) 国際出願日: 2013 年 4 月 16 日(16.04.2013)
- (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: 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: 木村 元宣 (KIMURA, Motonori); 〒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). 井上 大輔 (INOUE, Daisuke); 〒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). 綾部 篤志 (AYABE, Atsushi); 〒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). 石川 周平 (ISHIKAWA, Shuhei); 〒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). 近藤 宏紀 (KONDO, Hiroki); 〒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). 日野 顕 (HINO, Akira); 〒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). 松尾 賢治

(MATSUO, Kenji); 〒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). 嶋津 拓郎 (SHIMAZU, Takuro); 〒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: 渡邊 丈夫 (WATANABE, Takeo); 〒1130034 東京都文京区湯島三丁目 1 2 番 1 号 アデックスビル 3 階 Tokyo (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, BN, 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, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, 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.

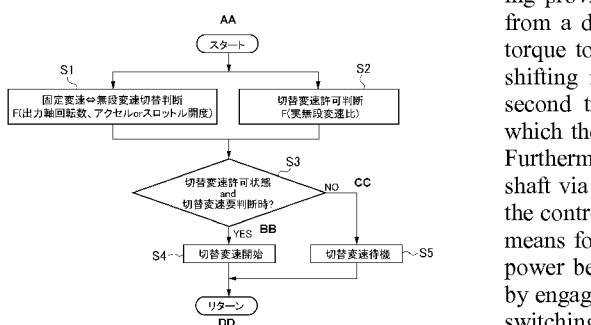
(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT,

[続葉有]

(54) Title: CONTROL DEVICE FOR VEHICLE TRANSMISSION

(54) 発明の名称: 車両用変速機の制御装置

【図3】



S1 Fixed gear <-> continuously variable gear switching determination F(output shaft rotations, degree of accelerator or throttle)  
S2 Switching-shift permission determination F(actually continuously variable gear ratio)  
S3 Switching shift allowed and switching shift determined to be necessary?  
S4 Start switching shift  
S5 Switching shift on standby  
AA Start  
BB Yes  
CC No  
DD Return

(57) Abstract: A control device for a vehicle transmission having the following provided in parallel between an input shaft to which torque is inputted from a drive-power source of a vehicle and an output shaft for outputting torque to an output member: a first transmission path equipped with a first shifting mechanism capable of continuously changing a gear ratio, and a second transmission path equipped with a second shifting mechanism in which the set gear ratio is different than that of the first shifting mechanism. Furthermore, power is transmitted between the input shaft and the output shaft via the first transmission path or the second transmission path. Herein, the control device for the vehicle transmission is equipped with: an execution means for executing a switching shift for switching the path for transmitting power between the first transmission path and the second transmission path by engaging a prescribed clutch mechanism; and a setting means for setting a switching gear ratio zone defining the gear ratio range of the first shifting mechanism in a manner such that the difference in rotations between the engaging members of the engaging clutch mechanisms is at or below a prescribed value when executing the switching shift. Furthermore, the control device is configured so as not to execute the switching shift when a gear ratio outside of the switching gear ratio zone is set in the first shifting mechanism.

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2014/170959 A1



NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI 添付公開書類:

(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, — 国際調査報告 (条約第 21 条(3))  
NE, SN, TD, TG).

車両の駆動力源からトルクが入力される入力軸と出力部材へトルクを出力する出力軸との間に、変速比を連続的に変化させることが可能な第 1 変速機構を備えた第 1 伝動経路と、前記第 1 変速機構とは設定する変速比が異なる第 2 変速機構を備えた第 2 伝動経路とが並列に設けられ、前記第 1 伝動経路および前記第 2 伝動経路のいずれか一方を経由して前記入力軸と前記出力軸との間で動力伝達を行う車両用変速機の制御装置において、所定のクラッチ機構に係合させることにより前記動力伝達を行う経路を前記第 1 伝動経路と前記第 2 伝動経路との間で切り替える切替変速を実行する実行手段と、前記切替変速を実行する際に互いに係合する前記クラッチ機構の係合部材間における回転数差が所定値以下となるように前記第 1 変速機構の変速比の範囲を規定した切替変速比域を設定する設定手段とを備え、前記第 1 変速機構で前記切替変速比域外の変速比が設定されている場合には、前記切替変速を実行しないように構成されている。

## 明 細 書

発明の名称：車両用変速機の制御装置

### 技術分野

[0001] この発明は、入力軸と出力軸との間に、変速比が異なる2つの動力伝達経路が並列に設けられた車両用変速機の制御装置に関するものである。

### 背景技術

[0002] 車両の駆動力源として用いられている一般的なエンジンは、回転数の増大に応じて出力トルクが大きくなる特性を有している。それに対して、車両に要求される駆動力は、通常、低車速の場合に相対的に大きくなり、高車速の場合には相対的に小さくなる。すなわち、エンジンを駆動力源とする車両が走行する際には、エンジンの出力特性とは逆傾向のトルクが要求される。また、エンジンを運転する場合、そのエンジンの効率が良くなる運転点は限られている。そのため、エンジンを駆動力源とする車両では、変速比を適宜に変化させることのできる変速機が搭載されている。そして、その変速機で車速やアクセル開度などの車両の走行状態に基づいて変速比を適宜に設定することにより、必要とする駆動力を得るとともに、エンジンを効率の良い運転点で運転できるようになっている。

[0003] 上記のような車両に搭載される変速機のうち、変速段毎に段階的に変速比を設定する有段変速機では、設定する変速比に段差があるため、エンジンを常に効率の良い運転点で運転することはできない。例えば、効率の良い運転点におけるエンジンの回転数が、2つの変速段の間の変速比で設定できる回転数であった場合には、一方の変速段から他方の変速段に切り替わるまでの間の運転状態では効率が低下してしまう。そこで最近では、有段変速機に替えて、変速比を連続的に変化させることが可能な無段変速機を搭載した車両の普及が進んでいる。

[0004] 車両用の無段変速機としては、ベルト式無段変速機が広く知られている。ベルト式無段変速機は、動力伝達用のベルトと、そのベルトを巻き掛ける溝

の幅を変化させることによってベルトの巻き掛け半径が大小に変化する一對のプーリとを有している。そして、それぞれのプーリの溝幅を変化させてベルトの巻き掛け半径を変化させることにより、それら一對のプーリの間で設定する変速比を無段階に変化させるように構成されている。

[0005] さらに、無段変速機の最大変速比よりも大きい変速比を設定するため、あるいは、無段変速機の最小変速比よりも小さい変速比を設定するために、ベルト式の無段変速機構と歯車式の有段変速機構とを組み合わせた変速機の構成が特開平 3－6 1 7 6 2 号公報に記載されている。この特開平 3－6 1 7 6 2 号公報に記載された構成の変速機では、無段変速機構と有段変速機構との間で動力伝達経路を切り替えることにより、無段変速機で設定可能な最大変速比よりも大きな変速比、もしくは、最小変速比よりも小さな変速比を設定することができる。その結果、変速機全体として設定可能な変速比の幅を拡大することができる。

[0006] そして、この特開平 3－6 1 7 6 2 号公報に記載された変速機の制御装置では、上記のような無段変速機構と有段変速機構とを並列に設けた変速機を制御対象にしている。そして、有段変速機構を介して動力を伝達する有段伝達経路から、無段変速機構を介して動力を伝達する無段伝達経路への切り替えを行う場合に、その切り替えが完了するまで無段変速機構における変速を禁止するように構成されている。

[0007] 上記のように、無段変速機構に対して有段変速機構を並列させて変速機を構成することにより、変速機全体として設定することが可能な変速比の幅を拡大することができる。その反面、無段変速機構と有段変速機構との間で動力の伝達経路を切り替える際に無段変速機構で変速が行われると、無段変速機構において設定される変速比と有段変速機構において設定される変速比との乖離が大きくなってしまふ。その結果、切り替えの際のショックが大きくなってしまったり、切り替え後に駆動力が不足してしまったり、あるいは必要以上にエンジン回転数が増大してしまったりする可能性がある。

[0008] そのような課題に対して、上記の特開平 3－6 1 7 6 2 号公報に記載され

た変速機の制御装置では、上記のように有段変速機構から無段変速機構への切り替えが完了するまでの間、無段変速機構における変速を禁止して変速比を保持することにより、切り替え時の変速ショックを軽減し、また、所望する動力性能を得ることができる、とされている。

[0009] 上記のような無段変速機構と有段変速機構との間における動力伝達経路の切り替えは、通常、クラッチの係合や開放動作を伴って実行される。例えば上記の特開平3-61762号公報に記載された変速機の構成では、「ハイクラッチ60」が係合させられることによって切り替えが実行される。このとき、上記のように無段変速機構における変速が禁止されて変速比が保持されると、「ハイクラッチ60」における摩擦材同士の間差回転が大きくなり、クラッチの耐久性が低下してしまう可能性がある。すなわち、無段変速機構は、一般に、変速比や伝達トルク容量を設定するために動作させるアクチュエータを油圧制御している。そのため、油圧制御時の不可避免的な応答遅れが存在し、変速比の目標値に対する実際の変速比の追従性に限界がある。例えば、急減速した後に再加速もしくは再発進するような場合は、無段変速機構の変速比が最大変速比まで戻り切らない場合がある。そのような状態で無段変速機構における変速が禁止されて変速比が保持されると、有段変速機構の変速比と無段変速機構で設定されている変速比との乖離が大きくなってしまふ。したがって、動力伝達経路の切り替えのために係合させるクラッチにおける差回転も大きくなってしまふ。その結果、クラッチの摩擦材同士が係合する際の摩擦が大きくなり、クラッチの耐久性が低下してしまふ。また、クラッチが係合する際の係合ショックも大きくなってしまふ。

## 発明の概要

[0010] この発明は上述した技術的課題に着目してなされたものである。すなわち、この発明は、無段変速機構を含む伝動経路と、例えば歯車式の有段変速機構のように無段変速機構とは異なる他の伝動機構を含む伝動経路とを並列に備えた車両用の自動変速機を制御対象にしている。そして、この発明は、それら2つの伝動経路の間で実際に動力伝達させる経路を切り替える際のショ

ックや、切り替えの際に動作させるクラッチ等の耐久性の低下を防止もしくは抑制することができる車両用変速機の制御装置を提供することを目的とするものである。

[0011] 上記の課題を解決するために、この発明は、車両の駆動力源からトルクが入力される入力軸と出力部材へトルクを出力する出力軸との間に、変速比を連続的に変化させることが可能な第1変速機構を備えた第1伝動経路と、前記第1変速機構とは設定する変速比が異なる第2変速機構を備えた第2伝動経路とが並列に設けられ、前記第1伝動経路および前記第2伝動経路のいずれか一方を経由して前記入力軸と前記出力軸との間で動力伝達を行う車両用変速機の制御装置において、所定のクラッチ機構に係合させることにより前記動力伝達を行う経路を前記第1伝達経路と前記第2伝達経路との間で切り替える切替変速を実行する実行手段と、前記切替変速を実行する際に互いに係合する前記クラッチ機構の係合部材間における回転数差が所定値以下となるように前記第1変速機構の変速比の範囲を規定した切替変速比域を設定する設定手段とを備え、前記第1変速機構で前記切替変速比域外の変速比が設定されている場合には、前記切替変速を実行しないように構成されていることを特徴とする制御装置である。

[0012] より具体的には、この発明は、車両の駆動力源からトルクが入力される入力軸と出力部材へトルクを出力する出力軸との間に、変速比を連続的に変化させることが可能な第1変速機構を備えた第1伝動経路と、前記第1変速機構とは設定する変速比が異なる第2変速機構を備えた第2伝動経路とが並列に設けられ、前記第1伝動経路および前記第2伝動経路のいずれか一方を経由して前記入力軸と前記出力軸との間で動力伝達を行う車両用変速機の制御装置において、所定のクラッチ機構に係合させることにより前記動力伝達を行う経路を前記第1伝達経路と前記第2伝達経路との間で切り替える切替変速を実行する実行手段と、前記切替変速を実行する際に互いに係合する前記クラッチ機構の係合部材間における回転数差が所定値以下となるように前記第1変速機構の変速比の範囲を規定した切替変速比域を設定する設定手段と

を備え、前記第 1 変速機構で前記切替変速比域内の変速比が設定されている場合に、前記切替変速を実行するとともに、前記第 1 変速機構で前記切替変速比域外の変速比が設定されている場合には、前記切替変速を実行しないように構成されていることを特徴とする制御装置である。

[0013] また、この発明は、運転者によるアクセル操作の変化量および変化速度の少なくともいずれかを検出する手段を更に備えることができる。その場合、この発明における前記実行手段は、車速、前記出力軸の出力軸回転数、および運転者によるアクセル操作の少なくともいずれかに関する情報を基に前記切替変速の実行の要否を判断するとともに、前記切替変速の実行が必要であると判断し、かつ、前記第 1 変速機構で前記切替変速比域内の変速比が設定されている場合に、前記切替変速を実行する手段を含んでいる。

[0014] また、この発明における前記実行手段は、前記切替変速の実行が必要であると判断した後に、前記第 1 変速機構で前記切替変速比域外の変速比が設定されている時間が所定時間以上経過した場合には、前記切替変速を実行する手段を含んでいる。

[0015] また、この発明における前記設定手段は、前記設定手段は、前記出力軸の出力軸回転数および前記入力軸に入力される入力トルクの少なくともいずれかに関する情報に応じて、前記切替変速比域の幅を変更して設定する手段を含んでいる。

[0016] また、この発明における前記設定手段は、前記入力トルクが大きいほど、前記切替変速比域の幅を狭くする手段を含んでいる。

[0017] また、この発明における前記設定手段は、前記出力軸回転数の変化速度が大きいほど、前記切替変速比域の幅を広くする手段を含んでいる。

[0018] また、この発明は、前記車両の加速度を検出する手段を更に備えることができる。その場合、この発明における前記設定手段は、前記加速度が大きいほど、前記切替変速比域の幅を広くする手段を含んでいる。

[0019] そして、この発明は、運転者によるアクセル操作の変化量および変化速度の少なくともいずれかを検出する手段を更に備えることができる。その場合

、この発明における前記設定手段は、前記アクセル操作の操作量および操作速度の少なくともいずれかが大きいほど、前記切替変速比域の幅を広くする手段を含んでいる。

[0020] したがって、この発明では、変速機の入力軸と出力軸との間で動力伝達を行う伝動経路を第1伝動経路と第2伝動経路との間で切り替える切替変速を実行する場合、その切替変速の実行の可否が判断される。すなわち、第1変速機構の変速比が切替変速を適切に実行するために設定された切替変速比域内の変速比であるか否かが判断される。この発明における切替変速比域は、クラッチ機構の係合部材間における回転数差が考慮されて、切替変速の実行時にその回転数差が所定値よりも小さくなる第1変速機構の変速比の範囲を規定したものである。そして、その第1変速機構の変速比が切替変速比域内の変速比である場合に、切替変速が実行される。それに対して、第1変速機構の変速比が切替変速比域外の変速比である場合には、切替変速は実行されない。すなわち、上記のような切替変速は、第1変速機構で切替変速比域内の変速比が設定されている適切な運転状態の下でのみ実行される。そのため、この発明によれば、切替変速を実行する場合に、クラッチ機構における回転数差を所定値以下の状態にしておくことができる。その結果、クラッチ機構における回転数差が大きいことに起因して切替変速を実行する際に生じるショックや、切替変速を実行する際に係合させられるクラッチ機構の耐久性の低下を、確実に防止もしくは抑制することができる。

[0021] また、この発明によれば、従来の変速制御と同様の切替変速の実行が必要であるとする判断に加えて、第1変速機構の変速比が切替変速比域内の変速比である場合に切替変速が実行される。すなわち、例えば出力軸回転数やアクセル開度に関する情報に基づいて切替変速の実行が必要と判断された場合であっても、第1変速機構の変速比が切替変速比域外の変速比である場合には、切替変速は実行されない、すなわち、切替変速の実行が禁止される。したがって、切替変速は、第1変速機構で切替変速比域内の変速比が設定されている適切な運転状態に限って実行される。そのため、切替変速の際に生じ



るショックやクラッチ機構の耐久性の低下を、確実に防止もしくは抑制することができる。

[0022] また、この発明によれば、上記のように切替変速の実行が必要と判断された場合に、第1変速機構の変速比が切替変速比域外の変速比であることにより切替変速の実行が禁止されている場合であっても、切替変速の実行が必要と判断された時点から所定時間以上経過した場合には、切替変速が実行される。例えば、車速の変化量や加速度が大きい場合には、第1変速機構における変速よりも車速の増大の方が速くなり、その結果、第1変速機構の変速比が切替変速比域内に入らずに切替変速が実行されなくなる場合がある。それに対して、この発明では、予め所定時間によるガードを設けておくことにより、上記のような切替変速が実行されなくなる事態を回避し、切替変速の要否の判断に則して切替変速を適切に実行することができる。

[0023] また、この発明によれば、上記のように切替変速の実行の可否を判断するために設定される切替変速比域が、出力軸回転数および入力トルクの少なくともいずれかに応じて変更される。そのため、車両の走行状態や変速機の運転状態に対応した適切な切替変速を実行することができる。

[0024] また、この発明では、上記のような切替変速比域を変更する制御の一例として、入力トルクが大きいほど、切替変速比域の幅を狭くするように変更して設定することができる。入力トルクが小さい場合は、クラッチ機構における回転数差が大きいことに起因して係合部材同士がスリップする時間が長くなったとしても、その際の摩擦による発熱量は比較的に小さい。そのため、クラッチ機構における回転数差の許容範囲は、比較的に大きく設定することができる。それに対して、入力トルクが大きい場合は、クラッチ機構を係合する際の摩擦による摩擦板の摩耗や発熱量が大きくなる。したがって、この場合に係合部材同士がスリップする時間が長くなると、クラッチ機構の耐久性に影響を及ぼす可能性がある。それに対してこの発明によれば、上記のように入力トルクが大きいほど切替変速比域の幅を狭くすることにより、クラッチ機構の耐久性の低下を適切に防止もしくは抑制することができる。

[0025] そして、この発明では、上記のような切替変速比域を変更する制御の他の例として、出力軸回転数の変化速度が大きいほど、切替変速比域の幅を広くするように変更して設定することができる。また、車両の加速度が大きいほど、切替変速比域の幅を広くするように変更して設定することができる。さらに、運転者によるアクセル操作の操作量および操作速度の少なくともいずれかが大きいほど、切替変速比域の幅を広くするように変更して設定することができる。

[0026] 例えば、車速の変化量や加速度が大きい場合には、第1変速機構における変速よりも車速の増大の方が速くなり、その結果、第1変速機構の変速比が切替変速比域内に入らずに切替変速が実行されなくなる場合がある。上記のように出力軸回転数の変化速度が大きい場合、あるいは、アクセル操作の操作量や操作速度が大きい場合は、車両の加速度が大きくなる。したがって、上記のように、出力軸回転数の変化速度が大きいほど切替変速比域の幅を広くすること、あるいは、車両の加速度が大きいほど切替変速比域の幅を広くすること、あるいは、運転者によるアクセル操作の操作量および操作速度の少なくともいずれかが大きいほど切替変速比域の幅を広くすることにより、上記のような切替変速が実行されなくなる事態を回避し、切替変速を適切に実行することができる。

### 図面の簡単な説明

[0027] [図1]この発明で制御の対象とする車両用変速機の構成を示す図である。

[図2]図1に示す車両用変速機における各クラッチ機構およびブレーキ機構の動作状態をまとめて示す図表である。

[図3]この発明に係る車両用変速機の制御装置による制御の一例を説明するためのフローチャートである。

[図4]この発明に係る車両用変速機の制御装置による制御を実行する際に設定する切替変速域を説明するための図である。

[図5]この発明に係る車両用変速機の制御装置による制御を実行する際に設定する切替変速域を説明するための図である。

[図6]この発明に係るベルト式無段変速機の制御装置による制御の他の例を説明するためのフローチャートである。

[図7]この発明における切替変速域を補正する手順を説明するためのブロック図である。

[図8]この発明における切替変速域を補正する際に用いるマップの一例を説明するための図である。

[図9]この発明における切替変速域を補正する際に用いるマップの一例を説明するための図である。

[図10]この発明に係る車両用変速機の制御装置による制御を実行した場合の目標変速比の遷移および入力軸ならびに出力軸の回転数変化等を示すタイムチャートである。

### 発明を実施するための形態

[0028] この発明に係る制御装置は、例えば車両に搭載される自動変速機を制御の対象としている。特に、この発明で制御の対象とする自動変速機は、入力軸と出力軸との間に、第1変速機構を備えた第1伝動経路と、第2変速機構を備えた第2伝動経路とが形成されている。それら第1伝動経路および第2伝動経路は、入力軸と出力軸との間で互いに並列に配置されている。そして、それら第1伝動経路および第2伝動経路のいずれか一方が選択されて、自動変速機の入力軸と出力軸との間でトルクを伝達するように構成されている。

[0029] 上記の第1伝動経路に設けられた第1変速機構は、この自動変速機の主変速部を構成している。そしてその第1変速機構は、変速比を連続的に変化させることが可能な変速機構であり、例えばベルト式無段変速機構により構成されている。一方、第2伝動経路に設けられた第2変速機構は、この自動変速機の副変速部を構成している。そしてその第2変速機構は、例えば歯車伝動機構により構成されている。また、その歯車伝動機構は、上記のベルト式無段変速機構では設定できない変速比を設定するように構成されている。したがって、歯車伝動機構は、複数の歯車を噛み合わせて構成されていて、そのギヤ比（歯数の比）によって設定される変速比が、ベルト式無段変速機構

の最大変速比より大きい変速比となるように、あるいはベルト式無段変速機構の最小変速比より小さい変速比となるように構成されている。なお、この自動変速機を車両に搭載する場合には、例えば、車両が発進する際の大きいトルクがベルト式無段変速機構に掛からないようにするために、歯車伝動機構は、ベルト式無段変速機構の最大変速比よりも大きい変速比を設定できるように構成することが好ましい。また、走行中の車両におけるエンジンの回転数を低くして燃費を低下させるためには、歯車伝動機構はベルト式無段変速機構の最小変速比より小さい変速比を設定できるように構成することが好ましい。

[0030] 上記のような自動変速機の具体的な構成の一例を図1に示してある。この発明で制御の対象とする自動変速機1は、車両V<sub>e</sub>に搭載される変速機であり、例えばエンジン2などの駆動力源に連結されて用いられる。具体的には、エンジン2の出力軸2aに、ロックアップクラッチ付きのトルクコンバータ3が連結されている。このトルクコンバータ3は従来知られている構成のものである。例えば、フロントカバー3aと一体のポンプインペラー3bに対向してタービンランナー3cが配置されている、これらポンプインペラー3bとタービンランナー3cとの間には、一方向クラッチ（図示せず）を介して保持されたステータ3dが配置されている。さらに、タービンランナー3cと一体となって回転するロックアップクラッチ4が、フロントカバー3aの内面に対向して配置されている。そして、ロックアップクラッチ4を挟んだ両側の圧力差に応じて、ロックアップクラッチ4がフロントカバー3aの内面に接触してトルクを伝達する係合状態、および、フロントカバー3aの内面から離れてトルクの伝達を遮断する開放状態が設定されるように構成されている。

[0031] 上記のトルクコンバータ3におけるタービンランナー3cに、自動変速機1の入力軸5が連結されている。そして、入力軸5と同一軸線上に、前後進切替機構6が配置されている。この前後進切替機構6は、エンジン2から出力されたトルクをその回転方向を変えずに後述のカウンタ軸10aに伝達す

る前進状態と、エンジン 2 から出力されたトルクをその回転方向を反転してカウンタ軸 10a に伝達する後進状態とに切り替えるための機構である。

[0032] 上記の前後進切替機構 6 は、この図 1 に示す例では、3 つの回転要素が互いに差動作用をなすいわゆる差動機構によって構成されている。具体的には、ダブルピニオン型の遊星歯車機構によって前後進切替機構 6 が構成されている。この前後進切替機構 6 を構成しているダブルピニオン型の遊星歯車機構は、外歯歯車であるサンギヤ 6a、サンギヤ 6a と同心円上に配置された内歯歯車であるリングギヤ 6b、サンギヤ 6a に噛み合っている第 1 ピニオンギヤ 6c、第 1 ピニオンギヤ 6c ならびにリングギヤ 6b に噛み合っている第 2 ピニオンギヤ 6d、および、第 1 ピニオンギヤ 6c ならびに第 2 ピニオンギヤ 6d を自転かつ公転可能に保持しているキャリア 6e を備えている。そして、上記のサンギヤ 6a に入力軸 5 が連結されている。したがって、サンギヤ 6a が入力要素となっている。また、リングギヤ 6b の回転を選択的に止めるブレーキ機構 B が設けられている。したがって、リングギヤ 6b が反力要素となっている。なお、ブレーキ機構 B は、ケーシングなどの固定部 7 とリングギヤ 6b との間に設けられている。このブレーキ機構 B は、例えば多板ブレーキなどの摩擦式ブレーキや噛み合い式のブレーキによって構成することができる。

[0033] そして、キャリア 6e が出力要素となっている。このキャリア 6e とサンギヤ 6a もしくは入力軸 5 との間に、これらキャリア 6e とサンギヤ 6a とを連結して遊星歯車機構の全体を一体回転させるための第 1 クラッチ機構 C1 が設けられている。この第 1 クラッチ機構 C1 は、前後進切替機構 6 を前進状態に設定するためのものである。この第 1 クラッチ機構 C1 は、トルクの伝達および遮断を選択的に行うことができるものであればよい。したがって、第 1 クラッチ機構 C1 は、摩擦クラッチや噛み合いクラッチのいずれであってもよい。ただし、係合力に応じて伝達トルク容量が次第に増大もしくは減少する摩擦クラッチによって構成されていることが好ましい。

[0034] 入力軸 5 のエンジン 2 と反対側（図 1 に示す例では左側）の端部に、ベル

ト式無段変速機構（ＣＶＴ）８が配置されている。このＣＶＴ８は、従来知られている構成のものである。すなわち、駆動側の回転部材であるプライマリプーリ８ａと、従動側の回転部材であるセカンダリプーリ８ｂと、これらのプライマリプーリ８ａおよびセカンダリプーリ８ｂに巻き掛けられたベルト８ｃとを備えている。そして、プライマリプーリ８ａおよびセカンダリプーリ８ｂは、ベルト８ｃが巻き掛けられている溝の幅を変化させることにより、ベルト８ｃの巻き掛け半径が大小に変化するように構成されている。すなわち、ベルト８ｃが巻き掛けられている溝幅を変化させて変速比を変更するように構成されている。

[0035] プライマリプーリ８ａは、入力軸５と同一軸線上で、上記の前後進切替機構６を挟んでエンジン２とは反対側に配置されている。このプライマリプーリ８ａと一体のプライマリシャフト８ｄが、前後進切替機構６における入力要素であるサンギヤ６ａに連結されている。また、セカンダリプーリ８ｂは、その回転中心軸線が上記のプライマリプーリ８ａの回転中心軸線と平行になるように配置されている。また、セカンダリプーリ８ｂの回転中心軸線に沿うように設けられたセカンダリシャフト８ｅを備えている。そして、セカンダリシャフト８ｅと同一軸線上に、出力軸９が配置されている。したがって、この出力軸９は、前述した入力軸５と平行になっている。

[0036] そして、この出力軸９とセカンダリシャフト８ｅとの間に、これら出力軸９とセカンダリシャフト８ｅとを選択的に連結する第２クラッチ機構Ｃ２が設けられている。この第２クラッチ機構Ｃ２は、セカンダリプーリ８ｂと出力軸９との間でのトルクの伝達および遮断を選択的に行うことができるものであればよい。したがって、摩擦クラッチや噛み合いクラッチのいずれであってもよい。ただし、係合力に応じて伝達トルク容量が次第に増大もしくは減少する摩擦クラッチによって構成されていることが好ましい。

[0037] この発明で制御対象とする自動変速機１は、上記のＣＶＴ８と並列に、ギヤ列１０が配置されている。このギヤ列１０は、複数の歯車から構成される歯車伝動機構である。そして、ギヤ列１０は、ＣＶＴ８とは設定する変速比

が異なる変速機構として構成されている。具体的には、C V T 8で設定可能な最大変速比よりも大きい変速比を設定する減速機構、もしくは、C V T 8で設定可能な最小変速比より小さい変速比を設定する増速機構として構成されている。この図1に示す例では、ギヤ列10は減速機構として構成されている。

[0038] ここで、C V T 8は、上記のように、変速比を連続的に変化させることができる構成となっていて、この発明における第1変速機構に相当している。それに対して、ギヤ列10は、上記のようにC V T 8とは設定する変速比が異なる構成となっていて、この発明における第2変速機構に相当している。したがって、上記のC V T 8を備えた伝動経路、すなわち、入力軸5からC V T 8のプライマリプーリ8aおよびセカンダリプーリ8bを介して出力軸9に至る伝動経路が、この発明における第1伝動経路に相当している。それに対して、このギヤ列10を備えた伝動経路、すなわち、入力軸5からこのギヤ列10を介して出力軸9に至る伝動経路が、この発明における第2伝動経路に相当している。

[0039] 具体的に、ギヤ列10は、入力軸5および出力軸9のそれぞれに対して平行に、カウンタ軸10aが配置されている。カウンタ軸10aの一方（図1に示す例では右側）の端部には、カウンタドリブンギヤ10bがカウンタ軸10aと一体回転するように取り付けられている。そして、このカウンタドリブンギヤ10bに、上述の前後進切替機構6のキャリア6eと一体回転する駆動ギヤ6fが噛み合っている。カウンタドリブンギヤ10bは、駆動ギヤ6fよりも大径の歯車である。そのため、駆動ギヤ6fからカウンタドリブンギヤ10bへの方向には、トルクが増幅されて伝達されるようになっている。

[0040] カウンタ軸10aの他方（図1に示す例では左側）の端部には、カウンタドライブギヤ10cがカウンタ軸10aと一体回転するように取り付けられている。このカウンタドライブギヤ10cは、上記のカウンタドリブンギヤ10bよりも小径の歯車である。そして、このカウンタドライブギヤ10c

に、上述の出力軸 9 上で出力軸 9 に対して相対回転できるように配置された従動ギヤ 10 d が噛み合っている。この従動ギヤ 10 d はカウンタドライブギヤ 10 c よりも大径である。そのため、従動ギヤ 10 d からカウンタドライブギヤ 10 c へ方向には、トルクが増幅されて伝達されるようになっている。したがって、ギヤ列 10 の変速比（ギヤ比）は、上記の駆動ギヤ 6 f とカウンタドリブンギヤ 10 b との間の変速比と、カウンタドライブギヤ 10 c と従動ギヤ 10 d との間の変速比を乗算した変速比となる。この図 1 に示す例では、ギヤ列 10 の変速比は、その値が C V T 8 の最大変速比よりも大きくなるように構成されている。

[0041] さらに、従動ギヤ 10 d を出力軸 9 に動力伝達可能に連結した状態と、従動ギヤ 10 d と出力軸 9 との間での動力伝達を遮断した状態とを選択的に設定するための第 3 クラッチ機構 C 3 が設けられている。この第 3 クラッチ機構 C 3 は、係合および開放の 2 つの状態に切り替わる構成のものであればよい。すなわち、伝達トルク容量が徐々に変化する構成である必要がない。そのため、第 3 クラッチ機構 C 3 は、ドグクラッチやシンクロナイザーなどの噛み合い式のクラッチによって構成することができる。この図 1 に示す例では、第 3 クラッチ機構 C 3 は、従動ギヤ 10 d のボス部に形成されたスプラインと、出力軸 9 のハブに形成したスプラインとにスリーブを嵌合させることにより、従動ギヤ 10 d を出力軸 9 に連結するシンクロナイザーによって構成されている。

[0042] また、出力軸 9 から所定のギヤ列 11 およびデファレンシャル 12 を介して、この発明における出力部材に相当するドライブシャフト 13 にトルクを出力するように構成されている。すなわち、出力軸 9 の C V T 8 と反対側（図 1 に示す例では右側）の端部に、出力ギヤ 9 a が取り付けられている。この出力ギヤ 9 a に噛み合っている大径ギヤ 11 a が、減速ギヤシャフト 11 b の一方（図 1 に示す例では右側）の端部に取り付けられている。減速ギヤシャフト 11 b の他方（図 1 に示す例では左側）の端部には、小径ギヤ 11 c が取り付けられている。この小径ギヤ 11 c が、デファレンシャル 12 の



リングギヤ 12a に噛み合っている。そして、デファレンシャル 12 は、そのリングギヤ 12a を介して伝達されたトルクを、左右のドライブシャフト 13 から駆動輪（図示せず）に伝達するように構成されている。

[0043] そして、この自動変速機 1 の動作を制御する電子制御装置（ECU） 14 が設けられている。この ECU 14 は、一例としてマイクロコンピュータを主体として構成されている。そして、入力されたデータおよび予め記憶しているデータに基づいて所定のプログラムに従って演算を行い、前進や後進あるいはニュートラルなどの各種の状態、および要求される変速比の設定などの制御を実行するように構成されている。

[0044] 一方、ECU 14 には、各種センサからの検出信号や情報信号が入力されるように構成されている。例えば、プライマリプーリ 8a およびセカンダリプーリ 8b の回転速度をそれぞれ検出するプーリ回転数センサ（図示せず）、シフト装置あるいはシフトレバーによって選択されるシフトポジションを検出するシフトポジションセンサ（図示せず）、および車速を求めるため車両の各車輪の回転速度をそれぞれ検出する車輪速センサ（図示せず）等からの検出信号が、この ECU 14 に入力されるように構成されている。

[0045] 上記のように構成された自動変速機 1 は、前進方向に進出する場合、および後進走行する場合に、ギヤ列 10 を備えたトルク伝達経路（すなわち、この発明における第 2 伝動経路）を経由して出力軸 9 にトルクを伝達するように制御される。そして、ある程度車速が増大した状態での前進走行する場合には、CVT 8 を備えたトルク伝達経路（すなわち、この発明における第 1 伝動経路）を経由して入力軸 5 から出力軸 9 にトルクを伝達するように制御される。例えば、図示しないシフト装置あるいはシフトレバーによってドライブポジションが選択されると、第 1 クラッチ機構 C1 および第 3 クラッチ機構 C3 が係合させられ、また第 2 クラッチ機構 C2 およびブレーキ機構 B が開放させられる。

[0046] 自動変速機 1 を制御する際の各係合機構の係合および開放の状態を、図 2 の表にまとめて示してある。なお、この図 2 で「ON」は係合していること

を示し、「OFF」は開放していることを示している。

[0047] 前進方向への発進時には、各係合機構を図2の表に示すように設定することにより、エンジン2が出力したトルクは、入力軸5を介して前後進切替機構6のサンギヤ6aに伝達される。また第1クラッチ機構C1を介してキャリア6eに伝達される。この場合、前後進切替機構6はその2つの回転要素が第1クラッチ機構C1によって連結されているので、前後進切替機構6の全体が一体化されている。したがって、前後進切替機構6は増速作用および減速作用のいずれも生じずに、入力されたトルクをキャリア6eから駆動ギヤ6fに伝達する。また、ギヤ列10における従動ギヤ10dが、第3クラッチ機構C3によって出力軸9に連結されているので、入力軸5のトルクはギヤ列10を介して出力軸9に伝達される。そして、出力ギヤ9aからギヤ列11およびデファレンシャル12を介して左右の駆動輪にトルクが伝達され、車両が発進する。

[0048] 上記のように、発進時にはギヤ列10を経由して入力軸5から出力軸9にトルクが伝達されてギヤ列10が減速機構として機能する。その場合の変速比はCVT8で設定できる最大変速比より大きい変速比となる。その結果、車両としては大きい駆動力を得ることができる。また、CVT8には発進時の大きいトルクが掛からない。そのため、CVT8の伝達トルク容量を設定する油圧を高くする必要がない。したがって、油圧を発生させるための動力の消費が少なくなって燃費を改善することができ、また、CVT8の耐久性を向上させることができる。

[0049] 発進後、予め決められている所定の車速にまで増速した場合は、CVT8の変速比が最大変速比もしくはそれに近い変速比に設定された状態で、第1クラッチ機構C1が開放される。それとともに、第2クラッチ機構C2が係合させられる。この場合、前後進切替機構6は、ブレーキ機構Bが開放されている状態で、更に第1クラッチ機構C1が開放されるので、いわゆる自由回転する状態になる。その結果、入力軸5とギヤ列10との間の動力伝達が遮断される。これに対して、セカンダリプーリ8bが第2クラッチ機構C2

によって出力軸 9 に連結される。その結果、入力軸 5 と出力軸 9 とが、C V T 8 を経由してトルクを伝達するように連結される。したがって、C V T 8 による変速比を徐々に減少させること、あるいは車速とアクセル開度とに応じて変化させることにより、エンジン回転数を燃費の良い回転数に設定することができる。

[0050] 上記のようにギヤ列 10 を経由するトルクの伝達状態から C V T 8 を経由するトルクの伝達状態に切り替える場合、ギヤ列 10 による変速比が C V T 8 の最大変速比より大きいことから、変速比あるいは駆動力が変化することになる。したがって、第 1 クラッチ機構 C 1 を開放し、かつ第 2 クラッチ機構 C 2 を係合させる場合には、過渡的にそれら第 1 クラッチ機構 C 1 および第 2 クラッチ機構 C 2 をそれぞれ滑り係合制御する。すなわち、第 2 クラッチ機構 C 2 の係合圧が徐々に増大させられて、その伝達トルク容量が次第に増大させられる。それとともに、第 1 クラッチ機構 C 1 の係合圧が徐々に低下させられて、その伝達トルク容量が次第に減少させられる。この制御は、従来、クラッチ・ツウ・クラッチ制御として知られている制御である。こうすることにより、出力軸 9 のトルクが滑らかに変化して変速ショックを抑制することができる。

[0051] 一方、後進走行する場合には、図 2 に示すように、第 1 クラッチ機構 C 1 および第 2 クラッチ機構 C 2 が開放されるとともに、第 3 クラッチ機構 C 3 およびブレーキ機構 B が係合させられる。この場合、前後進切替機構 6 は、リングギヤ 6 b がブレーキ機構 B によって固定された状態でサンギヤ 6 a にエンジン 2 からのトルクが入力される。そのため、キャリア 6 e がサンギヤ 6 a に対して反対方向に回転する。したがって、前進走行の際の発進時と同様に、ギヤ列 10 を経由して入力軸 5 から出力軸 9 にトルクが伝達され、かつ出力軸 9 が後進走行する方向に回転する。この場合の変速比は、ギヤ列 10 による変速比と、前後進切替機構 6 を構成している遊星歯車機構による変速比とを乗算した変速比となる。そして、出力ギヤ 9 a からギヤ列 11 およびデファレンシャル 12 を介して左右の駆動輪にトルクが伝達され、後進走

行する。

[0052] そして、図2に示すように、第1クラッチ機構C1および第2クラッチ機構C2をいずれも開放させることにより、エンジン2と出力軸9との間の動力伝達を遮断したニュートラル状態を設定することができる。このように、第1クラッチ機構C1、第2クラッチ機構C2、第3クラッチ機構C3、およびブレーキ機構Bの係合・開放状態を制御して、前後進切替機構6の動作を制御することにより、前進状態、後進状態、およびニュートラル状態をそれぞれ設定することができる。言い換えると、動力源と同じ回転方向のトルクを出力軸9から出力する正転状態、動力源と反対の回転方向のトルクを出力軸9から出力する反転状態、および動力源と出力軸9との間の動力伝達を遮断するニュートラル状態のいずれかを選択的に設定することができる。

[0053] 上記のように、第1クラッチ機構C1、第2クラッチ機構C2、およびブレーキ機構Bは、入力軸5と出力軸9との間で動力伝達を行う経路を、CVT8が設けられた第1伝達経路とギヤ列10が設けられた第2伝達経路との間で切り替える際に、すなわち切替変速を実行する際に係合させられるクラッチである。したがって、第1クラッチ機構C1、第2クラッチ機構C2、およびブレーキ機構Bが、この発明における所定のクラッチ機構に相当している。

[0054] 前述したように、この発明で制御対象にしている自動変速機1は、CVT8を備えた伝動経路とギヤ列10を備えた伝動経路との間で切替変速を行う場合に、クラッチ・ツウ・クラッチ制御を実行することにより、切り替え時のクラッチ機構における係合ショックを抑制することができる。しかしながら、上記のような切替変速を実行する際に係合させられるクラッチ機構では、スリップ係合時の摩擦により摩擦材の摩耗や摩擦熱が不可避免的に発生する。このとき、クラッチ機構の係合部材間の回転数差が大きいと、摩擦材の摩耗や発熱も大きくなり、その分、クラッチ機構の耐久性が低下してしまう。また、係合ショックも大きくなってしまう。

[0055] そこで、この発明に係る制御装置では、上記のような切替変速を実行する

際に、C V T 8 で実際に設定されている実変速比を基に、切替変速を適切な状態で実行することができるように構成されている。具体的には、切替変速を実行する際のC V T 8 の実変速比が、切替変速の際に係合させられるクラッチ機構の係合部材間の回転数差が所定値以下となるような変速比域に入っていない場合には、切替変速を実行しないように構成されている。

[0056] (第1の制御例)

図3は、この発明に係る制御装置により実行される第1の制御例であって、この発明の基本的な制御内容を説明するためのフローチャートである。このフローチャートで示されるルーチンは、所定の短時間毎に繰り返し実行される。図3において、先ず、C V T 8 を備えた第1伝動経路とギヤ列10を備えた第2伝動経路との間で、動力伝達経路の切り替えを実行する必要があるか否かについて判断される。すなわち、切替変速の要否について判断される(ステップS1)。これは、従来の変速制御において一般的に実行される制御であり、車速あるいは出力軸9の出力軸回転数、および、アクセル開度あるいはスロットル開度に基づいて判断される。例えば、出力軸回転数とアクセル開度とに関して設定されたマップあるいは変速線図を基に、切替変速の要否について判断することができる。

[0057] また、切替変速の実行を許可できる状態であるか否かについて判断される。すなわち、切替変速の可否について判断される(ステップS2)。前述したように、この発明に係る制御装置は、従来の切替変速の実行の要否の判断に加えて、切替変速の実行の可否を判断するように構成されている。そのためこのステップS2では、C V T 8 の実変速比に基づき切替変速の可否について判断される。具体的には、C V T 8 で現在設定されている実変速比が求められ、その実変速比と切替変速比域とが比較される。ここで、切替変速比域とは、言い換えると、切替変速許可領域のことであり、切替変速を適切に実行できる状態を判断するために設定されたC V T 8 の変速比の範囲を定めたものである。例えば、図4および図5においてハッチングを付けた領域として表すことができる。図4には、前述の図1に示すような構成の自動変

速機 1 のように、ギヤ列 10 で設定する変速比（固定変速比）が、C V T 8 で設定可能な変速比（無段変速比）の内の最大変速比（ $\gamma_{\max}$ ）よりも大きい場合の切替変速比域が示してある。一方、図 5 には、ギヤ列 10 で設定する変速比（固定変速比）が、C V T 8 で設定可能な変速比（無段変速比）の内の最小変速比（ $\gamma_{\min}$ ）よりも小さい場合の切替変速比域が示してある。

[0058] また、上記の切替変速を適切に実行できる状態とは、この制御例では、切替変速を実行する際に開放から係合に制御されるクラッチ機構における係合部材間の回転数差が、予め定めた所定値以下となる状態のことである。例えば、前述の図 1 に示すような構成の自動変速機 1 において、ギヤ列 10 を備えた第 2 伝動経路から C V T 8 を備えた第 1 伝動経路への切替変速を実行する場合は、その際に係合させられる第 2 クラッチ機構 C 2 における回転数差が所定値以下となるように、切替変速比域が設定される。反対に、C V T 8 を備えた第 1 伝動経路からギヤ列 10 を備えた第 2 伝動経路への切替変速を実行する場合には、その際に係合させられる第 1 クラッチ機構 C 1 における回転数差が所定値以下となるように、切替変速比域が設定される。

[0059] なお、上記のステップ S 1 およびステップ S 2 の各制御は、この図 3 のフローチャートに示すように、互いに併行して実施してもよい。あるいは、順序立てて実施してもよい。その場合の順序は、ステップ S 1 を先に実施してもよいし、ステップ S 2 を先に実施してもよい。

[0060] 上記のステップ S 1 における切替変速の要否についての判断結果、および、ステップ S 2 における切替変速の可否についての判断結果を基に、自動変速機 1 の状態が、切替変速が必要と判断され、かつ、切替変速が許可された状態であるか否かが判断される（ステップ S 3）。具体的には、自動変速機 1 の変速線図あるいはマップから切替変速の実行が必要と判断され、かつ、C V T 8 の実変速比が切替変速比域内の変速比であることによって切替変速の実行が許可された状態であるか否かが判断される。

[0061] 自動変速機 1 の状態が、切替変速が必要と判断され、かつ、切替変速が許可された状態であることにより、このステップ S 3 で肯定的に判断された場

合は、ステップS 4へ進む。そして、切替変速が実行される。具体的には、第2伝動経路から第1伝動経路への切替変速の場合は、第1クラッチ機構C 1が係合から開放に制御されるとともに、第2クラッチC 2が開放から係合に制御される。また、第1伝動経路から第2伝動経路への切替変速の場合には、第1クラッチ機構C 1が開放から係合に制御されるとともに、第2クラッチC 2が係合から開放に制御される。そしてその後、このルーチンを一旦終了する。

[0062] これに対して、自動変速機1の状態が、未だ切替変速が必要と判断されていないこと、もしくは未だ切替変速が許可された状態ではないこと、または、未だ切替変速が必要と判断されておらず、かつ未だ切替変速が許可された状態ではないことにより、ステップS 3で否定的に判断された場合には、ステップS 5へ進む。そして、切替変速の実行が禁止される。すなわち、上記のステップS 3で肯定的に判断されるまで、切替変速の実行が待機させられた状態になる。そしてその後、このルーチンを一旦終了する。

[0063] 以上のように、この図3のフローチャートで示す制御では、自動変速機1の入力軸5と出力軸9との間で動力伝達を行う伝動経路を第1伝動経路と第2伝動経路との間で切り替える切替変速を実行する場合、その切替変速の実行の可否が判断される。すなわち、第1伝動経路の設けられたC V T 8の実変速比が、切替変速を適切に実行するために設定された切替変速比域内の変速比であるか否かが判断される。そして、そのC V T 8の実変速比が切替変速比域外の変速比である場合には、切替変速は実行されない。

[0064] より具体的には、この発明では、従来の変速制御と同様の切替変速の実行の要否が判断されるとともに、切替変速の実行の可否が判断される。そして、切替変速の実行が必要であるとする判断に加えて、切替変速の実行が許可された場合、すなわち、C V T 8の実変速比が切替変速比域内の変速比である場合に、切替変速が実行される。したがって、例えば出力軸回転数やアクセル開度に関する情報に基づいて切替変速の実行が必要と判断された場合であっても、その時点で設定されているC V T 8の実変速比が切替変速比域外

の変速比である場合には、切替変速は実行されない。すなわち、切替変速は、C V T 8 で切替変速比域内の変速比が設定されている適切な運転状態に限って実行される。そのため、切替変速の際に生じるショックや、切替変速の際に係合させられるクラッチ機構の耐久性の低下を防止もしくは抑制することができる。

[0065] また、上記のように切替変速に適した切替変速比域を設定する際には、クラッチ機構の係合部材間における回転数差が考慮される。そして、切替変速の実行時にその回転数差が所定値よりも小さくなるように、切替変速比域が設定される。したがって、切替変速を実行する場合に、クラッチ機構における回転数差を所定値以下の状態にしておくことができる。そのため、クラッチ機構における回転数差が大きいことに起因して切替変速の際に生じるショックやクラッチ機構の耐久性の低下を、確実に防止もしくは抑制することができる。

[0066] (第2の制御例)

図6は、この発明に係る制御装置により実行される第2の制御例を説明するためのフローチャートである。この第2の制御例は、前述の第1の制御例をベースにして、切替変速域を設定する際の閾値の補正や、切替変速の実行を判断する際のガードタイマ（バックアップタイマ）等を設けた制御例である。また、この第2の制御例では、ギヤ列10を備えた第2伝動経路からC V T 8 を備えた第1伝動経路への切替変速を実行する場合の例を示している。図6において、まず、自動変速機1の運転状態が、変速線図上において固定変速領域にあるか否かが判断される（ステップS11）。この判断は、出力軸回転数あるいは車速、および、アクセル開度あるいはスロットル開度に基づいて行うことができる。例えば、前述の図4で示したような変速線図もしくはマップから判断することができる。

[0067] 自動変速機1の運転状態が、変速線図上において固定変速領域にないこと、すなわち、自動変速機1における動力の伝達経路が、既にC V T 8 を備えた第1伝動経路に設定されていることにより、このステップS11で否定的



に判断された場合は、ステップS 1 2へ進む。そして、切替変速の実行が禁止される。なお、この場合のC V T 8における変速制御は、変速線図もしくはマップに基づいて、通常通りに実行される。そしてその後、このルーチンを一旦終了する。上記のように、この制御例では、第2伝動経路から第1伝動経路への切替変速を実行する場合を制御の前提としている。したがって、この場合は、特にこの発明に係る制御を実行することなく、このルーチンを一旦終了する。

[0068] また、上記のステップS 1 1の制御と併行して、もしくは、ステップS 1 1の制御に前後して、切替変速許可変速比が求められる（ステップS 1 3）。この切替変速許可変速比は、この発明における切替変速比域を規定するための閾値となるC V T 8の変速比（無段変速比）である。この制御例では、例えば前述の図4に示すように、C V T 8の最大変速比 $\gamma_{\max}$ と共に切替変速比域を区画する変速比として設定される。なお、この切替変速許可変速比は、C V T 8を備えた第1伝動経路からギヤ列10を備えた第2伝動経路への切替変速を実行する場合には、例えば前述の図5に示すように、C V T 8の最小変速比 $\gamma_{\min}$ と共に切替変速比域を区画する変速比として設定される。

[0069] この切替変速許可変速比および切替変速比域を設定する制御を具体的に説明する。図7のブロック図に、切替変速許可変速比を設定する際の制御内容のイメージを示してある。この切替変速許可変速比は、例えば、出力軸9の出力軸回転数、および、入力軸5に伝達される入力トルクに基づいて求められる。より具体的には、入力トルクが大きいほど切替変速比域の幅が狭くなるように、切替変速許可変速比が決められる。例えば、図8に示すような、入力トルク、出力軸回転数、および切替変速許可変速比に関するマップを予め設定しておき、そのマップからこの切替変速許可変速比を求めることができる。

[0070] 入力トルクが小さい場合は、この切替変速を実行する際に係合させられるクラッチ機構（すなわち、この制御例では第2クラッチ機構C 2）における回転数差が大きいことに起因してクラッチ機構がスリップする時間が長くな

ったとしても、その際の摩擦による発熱量は比較的に小さい。そのため、クラッチ機構における回転数差の許容範囲は、比較的に広く設定することができる。それに対して、入力トルクが大きい場合は、クラッチ機構に係合させる際の摩擦による摩擦板の摩耗や発熱量が大きくなる。したがって、クラッチ機構に係合させる際にその係合部材同士がスリップする時間が長くなると、クラッチ機構の耐久性に影響を及ぼす可能性がある。そこで、この発明では、上記のように入力トルクが大きいほど切替変速比域の幅が狭くなるように、切替変速許可変速比を設定することにより、上記のようなクラッチ機構における摩擦板の摩耗や発熱量を軽減させて、クラッチ機構の耐久性の低下を防止もしくは抑制することができる。

[0071] また、この発明では、上記のように出力軸回転数および入力トルクに基づいて求めた切替変速許可変速比に対して、車両  $V_e$  の加速度を考慮した補正を行うことができる。具体的には、車両  $V_e$  の加速度が大きいほど切替変速比域の幅が広くなるように、切替変速許可変速比の値が補正される。あるいは、出力軸回転数の変化速度が算出され、その出力軸回転数の変化速度が大きいほど切替変速比域の幅が広くなるように、切替変速許可変速比の値が補正される。例えば、図9に示すような、加速度あるいは出力軸回転数の変化速度、および切替変速許可変速比に関するマップを予め設定しておき、そのマップを基に切替変速許可変速比の補正を行うことができる。

[0072] この発明で制御の対象にしている自動変速機1のように、CVT8と、そのCVT8の最大変速比  $\gamma_{\max}$  よりも大きな変速比を設定するギヤ列10とを並列に備えた構成では、ギヤ列10からCVT8への切替変速を実行する際に、車速の変化量や車両  $V_e$  の加速度が大きいと、CVT8における変速よりも車速の増大の方が速くなることがある。その結果、CVT8の変速比が切替変速比域内に入らずに切替変速が実行されなくなる場合がある。そこで、この発明では、車両  $V_e$  の加速度が大きい場合、あるいは、出力軸回転数の変化速度が大きく、その結果車両  $V_e$  の加速度が大きくなる場合は、切替変速比域の幅が相対的に広くなるように、切替変速許可変速比の値が補正さ

れる。そのため、上記のような切替変速が実行されなくなる事態を回避し、切替変速を適切に実行することができる。

[0073] さらに、この発明では、上記のように出力軸回転数および入力トルクに基づいて求めた切替変速許可変速比に対して、運転者の加速意思を考慮した補正を行うことができる。具体的には、先ず、運転者の加速意思の大小が推定される。運転者の加速意思の大きさは、例えば、運転者によるアクセル操作の操作量および操作速度の少なくともいずれかに基づいて推定することができる。すなわち、アクセル操作の操作量が大きいほど運転者の加速意思も大きいと推定することができる。あるいは、アクセル操作の操作速度が大きいほど運転者の加速意思も大きいと推定することができる。あるいは、アクセル操作の操作量および操作速度がいずれも大きいほど運転者の加速意思も大きいと推定することができる。そして、運転者の加速意思が大きい場合は、運転者のアクセル操作により発生する車両  $V_e$  の加速度も大きくなる。したがって、上述のように、加速度が大きいほど切替変速比域の幅を広くする補正の場合と同様の理由により、推定された運転者の加速意思が大きいほど切替変速比域の幅が広がるように、切替変速許可変速比の値が補正される。そのため、上記のような切替変速が実行されなくなる事態を回避し、切替変速をより適切に実行することができる。なお、この場合も上述の加速度が大きいほど切替変速比域の幅を広くする補正の場合と同様に、例えば、図9に示すような、運転者の加速意思および切替変速許可変速比に関するマップを予め設定しておき、そのマップを基に切替変速許可変速比の補正を行うことができる。

[0074] 一方、自動変速機1の運転状態が、変速線図上において固定変速領域にあること、すなわち、自動変速機1における動力の伝達経路が、ギヤ列10を備えた第2伝動経路に設定されていることにより、上述のステップS11で肯定的に判断された場合、および、上述のステップS13で切替変速許可変速比が設定された場合は、ステップS14へ進む。そして、CVT8で設定されている実変速比が、切替変速許可領域内、すなわち切替変速比域内の変

速比であるか否か、または、固定変速から無段変速への切り替え判断と切替変速の可否についての判断とが乖離している状態が、所定時間 $\alpha$ 以上経過したか否かが判断される。固定変速から無段変速への切替判断と切替変速の可否についての判断とが乖離している状態とは、固定変速から無段変速への切り替え判断があり、すなわち、切替変速の要否判断において切替変速が必要と判断され、なおかつ、切替変速の可否判断において切替変速の実行が許可されていない状態のことである。

[0075] C V T 8 で設定されている実変速比が切替変速比域外の変速比であり、かつ、その実変速比が切替変速比域外の変速比である状態が、切替変速の要否判断において切替変速が必要と判断された時点から、未だ所定時間 $\alpha$ が経過していないことにより、このステップ S 1 4 で否定的に判断された場合は、ステップ S 1 5 へ進む。そして、切替変速の実行が禁止される。なお、この場合の C V T 8 における変速制御は、目標変速比が最大変速比 $\gamma_{\max}$ もしくは切替変速比域内の変速比に設定されて実行される。または、変速線図もしくはマップに基づいて、通常通りに実行される。そしてその後、このルーチンを一旦終了する。

[0076] 要するに、この場合は、車両 V e の走行状態および自動変速機 1 の運転状態を基に第 2 伝動経路から第 1 伝動経路への切替変速が必要と判断された場合であっても、例えば、C V T 8 の実変速比が最大変速比 $\gamma_{\max}$ もしくは切替変速比域内の変速比にまで戻っていない状態である。すなわち、切替変速を実行するのに適していない状態である。したがって、この場合は、切替変速は実行されない。そのため、例えばクラッチ機構における回転数差が大きいことに起因して切替変速の際に生じるショックやクラッチ機構の耐久性の低下を、確実に防止もしくは抑制することができる。

[0077] これに対して、C V T 8 で設定されている実変速比が切替変速比域内の変速比であることにより、ステップ S 1 4 で肯定的に判断された場合には、ステップ S 1 6 へ進む。そして、切替変速が実行される。なお、この場合の C V T 8 における変速制御は、変速線図もしくはマップに基づいて、通常通り

に実行される。そしてその後、このルーチンを一旦終了する。

[0078] さらに、C V T 8 で設定されている実変速比が切替変速比域外の変速比であっても、C V T 8 で設定されている実変速比が切替変速比域外の変速比である状態が、切替変速の要否判断において切替変速が必要と判断された時点から、既に所定時間 $\alpha$ 以上経過した場合も、ステップS 1 4 で肯定的に判断される。そして、ステップS 1 6 へ進み、上記と同様の制御が実行される。すなわち、切替変速が実行される。

[0079] 以上のように、この図6のフローチャートで示す制御では、上記のように切替変速の実行の可否を判断するために設定される切替変速比域が、出力軸回転数および入力トルクの少なくともいずれかに応じて変更される。例えば、入力トルクが大きいほど切替変速比域の幅が狭くなるように、切替変速許可変速比の値が設定される。あるいは、車両V e の加速度や出力軸回転数の変化速度が大きいほど切替変速比域の幅が広くなるように、切替変速許可変速比の値が補正されて設定される。さらには、運転者の加速意思が推定され、その推定された加速意思が大きいほど切替変速比域の幅が広くなるように、切替変速許可変速比の値が補正されて設定される。そのため、車両V e の走行状態や自動変速機1の運転状態に対応して適切な切替変速を実行することができる。

[0080] また、この発明によれば、上記のように切替変速の実行が必要と判断された場合に、C V T 8 の実変速比が切替変速比域外の変速比であることにより切替変速の実行が禁止されている場合であっても、切替変速の実行が必要と判断された時点から所定時間 $\alpha$ 以上が経ると、切替変速が実行される。例えば、車速の変化量や加速度が大きいと、C V T 8 における変速よりも車速の増大の方が速くなり、その結果、C V T 8 の変速比が切替変速比域内に入らずに切替変速が実行されなくなる場合がある。それに対して、この発明では、予め上記のような所定時間 $\alpha$ によるガードが設けられることにより、上記のような切替変速が実行されなくなる事態を回避し、切替変速の要否の判断に則して切替変速を適切に実行することができる。

[0081] 上記のようなこの発明に係る切替変速に関する変速制御を実行した場合の入力軸ならびに出力軸の回転数変化や、目標変速比ならびに実変速比の遷移を、図10のタイムチャートに示してある。ここに示す例は、例えば、車両V<sub>e</sub>が急制動されて停止した際に、C V T 8の実変速比が最大変速比もしくは発進に適した大きな変速比にまで戻り切っていない状態で、車両V<sub>e</sub>が再発進する場合を想定している。この図10のタイムチャートに示す例では、C V T 8の実変速比が、出力軸9の出力軸回転数を基に設定されるC V T 8の目標変速比に対して、変速比が小さい側に乖離している。すなわち、車両V<sub>e</sub>の停車時に本来最大変速比側に戻るべきC V T 8の実変速比が、最大変速比側に設定されている目標変速比に追従できていない状態になっている。なお、この場合は、車両V<sub>e</sub>を発進させるための大きな駆動力を得るために、自動変速機1では、C V T 8の最大変速比よりも更に大きな変速比を設定するギヤ列10を備えた第2伝動経路を経由して動力伝達を行う状態に設定されている。

[0082] この状態から時刻t<sub>1</sub>で運転者のアクセル操作が行われ、車両V<sub>e</sub>が発進させられると、入力軸5に伝達される実入力回転数が、目標入力軸回転数に追従して徐々に増大する。このとき、この発明による制御を実行しない通常時の制御では、実入力軸回転数およびC V T 8の同期回転数の増大に伴い、時刻t<sub>2</sub>で固定変速から無段変速への切り替え、すなわち、第2伝動経路から第1伝動経路への切替変速が行われることになる。しかしながら、その場合は、未だC V T 8の実変速比と目標変速比との乖離が大きいことから、切替変速の際に係合させられる第2クラッチ機構C<sub>2</sub>における回転数差が大きく、係合ショックや摩擦材の耐久性の低下を招くおそれがある。

[0083] そこで、この発明では、従来の切替変速の要否の判断とは別に、係合ショックや摩擦材の耐久性低下を抑制できる適切な状態で切替変速を実行することができるか否か、すなわち切替変速の可否を判断するようになっている。そのために、図10における目標変速比の欄に示すように、切替変速許可変速比が設定されている。この切替変速許可変速比は、前述したように、この

発明における切替変速比域を規定するための閾値となるC V T 8の変速比である。

[0084] 上記の時刻  $t_1$  以降で車両  $V_e$  が発進させられている間に、C V T 8でも変速が行われている。そして、時刻  $t_4$  で、C V T 8の実変速比が切替変速許可変速比に到達すると、すなわちC V T 8の実変速比が切替変速比域内の変速比になると、第2伝動経路から第1伝動経路への切替変速が実行される。従来の制御では、時刻  $t_2$  の時点で切替変速が実行されることになる。それに対して、この発明では、時刻  $t_2$  から、切替変速の可否判断において切替変速が許可となる時刻  $t_4$  までの期間  $T_1$  の間は、切替変速の実行が禁止されている。

[0085] 時刻  $t_4$  で切替変速が実行された後、C V T 8の実変速比は、直ちに目標変速比に追従させられるのではなく、時刻  $t_5$  までの間、切替変速許可変速比に追従するように制御される。従来の制御では、目標変速比が切替変速許可変速比を下回る時刻  $t_3$  以降は、C V T 8の実変速比は目標変速比に追従するように制御されることになる。それに対して、この発明では、時刻  $t_3$  から、C V T 8の同期回転数が実入力軸回転数を上回る時刻  $t_5$  までの期間  $T_2$  の間は、第2クラッチ機構  $C_2$  における摩擦を考慮して、切替変速許可変速比に追従するように制御される。そして、時刻  $t_5$  以降は、本来の目標変速比に追従するように制御される。すなわち、通常の変速制御が行われる。

[0086] ここで、上述した具体例とこの発明との関係を簡単に説明すると、ステップ  $S_3$ ,  $S_4$ ,  $S_{11}$ ,  $S_{14}$ ,  $S_{16}$  を実行する機能的手段が、この発明における「実行手段」に相当する。また、ステップ  $S_2$ ,  $S_{13}$  を実行する機能的手段が、この発明における「設定手段」に相当する。

[0087] なお、上述した具体例では、自動変速機1の構成において、ギヤ列10による変速比をC V T 8の最大変速比よりも大きくした例を示しているが、この発明で制御対象とする自動変速機1は、C V T 8で設定できない変速比をギヤ列10によって設定するように構成されていてもよい。したがって、こ

の発明の自動変速機 1 では、例えば、ギヤ列 10 による変速比が C V T 8 での最小変速比よりも小さくなるように構成することもできる。そのように構成した場合、ロックアップクラッチ 4 の係合時やエンジン 2 を低負荷で運転して走行する際に、エンジン回転数を C V T 8 によるトルク伝達時よりも低回転数にすることができる。そのため、エンジン 2 の燃費を更に向上させることができる。また、ギヤ列 10 は、複数の変速比を選択的に設定できるように構成されていてもよい。

### 符号の説明

[0088] 1…自動変速機、 2…エンジン（駆動力源）、 5…入力軸、 8…ベルト式無段変速機構（C V T；第 1 変速機構）、 9…出力軸、 10…ギヤ列（第 2 変速機構）、 13…ドライブシャフト（出力部材）、 14…電子制御装置（E C U）、 B…ブレーキ機構、 C 1…第 1 クラッチ機構、 C 2…第 2 クラッチ機構、 C 3…第 3 クラッチ機構、 V e…車両。



## 請求の範囲

[請求項1] 車両の駆動力源からトルクが入力される入力軸と出力部材へトルクを出力する出力軸との間に、変速比を連続的に変化させることが可能な第1変速機構を備えた第1伝動経路と、前記第1変速機構とは設定する変速比が異なる第2変速機構を備えた第2伝動経路とが並列に設けられ、前記第1伝動経路および前記第2伝動経路のいずれか一方を経由して前記入力軸と前記出力軸との間で動力伝達を行う車両用変速機の制御装置において、

所定のクラッチ機構に係合させることにより前記動力伝達を行う経路を前記第1伝達経路と前記第2伝達経路との間で切り替える切替変速を実行する実行手段と、

前記切替変速を実行する際に互いに係合する前記クラッチ機構の係合部材間における回転数差が所定値以下となるように前記第1変速機構の変速比の範囲を規定した切替変速比域を設定する設定手段とを備え、

前記第1変速機構で前記切替変速比域外の変速比が設定されている場合には、前記切替変速を実行しないように構成されていることを特徴とする車両用変速機の制御装置。

[請求項2] 運転者によるアクセル操作の変化量および変化速度の少なくともいずれかを検出する手段を更に備え、

前記実行手段は、車速、前記出力軸の出力軸回転数、および運転者によるアクセル操作の少なくともいずれかに関する情報を基に前記切替変速の実行の要否を判断するとともに、前記切替変速の実行が必要であると判断し、かつ、前記第1変速機構で前記切替変速比域内の変速比が設定されている場合に、前記切替変速を実行する手段を含むことを特徴とする請求項1に記載の車両用変速機の制御装置。

[請求項3] 前記実行手段は、前記切替変速の実行が必要であると判断した後に、前記第1変速機構で前記切替変速比域外の変速比が設定されている

時間が所定時間以上経過した場合には、前記切替変速を実行する手段を含むことを特徴とする請求項 2 に記載の車両用変速機の制御装置。

[請求項4] 前記設定手段は、前記出力軸の出力軸回転数および前記入力軸に入力される入力トルクの少なくともいずれかに関する情報に応じて、前記切替変速比域の幅を変更して設定する手段を含むことを特徴とする請求項 1 から 3 のいずれかに記載の車両用変速機の制御装置。

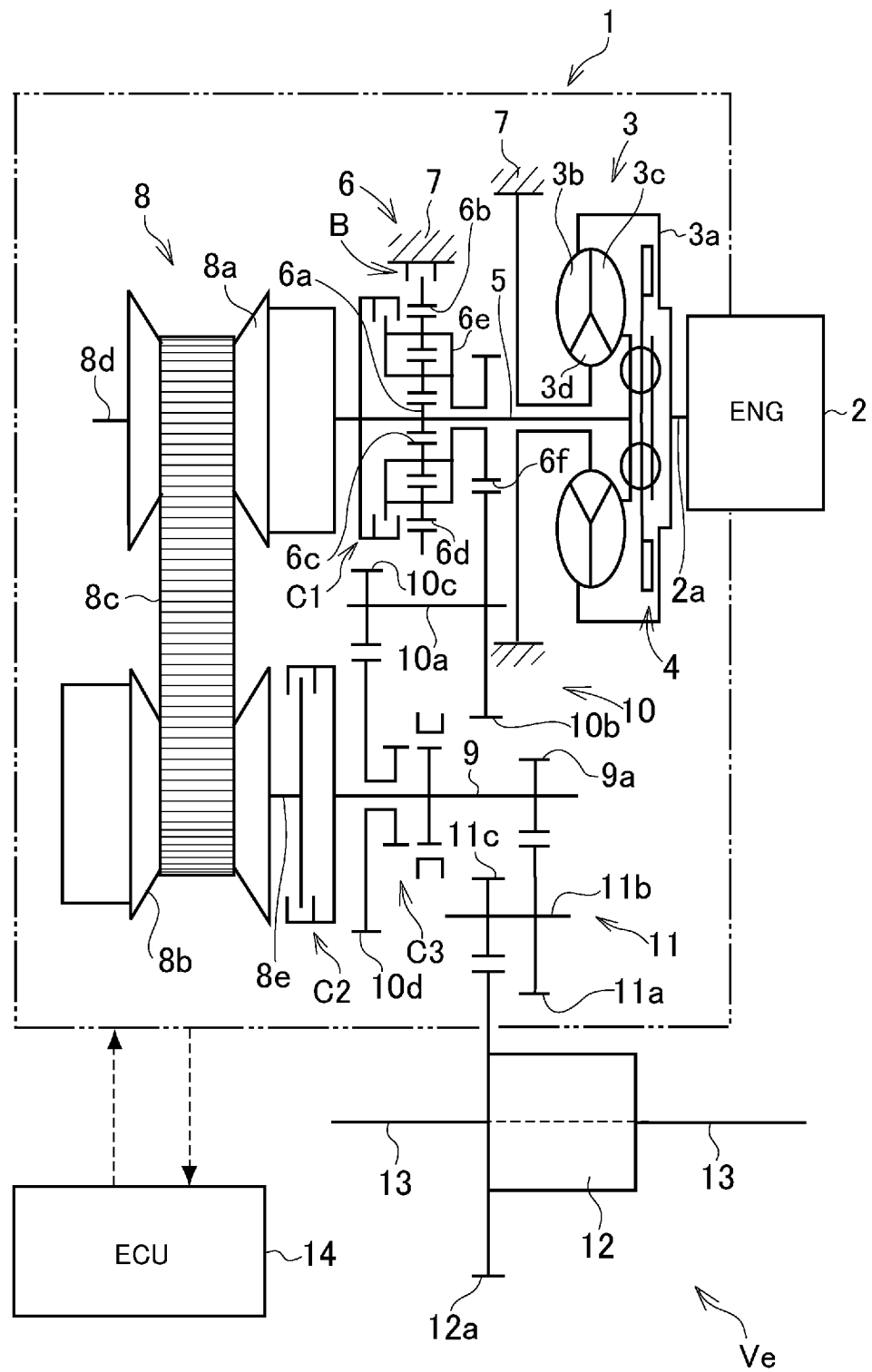
[請求項5] 前記設定手段は、前記入力トルクが大きいほど、前記切替変速比域の幅を狭くする手段を含むことを特徴とする請求項 4 に記載の車両用変速機の制御装置。

[請求項6] 前記設定手段は、前記出力軸回転数の変化速度が大きいほど、前記切替変速比域の幅を広くする手段を含むことを特徴とする請求項 4 または 5 に記載の車両用変速機の制御装置。

[請求項7] 前記車両の加速度を検出する手段を更に備え、  
前記設定手段は、前記加速度が大きいほど、前記切替変速比域の幅を広くする手段を含むことを特徴とする請求項 4 から 6 のいずれかに記載の車両用変速機の制御装置。

[請求項8] 運転者によるアクセル操作の操作量および操作速度の少なくともいずれかを検出する手段を更に備え、  
前記設定手段は、前記アクセル操作の操作量および操作速度の少なくともいずれかが大きいほど、前記切替変速比域の幅を広くする手段を含むことを特徴とする請求項 4 から 7 のいずれかに記載の車両用変速機の制御装置。

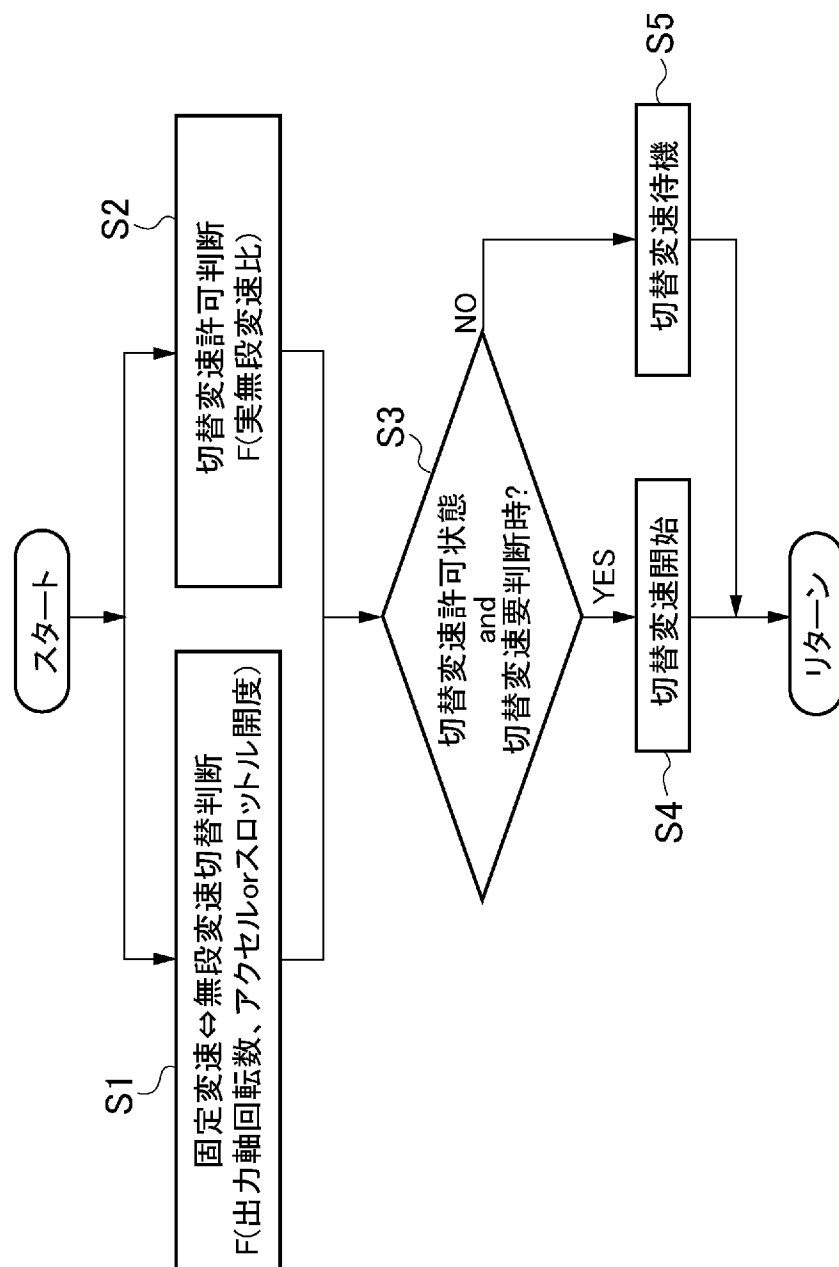
[図1]



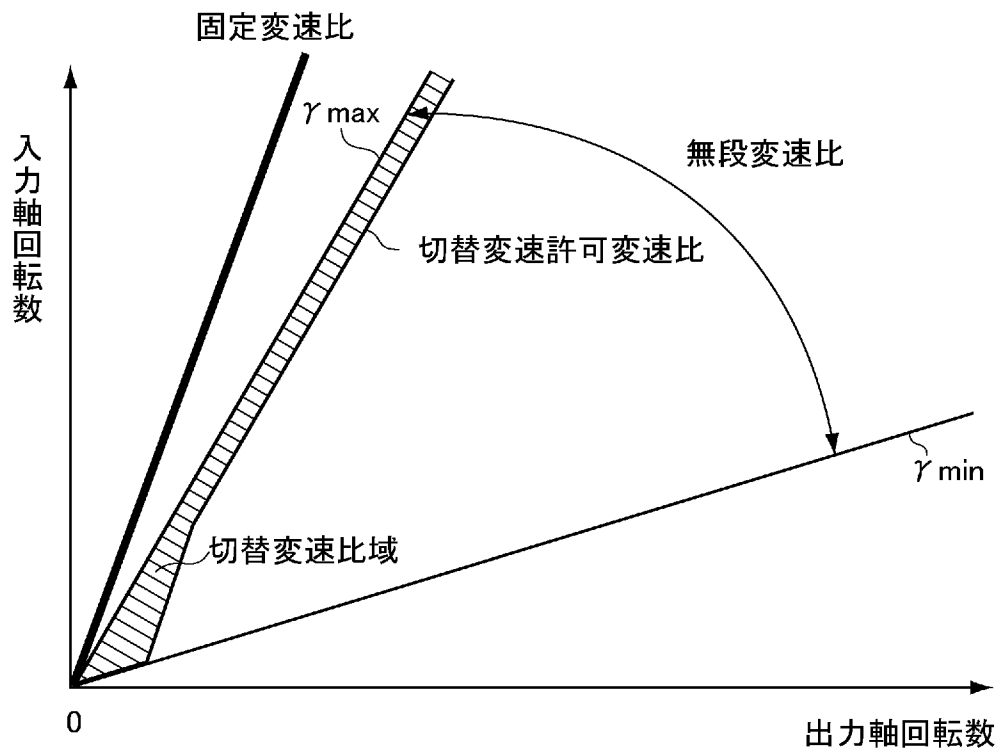
[図2]

|        | C1  | C2  | C3               | B   |
|--------|-----|-----|------------------|-----|
| 発進     | ON  | OFF | ON               | OFF |
| 前進     | OFF | ON  | ON<br>または<br>OFF | OFF |
| 後進     | OFF | OFF | ON               | ON  |
| ニュートラル | OFF | OFF | ON<br>または<br>OFF | OFF |

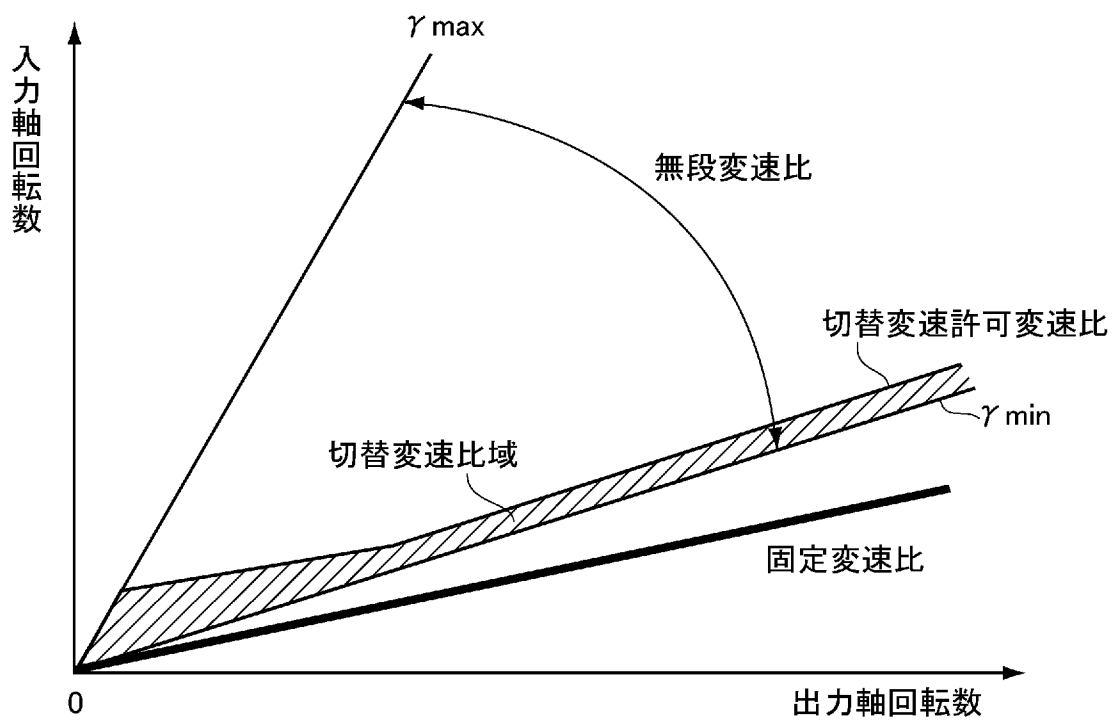
[図3]



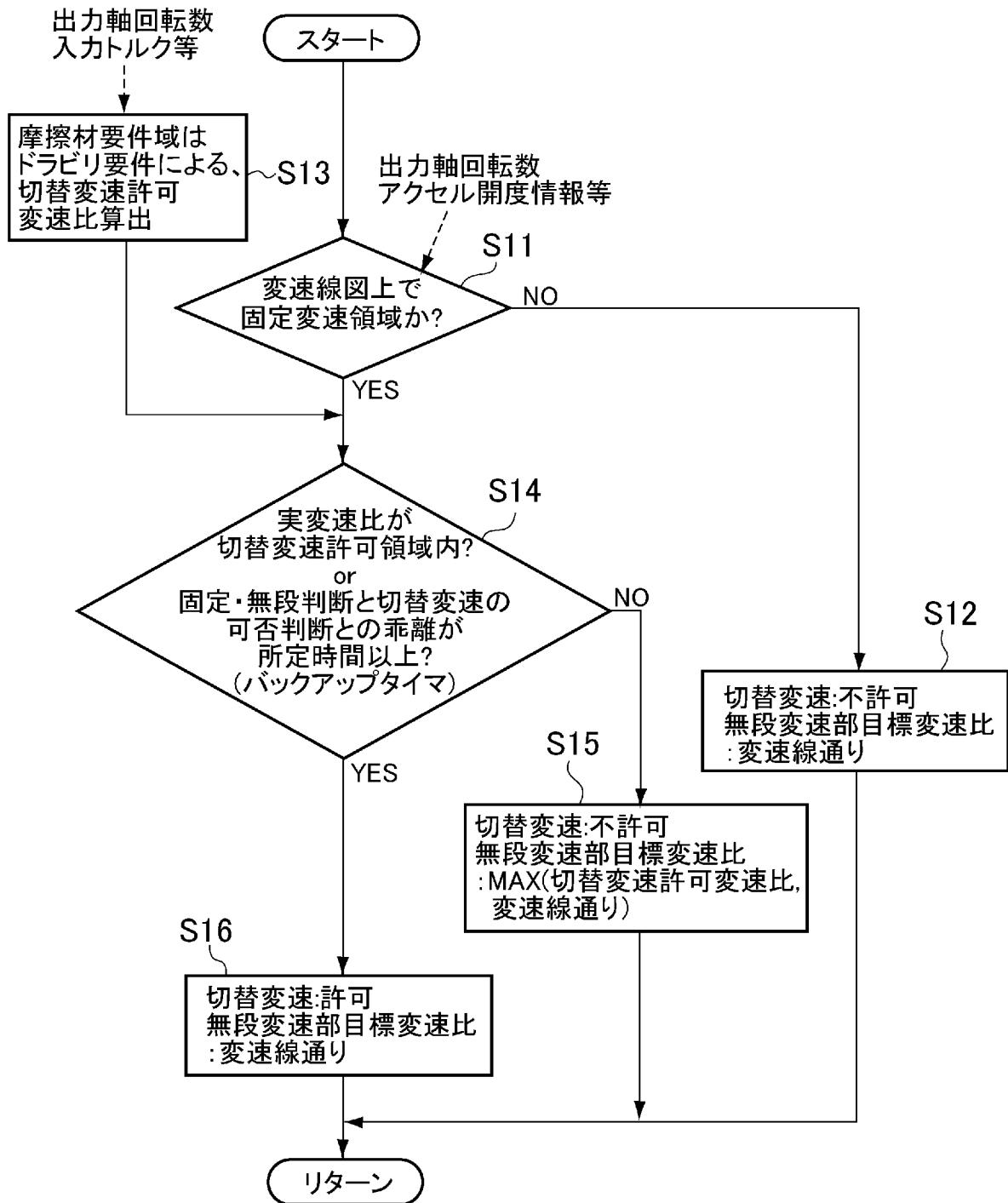
[図4]



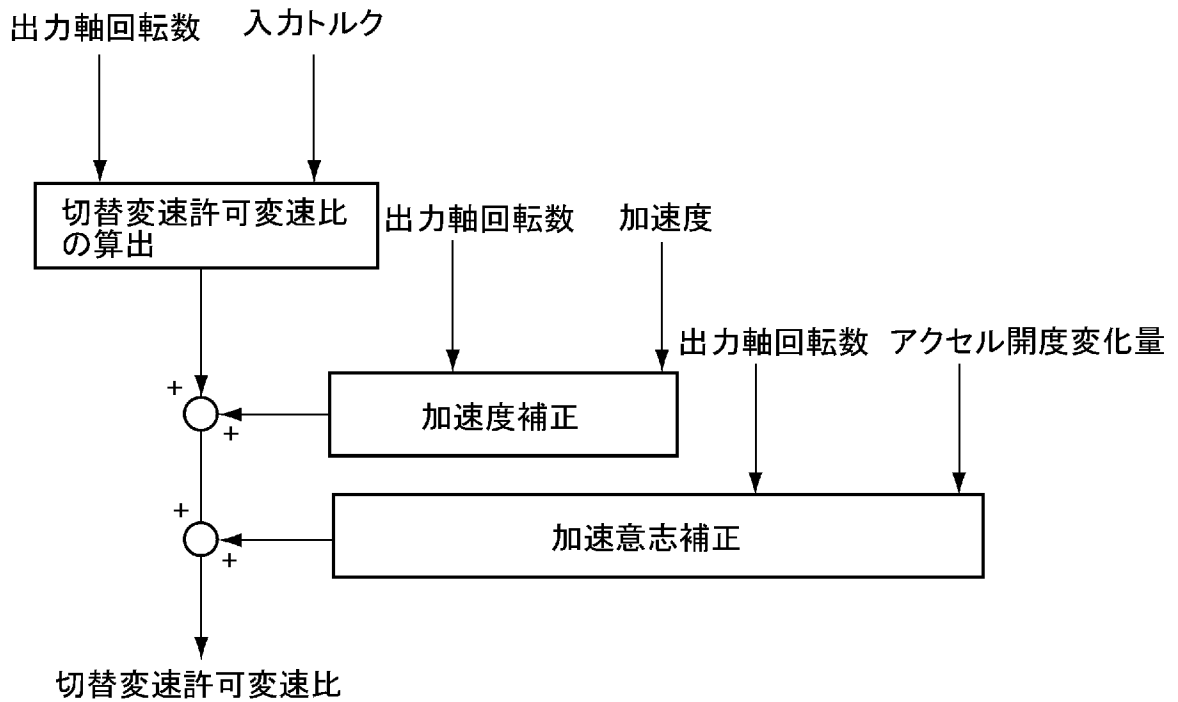
[図5]



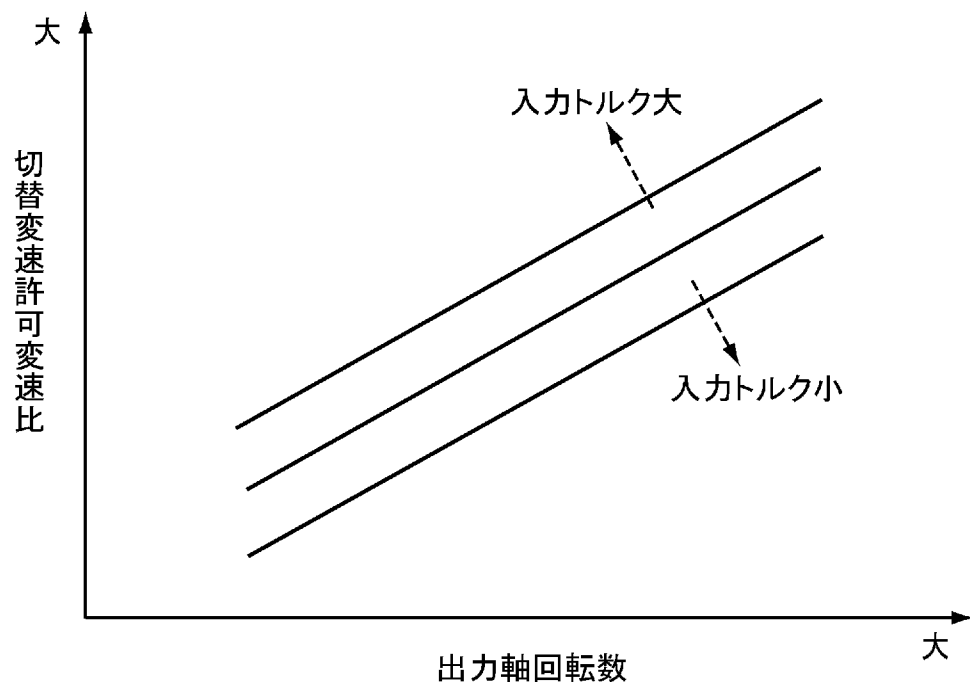
[図6]



[図7]

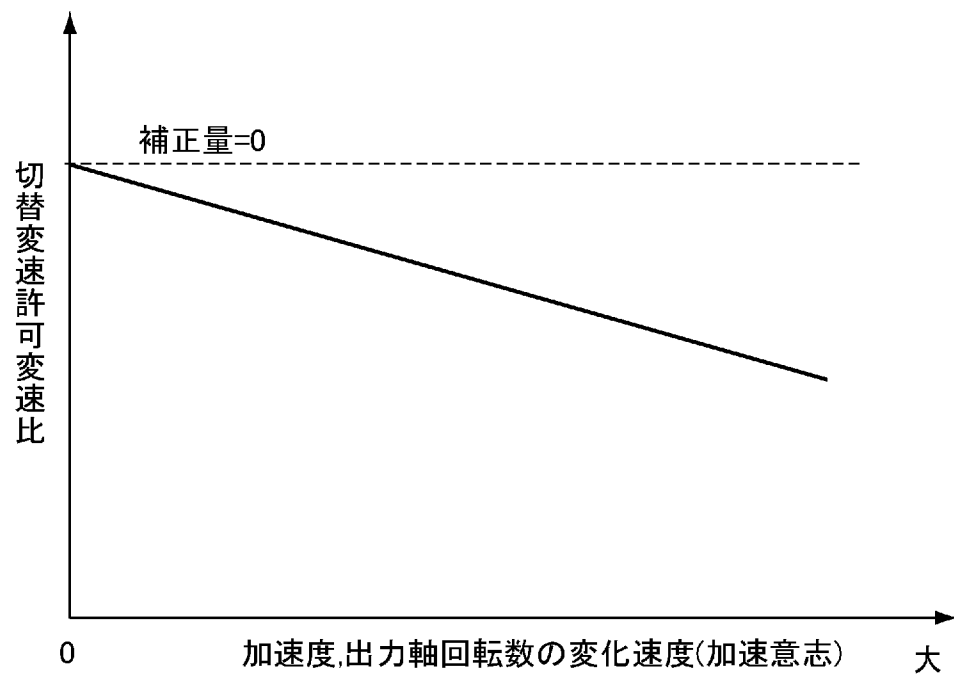


[図8]

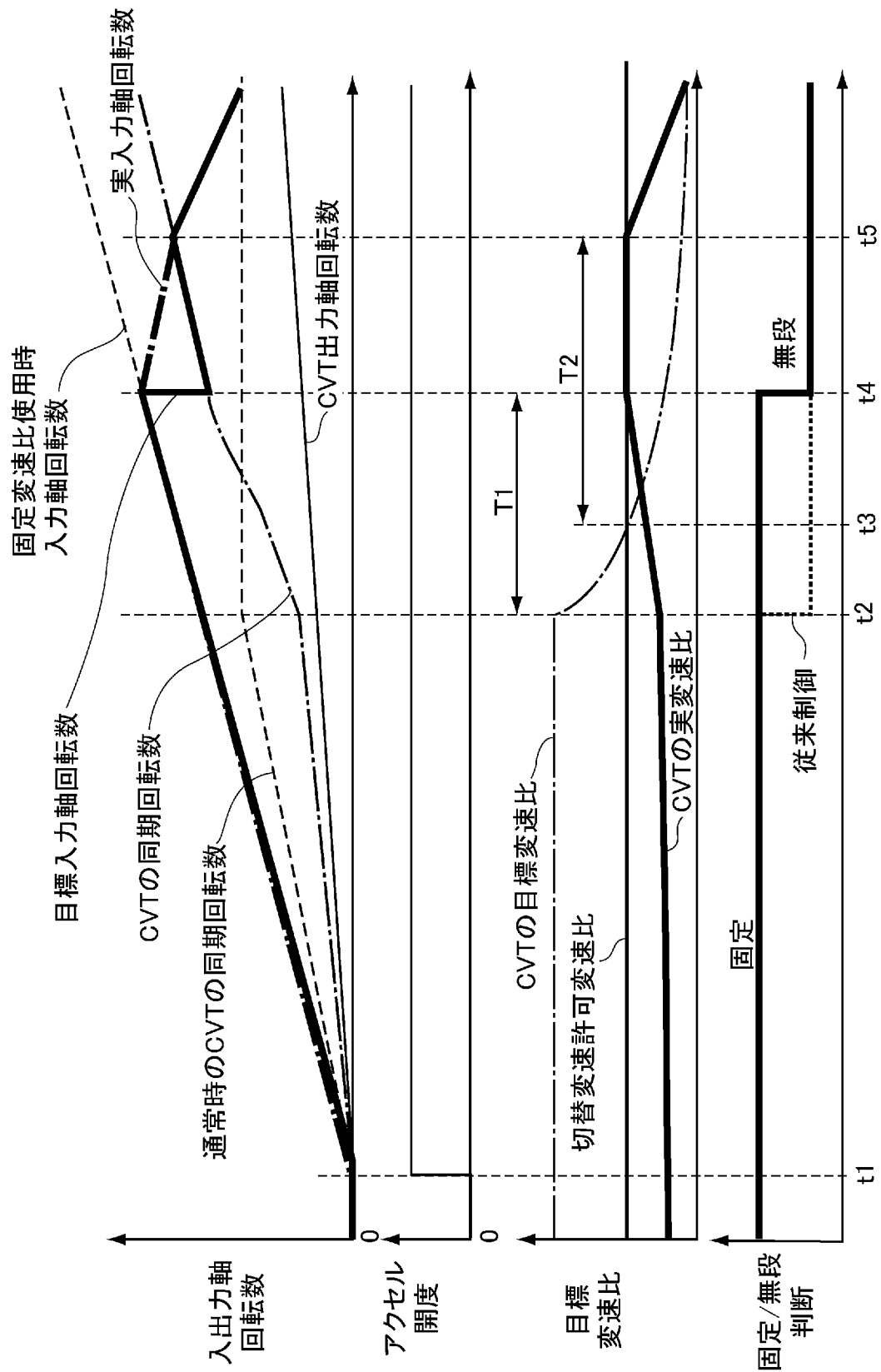




[図9]



[図10]



# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/061316

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H61/16 (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)

F16H61/16

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 | 1996-2013 |
| Kokai Jitsuyo Shinan Koho | 1971-2013 | Toroku Jitsuyo Shinan Koho | 1994-2013 |

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 2847780 B2 (Nissan Motor Co., Ltd.),<br>06 November 1998 (06.11.1998),<br>fig. 1 to 6<br>& US 5021031 A & EP 410448 A2                                                                                                               | 1-8                   |
| A         | JP 2005-278387 A (Toyota Motor Corp.),<br>06 October 2005 (06.10.2005),<br>paragraphs [0006] to [0008], [0111] to [0112];<br>fig. 9<br>& US 2005/0245350 A1 & EP 1728665 A1<br>& WO 2005/080112 A1 & KR 10-0851265 B1<br>& CN 1946582 A | 1-8                   |

☐ 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  
29 May, 2013 (29.05.13)

Date of mailing of the international search report  
11 June, 2013 (11.06.13)

Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (I P C))

Int.Cl. F16H61/16(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 (I P C))

Int.Cl. F16H61/16

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 1 3 年 |
| 日本国実用新案登録公報 | 1 9 9 6 - 2 0 1 3 年 |
| 日本国登録実用新案公報 | 1 9 9 4 - 2 0 1 3 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<br>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<br>請求項の番号 |
|-----------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------|
| A               | JP 2847780 B2 (日産自動車株式会社) 1998. 11. 06,<br>第 1 - 6 図 & US 5021031 A & EP 410448 A2                                                                                                       | 1-8            |
| A               | JP 2005-278387 A (トヨタ自動車株式会社) 2005. 10. 06,<br>段落【0006】 - 【0008】, 【0111】 - 【0112】,<br>【図9】 & US 2005/0245350 A1 & EP 1728665 A1<br>& WO 2005/080112 A1 & KR 10-0851265 B1 & CN 1946582 A | 1-8            |

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 9 . 0 5 . 2 0 1 3

国際調査報告の発送日

1 1 . 0 6 . 2 0 1 3

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)

瀬川 裕

3 J

3 5 2 3

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