

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2019-105332

(P2019-105332A)

(43) 公開日 令和1年6月27日(2019.6.27)

|                                 |                |             |
|---------------------------------|----------------|-------------|
| (51) Int.Cl.                    | F 1            | テーマコード (参考) |
| <b>F 1 6 H 61/02 (2006.01)</b>  | F 1 6 H 61/02  | 3 J 5 5 2   |
| <b>F 1 6 H 61/66 (2006.01)</b>  | F 1 6 H 61/66  |             |
| <b>F 1 6 H 61/688 (2006.01)</b> | F 1 6 H 61/688 |             |
| <b>F 1 6 H 59/66 (2006.01)</b>  | F 1 6 H 59/66  |             |

審査請求 未請求 請求項の数 1 O L (全 14 頁)

|           |                              |          |                           |
|-----------|------------------------------|----------|---------------------------|
| (21) 出願番号 | 特願2017-239007 (P2017-239007) | (71) 出願人 | 000003207                 |
| (22) 出願日  | 平成29年12月13日 (2017.12.13)     |          | トヨタ自動車株式会社                |
|           |                              | (74) 代理人 | 110002147                 |
|           |                              |          | 特許業務法人酒井国際特許事務所           |
|           |                              | (72) 発明者 | 服部 邦雄                     |
|           |                              |          | 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 |
|           |                              | (72) 発明者 | 鷲尾 太一                     |
|           |                              |          | 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 |
|           |                              | (72) 発明者 | 嶋津 拓郎                     |
|           |                              |          | 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 |

最終頁に続く

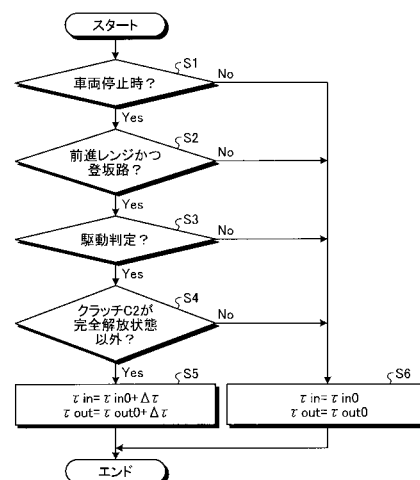
(54) 【発明の名称】 変速機の制御装置

(57) 【要約】

【課題】登坂路発進時に発生するベルト滑りの防止と燃費悪化の抑制とを両立することができる変速機の制御装置を提供すること。

【解決手段】トルクをギヤ機構を経由して出力軸に伝達する第1動力伝達経路と、トルクを無段変速機を経由して出力軸に伝達する第2動力伝達経路と、無段変速機と駆動輪との間に設けられ、第2動力伝達経路を係合または解放するクラッチと、を備えた変速機の制御装置において、前進レンジ選択時かつ停止時に登坂路であるとともに、正トルク状態であることを判断した場合、クラッチの係合状態を判断し、判断したクラッチの係合状態が、完全係合状態、係合過渡状態または解放過渡状態である場合は、無段変速機の推力比を入力トルクから算出された推力比より高い推力比とし、判断したクラッチの係合状態が完全解放状態である場合は、無段変速機の推力比を入力トルクから算出された推力比とする。

【選択図】 図4



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

トルクをギヤ機構を経由して出力軸に伝達する第 1 動力伝達経路と、  
トルクを無段変速機を経由して前記出力軸に伝達する第 2 動力伝達経路と、  
前記無段変速機と駆動輪との間に設けられ、前記第 2 動力伝達経路を係合または解放するクラッチと、  
を備えた変速機の制御装置において、  
前進レンジ選択時かつ停止時に登坂路であるとともに、正トルク状態であることを判断した場合、  
前記クラッチの係合状態を判断し、  
判断した前記クラッチの係合状態が、完全係合状態、係合過渡状態または解放過渡状態である場合は、前記無段変速機の推力比を入力トルクから算出された推力比より高い推力比とし、  
判断した前記クラッチの係合状態が完全解放状態である場合は、前記無段変速機の推力比を入力トルクから算出された推力比とすることを特徴とする変速機の制御装置。

10

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

本発明は、変速機の制御装置に関する。

## 【背景技術】

20

## 【0002】

特許文献 1 には、変速機の制御装置において、登坂路発進時は平路発進時よりもベルト式の無段変速機の推力比を高くすることで、車両がずり下がることにより発生するベルト滑りを防止することが開示されている。

## 【先行技術文献】

## 【特許文献】

## 【0003】

【特許文献 1】特開 2014-114856 号公報

## 【発明の概要】

## 【発明が解決しようとする課題】

30

## 【0004】

しかしながら、無段変速機と並列にギヤ機構による動力伝達経路を備える場合には、ギヤ機構による発進が考えられるため、登坂路発進時に常に無段変速機の推力比を高くすると、燃費が悪化するおそれがある。

## 【0005】

本発明は、上記課題に鑑みてなされたものであって、その目的は、登坂路発進時に発生するベルト滑りの防止と燃費悪化の抑制とを両立することができる変速機の制御装置を提供することである。

## 【課題を解決するための手段】

## 【0006】

40

上述した課題を解決し、目的を達成するために、本発明に係る変速機の制御装置は、トルクをギヤ機構を経由して出力軸に伝達する第 1 動力伝達経路と、トルクを無段変速機を経由して前記出力軸に伝達する第 2 動力伝達経路と、前記無段変速機と駆動輪との間に設けられ、前記第 2 動力伝達経路を係合または解放するクラッチと、を備えた変速機の制御装置において、前進レンジ選択時かつ停止時に登坂路であるとともに、正トルク状態であることを判断した場合、前記クラッチの係合状態を判断し、判断した前記クラッチの係合状態が、完全係合状態、係合過渡状態または解放過渡状態である場合は、前記無段変速機の推力比を入力トルクから算出された推力比より高い推力比とし、判断した前記クラッチの係合状態が完全解放状態である場合は、前記無段変速機の推力比を入力トルクから算出された推力比とすることを特徴とするものである。

50

## 【発明の効果】

## 【0007】

本発明に係る変速機の制御装置は、前進レンジの停止時に登坂路であるとともに、正トルク状態であることを判断した場合、クラッチの係合状態を判断し、クラッチが係合状態である場合には推力比を高くし、クラッチが完全解放状態である場合には推力比を高くしないため、登坂路発進時に発生するベルト滑りの防止と燃費悪化の抑制とを両立することができるという効果を奏する。

## 【図面の簡単な説明】

## 【0008】

【図1】図1は、実施形態に係る動力伝達装置を備えた車両の一例を示すスケルトン図である。

【図2】図2は、エンジンや無段変速機などを制御するために車両に設けられた制御システムの要部を説明するブロック線図である。

【図3】図3は、セカンダリプーリ側にのみセカンダリ圧センサが備えられている場合に、必要最小限の推力で目標の変速とベルト滑り防止とを両立するための制御構造を示すブロック図である。

【図4】図4は、実施形態に係る電子制御装置より実行される車両発進時の推力比選択制御の一例を示したフローチャートである。

【図5】図5は、実施形態に係る電子制御装置より実行される車両発進時の推力比選択制御の他例を示したフローチャートである。

## 【発明を実施するための形態】

## 【0009】

以下に、本発明に係る変速機の制御装置の一実施形態について説明する。なお、本実施形態により本発明が限定されるものではない。

## 【0010】

図1は、実施形態に係る動力伝達装置100を備えた車両V<sub>e</sub>の一例を示すスケルトン図である。図1に示すように、車両V<sub>e</sub>は、動力源としてエンジン1と動力伝達装置100とを備える。エンジン1はエンジン回転数N<sub>e</sub>に応じて所定の動力を出力する。エンジン1から出力された動力は、動力伝達装置100を構成する、トルクコンバータ2、入力軸3、前後進切替機構4、ベルト式の無段変速機であるCVT5またはギヤ機構6、出力軸7、カウンタギヤ機構8、デファレンシャルギヤ9、及び、駆動軸10を介して、駆動輪11に伝達される。CVT5の下流側には、エンジン1を駆動輪11から切り離すためのクラッチとしてクラッチC2が設けられている。クラッチC2を解放させることによって、CVT5と出力軸7との間がトルク伝達不能に遮断され、エンジン1に加えCVT5が駆動輪11から切り離される。

## 【0011】

具体的にトルクコンバータ2は、エンジン1に連結されたポンプインペラ2a、ポンプインペラ2aに対向して配置されたタービンランナ2b、及び、ポンプインペラ2aとタービンランナ2bとの間に配置されたステータ2cを備える。トルクコンバータ2の内部は作動流体としてのオイルで満たされている。ポンプインペラ2aはエンジン1のクランクシャフト1aと一体回転する。タービンランナ2bには、入力軸3が一体回転するように連結されている。トルクコンバータ2はロックアップクラッチを備え、その係合状態ではポンプインペラ2aとタービンランナ2bとが一体回転し、その解放状態ではエンジン1から出力された動力が作動流体を介してタービンランナ2bに伝達される。なお、ステータ2cは、一方向クラッチを介してケースなどの固定部に保持されている。

## 【0012】

また、ポンプインペラ2aには、ベルト機構などの伝動機構を介して、オイルポンプ41が連結されている。オイルポンプ41は、ポンプインペラ2aを介してクランクシャフト1aに連結され、エンジン1によって駆動される。なお、オイルポンプ41とポンプインペラ2aとが一体回転するように構成されてもよい。

## 【0013】

入力軸3は、前後進切替機構4に連結されている。前後進切替機構4は、エンジントルクを駆動輪11へ伝達する際、駆動輪11に作用するトルクの方向を前進方向と後進方向との間で切り替える。前後進切替機構4は、差動機構からなり、図1に示す例ではダブルピニオン型の遊星歯車機構によって構成されている。その前後進切替機構4は、サンギヤ4Sと、サンギヤ4Sに対して同心円上に配置されたリングギヤ4Rと、サンギヤ4Sに噛み合っている第1ピニオンギヤ4P<sub>1</sub>と、第1ピニオンギヤ4P<sub>1</sub>及びリングギヤ4Rに噛み合っている第2ピニオンギヤ4P<sub>2</sub>と、第1ピニオンギヤ4P<sub>1</sub>及び第2ピニオンギヤ4P<sub>2</sub>を自転可能かつ公転可能に保持しているキャリア4Cとを備えている。サンギヤ4Sには、ギヤ機構6の駆動ギヤ61が一体回転するように連結されている。キャリア4Cには、入力軸3が一体回転するように連結されている。

10

## 【0014】

また、サンギヤ4Sとキャリア4Cとを選択的に一体回転させるクラッチC1が設けられている。クラッチC1を係合させることによって、前後進切替機構4全体が一体回転する。さらに、リングギヤ4Rを選択的に回転不能に固定するブレーキB1が設けられている。クラッチC1及びブレーキB1は、油圧式である。

## 【0015】

例えば、クラッチC1を係合させ、かつブレーキB1を解放させると、サンギヤ4Sとキャリア4Cとが一体回転する。すなわち、入力軸3と駆動ギヤ61とが一体回転する。また、クラッチC1を解放させ、かつブレーキB1を係合させると、サンギヤ4Sとキャリア4Cとが逆方向に回転する。すなわち、入力軸3と駆動ギヤ61とは逆方向に回転する。

20

## 【0016】

車両Veにおいては、無段変速機であるCVT5と有段変速部であるギヤ機構6とが並列に設けられている。入力軸3と出力軸7との間の動力伝達経路として、ギヤ機構6を介する第1動力伝達経路と、CVT5を介する第2動力伝達経路とが、並列に形成されている。

## 【0017】

CVT5は、入力軸3と入力軸回転速度 $N_{in}$ で一体回転するプライマリプーリ51、セカンダリシャフト54と一体回転するセカンダリプーリ52、プライマリプーリ51及びセカンダリプーリ52に形成されたV溝に巻き掛けられたベルト53を備える。入力軸3はプライマリシャフトとなる。プライマリプーリ51及びセカンダリプーリ52のV溝幅を変化させることによってベルト53の巻き掛け径が変化するので、CVT5の変速比 $\gamma$ を連続的に変化させることができる。CVT5の変速比 $\gamma$ は、最大変速比 $\gamma_{max}$ （ギヤが最Low）から最小変速比 $\gamma_{min}$ （ギヤが最High）の範囲内で連続的に変化する。

30

## 【0018】

プライマリプーリ51は、入力軸3と一体化された固定シープ51a、入力軸3上で軸線方向に移動可能な可動シープ51b、及び、可動シープ51bに推力を付与するプライマリ圧シリンダ51cを備える。固定シープ51aのシープ面と可動シープ51bのシープ面とが対向して、プライマリプーリ51のV溝を形成する。プライマリ圧シリンダ51cは、可動シープ51bの背面側に配置されている。プライマリ圧シリンダ51cへ供給されるプライマリ圧 $P_{in}$ によって、可動シープ51bを固定シープ51a側へ移動させる推力が発生し、プライマリプーリ51に巻き掛けられたベルト53に対して挟持圧力を発生させる。

40

## 【0019】

セカンダリプーリ52は、セカンダリシャフト54と一体化された固定シープ52a、セカンダリシャフト54上で軸線方向に移動可能な可動シープ52b、及び可動シープ52bに推力を付与するセカンダリ圧シリンダ52cを備える。固定シープ52aのシープ面と可動シープ52bのシープ面とが対向して、セカンダリプーリ52のV溝を形成する

50

。セカンダリ圧シリンダ 5 2 c は、可動シープ 5 2 b の背面側に配置されている。セカンダリ圧シリンダ 5 2 c に供給されるセカンダリ圧  $P_{out}$  によって、可動シープ 5 2 b を固定シープ 5 2 a 側へ移動させる推力が発生し、セカンダリプーリ 5 2 に巻き掛けられたベルト 5 3 に対して挟持圧力を発生させる。

#### 【0020】

クラッチ C 2 は、セカンダリシャフト 5 4 と出力軸 7 との間に設けられており、出力軸 7 から C V T 5 を選択的に切り離すことができる。例えば、クラッチ C 2 を係合させると、C V T 5 と出力軸 7 との間が動力伝達可能に接続され、セカンダリシャフト 5 4 と出力軸 7 とが一体回転する。一方、クラッチ C 2 を解放させると、セカンダリシャフト 5 4 と出力軸 7 との間がトルク伝達不能に遮断され、エンジン 1 及び C V T 5 が駆動輪 1 1 から切り離される。

10

#### 【0021】

クラッチ C 2 は油圧式である。油圧アクチュエータによってクラッチ C 2 の係合要素同士が摩擦係合するように構成されている。そのため、クラッチ C 2 の係合要素同士を半係合状態として摩擦係合させると、クラッチ C 2 をスリップ状態にできる。この場合、C V T 5 と出力軸 7 との間を伝達するトルクが比較的小さくなる。

#### 【0022】

出力軸 7 には、出力ギヤ 7 a と従動ギヤ 6 3 とが一体回転するように取り付けられている。出力ギヤ 7 a は、減速機構であるカウンタギヤ機構 8 のカウンタドリブンギヤ 8 a と噛み合っている。カウンタギヤ機構 8 のカウンタドライブギヤ 8 b は、デファレンシャルギヤ 9 のリングギヤ 9 a と噛み合っている。デファレンシャルギヤ 9 には、左右の駆動輪 1 0 を介して左右の駆動輪 1 1 が連結されている。

20

#### 【0023】

ギヤ機構 6 は、前後進切替機構 4 のサンギヤ 4 S と一体回転する駆動ギヤ 6 1 と、カウンタギヤ機構 6 2 と、出力軸 7 と一体回転する従動ギヤ 6 3 とを含む。ギヤ機構 6 は減速機構であって、ギヤ機構 6 の変速比（ギヤ比）は、C V T 5 の最大変速比  $\gamma_{max}$  よりも大きい所定値に設定されている。車両 V e においては、発進時にエンジン 1 からギヤ機構 6 を介して駆動輪 1 1 にトルクを伝達可能に構成されている。ギヤ機構 6 は例えば発進ギヤとして機能する。

#### 【0024】

駆動ギヤ 6 1 は、カウンタギヤ機構 6 2 のカウンタドリブンギヤ 6 2 a と噛み合っている。カウンタギヤ機構 6 2 は、カウンタドリブンギヤ 6 2 a と、カウンタシャフト 6 2 b と、従動ギヤ 6 3 に噛み合っているカウンタドライブギヤ 6 2 c とを含む。カウンタシャフト 6 2 b には、カウンタドリブンギヤ 6 2 a が一体回転するように取り付けられている。カウンタシャフト 6 2 b は入力軸 3 及び出力軸 7 と平行に配置されている。カウンタドライブギヤ 6 2 c は、カウンタシャフト 6 2 b に対して相対回転可能に構成されている。

30

#### 【0025】

また、カウンタシャフト 6 2 b とカウンタドライブギヤ 6 2 c とを選択的に一体回転させる噛合式の係合装置であるドグクラッチ S 1 が設けられている。ドグクラッチ S 1 は、噛合式の第 1 係合要素 6 4 a 及び第 2 係合要素 6 4 b と、軸線方向に移動可能なスリーブ 6 4 c とを備える。第 1 係合要素 6 4 a は、カウンタシャフト 6 2 b にスプライン嵌合されたハブである。第 1 係合要素 6 4 a とカウンタシャフト 6 2 b とは一体回転する。第 2 係合要素 6 4 b は、カウンタドライブギヤ 6 2 c と一体回転するように連結されている。すなわち、第 2 係合要素 6 4 b はカウンタシャフト 6 2 b に対して相対回転する。スリーブ 6 4 c の内周面に形成されたスプライン歯が、第 1 係合要素 6 4 a 及び第 2 係合要素 6 4 b の外周面に形成されたスプライン歯と噛み合うことによって、ドグクラッチ S 1 は係合状態となる。ドグクラッチ S 1 を係合させることによって、駆動ギヤ 6 1 と従動ギヤ 6 3 との間がトルク伝達可能に接続される。第 2 係合要素 6 4 b とスリーブ 6 4 c との噛み合いが解除されることによって、ドグクラッチ S 1 は解放状態となる。ドグクラッチ S 1 を解放させることによって、駆動ギヤ 6 1 と従動ギヤ 6 3 との間はトルク伝達不能に遮断

40

50

される。また、ドグクラッチ S 1 は、油圧式であり、油圧アクチュエータによってスリーブ 6 4 c が軸線方向に移動する。

#### 【0026】

このように構成される車両 V e では、電子制御装置 1 1 0（図 2 参照）によって制御されて、クラッチ C 1 を係合状態とし、クラッチ C 2 を解放状態とすることにより、入力軸 3 の動力がギヤ機構 6 を介して出力軸 7 に伝達され、C V T 5 は動力伝達を行わない。この状態をギヤ走行モードと呼ぶ。一方、電子制御装置 1 1 0 によって制御されて、クラッチ C 2 を係合状態とし、クラッチ C 1 を解放状態とすることにより、入力軸 3 の動力が C V T 5 を介して出力軸 7 に伝達され、ギヤ機構 6 には動力伝達を行わない。この状態をベルト走行モードと呼ぶ。

10

#### 【0027】

図 2 は、エンジン 1 や C V T 5 など制御するために車両 V e に設けられた制御系統の要部を説明するブロック線図である。図 2 において、車両 V e には、例えば C V T 5 の変速制御などに関連する変速機の制御装置としての機能を有する電子制御装置 1 1 0 が備えられている。電子制御装置 1 1 0 は、例えば C P U、R A M、R O M、入出力インターフェース等を備えた所謂マイクロコンピュータを含んで構成されており、C P U は R A M の一時記憶機能を利用しつつ予め R O M に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車両 V e の各種制御を実行する。例えば、電子制御装置 1 1 0 は、エンジン 1 の出力制御や C V T 5 の変速制御やベルト挟圧力制御などを実行するようになっている。

#### 【0028】

20

電子制御装置 1 1 0 には、エンジン回転速度センサ 1 2 0 により検出されたクランクシャフト 1 a の回転角度（位置） $A_{C R}$  及びエンジン 1 の回転速度（エンジン回転速度） $N_E$  を表す信号、タービン回転速度センサ 1 2 1 により検出された入力軸 3（タービン軸）の回転速度（タービン回転速度） $N_T$  を表す信号、入力軸回転速度センサ 1 2 2 により検出された C V T 5 の入力回転速度である入力軸回転速度  $N_{i n}$  を表す信号、出力軸回転速度センサ 1 2 3 により検出された車速 V に対応する C V T 5 の出力回転速度である出力軸回転速度  $N_{o u t}$  を表す信号、スロットルセンサ 1 2 4 により検出された電子スロットル弁のスロットル弁開度  $\theta_{T H}$  を表す信号、アクセル開度センサ 1 2 5 により検出された運転者の加速要求量としてのアクセルペダルの操作量であるアクセル開度  $A_{C C}$  を表す信号、フットブレーキスイッチ 1 2 6 により検出された常用ブレーキであるフットブレーキが操作された状態を示すブレーキオン  $B_{O N}$  を表す信号、レバーポジションセンサ 1 2 7 により検出されたシフトレバーのレバーポジション（操作位置） $P_{S H}$  を表す信号、セカンダリ圧センサ 1 2 8 により検出されたセカンダリプーリ 5 2 への供給油圧であるセカンダリ圧  $P_{o u t}$  を表す信号、加速度センサ 1 2 9 により検出された車両 V e の前後方向の加速度を表す信号などが、それぞれ供給される。なお、電子制御装置 1 1 0 は、例えば、出力軸回転速度  $N_{o u t}$  と入力軸回転速度  $N_{i n}$  とに基づいて C V T 5 の実変速比  $\gamma$  ( $= N_{i n} / N_{o u t}$ ) を逐次算出する。

30

#### 【0029】

また、電子制御装置 1 1 0 からは、エンジン 1 の出力制御のためのエンジン出力制御指令信号  $S_E$  や、C V T 5 の変速に関する油圧制御のための油圧制御指令信号  $S_{C V T}$  などが、それぞれ出力される。具体的には、エンジン出力制御指令信号  $S_E$  として、スロットルアクチュエータ 1 3 0 を駆動して電子スロットル弁の開閉を制御するためのスロットル信号や、燃料噴射装置 1 3 1 から噴射される燃料の量を制御するための噴射信号や、点火装置 1 3 2 によるエンジン 1 の点火時期を制御するための点火時期信号などが出力される。また、油圧制御指令信号  $S_{C V T}$  としては、プライマリ圧  $P_{i n}$  を調圧するリニアソレノイド弁 S L P（図 1 参照）を駆動するための指令信号や、セカンダリ圧  $P_{o u t}$  を調圧するリニアソレノイド弁 S L S（図 1 参照）を駆動するための指令信号などが、油圧制御回路 1 4 0 へ出力される。

40

#### 【0030】

油圧制御回路 1 4 0 において、例えばリニアソレノイド弁 S L P により調圧されるプラ

50

イマリ圧  $P_{in}$  及びリニアソレノイド弁  $SLS$  により調圧されるセカンダリ圧  $P_{out}$  は、ベルト滑りを発生させず且つ不必要に大きくならないベルト挟圧力を、プライマリプーリ 51 及びセカンダリプーリ 52 に発生させるように制御される。また、プライマリ圧  $P_{in}$  とセカンダリ圧  $P_{out}$  との相互関係で、プライマリプーリ 51 及びセカンダリプーリ 52 の推力比  $\tau (=W_{out}/W_{in})$  が変更されることにより  $CVT5$  の変速比  $\gamma$  が変更される。例えば、その推力比  $\tau$  が大きくされるほど変速比  $\gamma$  が大きくされる（すなわち  $CVT5$  はダウンシフトされる）。

#### 【0031】

図 3 は、セカンダリプーリ 52 側にのみセカンダリ圧センサ 128 が備えられている場合に、必要最小限の推力で目標の変速とベルト滑り防止とを両立するための制御構造を示すブロック図である。図 3 において、目標変速比  $\gamma^*$  及び  $CVT5$  の入力トルク  $T_{in}$  が、電子制御装置 110 により逐次算出される。

#### 【0032】

図 3 のブロック B1 及びブロック B2 において、電子制御装置 110 は、例えば実変速比  $\gamma$  と  $CVT5$  の入力トルク  $T_{in}$  とに基づいて滑り限界推力  $W_{lmt}$  を算出する。具体的には、電子制御装置 110 は、下記 (1) 式及び下記 (2) 式からプライマリプーリ 51 の入力トルクとしての  $CVT5$  の入力トルク  $T_{in}$ 、セカンダリプーリ 52 の入力トルクとしての  $CVT5$  の出力トルク  $T_{out}$ 、プライマリプーリ 51 及びセカンダリプーリ 52 のシーブ角  $\alpha$ 、プライマリプーリ 51 側の所定のエレメント・プーリ間摩擦係数  $\mu_{in}$ 、セカンダリプーリ 52 側の所定のエレメント・プーリ間摩擦係数  $\mu_{out}$ 、実変速比  $\gamma$  から一意的に算出されるプライマリプーリ 51 側のベルト掛かり径  $R_{in}$ 、実変速比  $\gamma$  から一意的に算出されるセカンダリプーリ 52 側のベルト掛かり径  $R_{out}$  に基づいて、セカンダリプーリ側滑り限界推力  $W_{outlmt}$  及びプライマリプーリ側滑り限界推力  $W_{inlmt}$  をそれぞれ算出する。なお、 $T_{out} = \gamma \times T_{in} = (R_{out}/R_{in}) \times T_{in}$  としている。

#### 【0033】

$$\begin{aligned} W_{outlmt} &= (T_{out} \times \cos \alpha) / (2 \times \mu_{out} \times R_{out}) \\ &= (T_{in} \times \cos \alpha) / (2 \times \mu_{out} \times R_{in}) \quad \dots (1) \end{aligned}$$

#### 【0034】

$$W_{inlmt} = (T_{in} \times \cos \alpha) / (2 \times \mu_{in} \times R_{in}) \quad \dots (2)$$

#### 【0035】

図 3 のブロック B3 及びブロック B6 において、電子制御装置 110 は、例えばプライマリプーリ側滑り限界推力  $W_{inlmt}$  に対応するセカンダリバランス推力  $W_{outbl}$ 、及び目標セカンダリ推力  $W_{out}^*$  に対応するプライマリバランス推力  $W_{inbl}$  をそれぞれ算出する。

#### 【0036】

具体的には、電子制御装置 110 は、目標変速比  $\gamma^*$  をパラメータとして、プライマリ側安全率  $SF_{in} (=W_{in}/W_{inlmt})$  の逆数  $SF_{in}^{-1} (=W_{inlmt}/W_{in})$  と、プライマリプーリ 51 側に対応するセカンダリプーリ 52 側の推力を算出するときの推力比  $\tau_{in}$  と、の予め実験的に求められて記憶された関係（推力比マップ）から、逐次算出される目標変速比  $\gamma^*$  及びプライマリ側安全率の逆数  $SF_{in}^{-1}$  に基づいて推力比  $\tau_{in}$  を算出する。

#### 【0037】

そして、電子制御装置 110 は、下記 (3) 式からプライマリプーリ側滑り限界推力  $W_{inlmt}$  及び推力比  $\tau_{in}$  に基づいて、セカンダリバランス推力  $W_{outbl}$  を算出する。

#### 【0038】

$$W_{outbl} = W_{inlmt} \times \tau_{in} \quad \dots (3)$$

#### 【0039】

また、電子制御装置 110 は、目標変速比  $\gamma^*$  をパラメータとして、セカンダリ側安全

10

20

30

40

50

率  $S_{Fout}$  ( $=W_{out}/W_{out\ lmt}$ ) の逆数  $S_{Fout}^{-1}$  ( $=W_{out\ lmt}/W_{out}$ ) と、セカンダリプーリ 52 側に対応するプライマリプーリ 51 側の推力を算出するときの推力比  $\tau_{out}$  と、の予め実験的に求められて記憶された関係 (推力比マップ) から、逐次算出される目標変速比  $\gamma^*$  及びセカンダリ側安全率の逆数  $S_{Fout}^{-1}$  に基づいて推力比  $\tau_{out}$  を算出する。

【0040】

そして、電子制御装置 110 は、下記 (4) 式から目標セカンダリ推力  $W_{out}^*$  及び推力比  $\tau_{out}$  に基づいて、プライマリバランス推力  $W_{inbl}$  を算出する。

【0041】

$$W_{inbl} = W_{out}^* / \tau_{out} \quad \dots (4)$$

10

【0042】

なお、被駆動時には入力トルク  $T_{in}$  や出力トルク  $T_{out}$  が負の値となることから、各安全率の逆数  $S_{Fin}^{-1}$ ,  $S_{Fout}^{-1}$  も被駆動時には負の値となる。また、この逆数  $S_{Fin}^{-1}$ ,  $S_{Fout}^{-1}$  は、逐次算出されても良いが、安全率  $S_{Fin}$ ,  $S_{Fout}$  に所定値を各々設定するならばその逆数を設定しても良い。

【0043】

図 3 のブロック B4 及びブロック B7 において、電子制御装置 110 は、例えばセカンダリプーリ 52 側にて目標の変速を実現する場合のセカンダリプーリ側換算の差推力  $\Delta W$  としてのセカンダリ変速差推力  $\Delta W_{out}$ 、及びプライマリプーリ 51 側にて目標の変速を実現する場合のプライマリプーリ側換算の差推力  $\Delta W$  としてのプライマリ変速差推力  $\Delta W_{in}$  を算出する。

20

【0044】

具体的には、電子制御装置 110 は、セカンダリ側目標変速速度 ( $dX_{out}/dN_{elmout}$ ) とセカンダリ変速差推力  $\Delta W_{out}$  との予め実験的に求められて記憶された関係 (差推力マップ) から、逐次算出されるセカンダリ側目標変速速度 ( $dX_{out}/dN_{elmout}$ ) に基づいてセカンダリ変速差推力  $\Delta W_{out}$  を算出する。また、電子制御装置 110 は、プライマリ側目標変速速度 ( $dX_{in}/dN_{elmin}$ ) とプライマリ変速差推力  $\Delta W_{in}$  との予め実験的に求められて記憶された関係 (差推力マップ) から、逐次算出されるプライマリ側目標変速速度 ( $dX_{in}/dN_{elmin}$ ) に基づいてプライマリ変速差推力  $\Delta W_{in}$  を算出する。

30

【0045】

ここで、ブロック B3 及びブロック B4 における演算では、推力比マップや差推力マップなどの予め実験的に求められて設定された物理特性図を用いる。そのため、油圧制御回路 140 等の個体差によりセカンダリバランス推力  $W_{outbl}$  やセカンダリ変速差推力  $\Delta W_{out}$  の算出結果には、物理特性に対するばらつきが存在する。そこで、このような物理特性に対するばらつきを考慮する場合、電子制御装置 110 は、例えばプライマリプーリ側滑り限界推力  $W_{inlmt}$  に基づくセカンダリプーリ 52 側の推力 (セカンダリバランス推力  $W_{outbl}$  やセカンダリ変速差推力  $\Delta W_{out}$ ) の算出に関わる物理特性に対するばらつき分に対応する所定推力である制御マージン  $W_{mgn}$  を、セカンダリプーリ 52 側の推力の算出に先立って、プライマリプーリ側滑り限界推力  $W_{inlmt}$  に加算する。したがって、上記物理特性に対するばらつきを考慮する場合、ブロック B3 において電子制御装置 110 は、例えば上記 (3) 式に替えて、下記 (3)' 式から制御マージン  $W_{mgn}$  が加算されたプライマリプーリ側滑り限界推力  $W_{inlmt}$  及び推力比  $\tau_{in}$  に基づいて、セカンダリバランス推力  $W_{outbl}$  を算出する。

40

【0046】

$$W_{outbl} = (W_{inlmt} + W_{mgn}) \times \tau_{in} \quad \dots (3)'$$

【0047】

なお、制御マージン  $W_{mgn}$  は、例えば予め実験的に求められて設定された一定値 (設計値) であるが、定常状態 (変速比一定状態) よりも過渡状態 (変速中) の方がばらつき要因 (推力比マップや差推力マップなどの物理特性図) を多く用いるので、大きい値に設

50

定されている。また、上記算出に関わる物理特性に対するばらつき分は、例えば各リニアソレノイド弁 S L P, S L S への各制御電流に対する制御油圧のばらつき、その制御電流を出力する駆動回路のばらつき、制御油圧に対するプライマリ圧 P i n やセカンダリ圧 P o u t のばらつきなどのプリー圧の油圧指令値に対する実油圧のずれ分（油圧ばらつき分、油圧制御上のばらつき分）とは異なるものである。

#### 【0048】

この油圧ばらつき分は、油圧制御回路 140 などのハードユニットによっては比較的大きな値となるが、上記算出に関わる物理特性に対するばらつき分は、上記油圧ばらつき分と比べて極めて小さな値である。そのため、制御マージン W m g n をプライマリプリー側滑り限界推力 W i n l m t に加算することは、プリー圧の油圧指令値に対して実プリー圧がどんなにばらついても目標のプリー圧が得られるように、その油圧指令値に制御上のばらつき分を上乗せすることに比べ、燃費の悪化が抑制される。また、ブロック B 6 及び B 7 における演算では、目標セカンダリ推力 W o u t \* を基にするので、ここでは演算に先立って制御マージン W m g n を目標セカンダリ推力 W o u t \* に加算することについては実行しない。

#### 【0049】

また、電子制御装置 110 は、例えばプライマリプリー 51 側のベルト滑りを防止するために必要なセカンダリ推力として、セカンダリバランス推力 W o u t b l にセカンダリ変速差推力  $\Delta W o u t$  を加算したセカンダリプリー側変速制御推力 W o u t s h (= W o u t b l +  $\Delta W o u t$ ) を算出する。そして、図 3 のブロック B 5 において、電子制御装置 110 は、セカンダリプリー側滑り限界推力 W o u t l m t とセカンダリプリー側変速制御推力 W o u t s h とのうちの大きい方を、目標セカンダリ推力 W o u t \* として選択する。

#### 【0050】

また、電子制御装置 110 は、例えばプライマリバランス推力 W i n b l にプライマリ変速差推力  $\Delta W i n$  を加算してプライマリプリー側変速制御推力 W i n s h (= W i n b l +  $\Delta W i n$ ) を算出する。

#### 【0051】

また、図 3 のブロック B 8 において、電子制御装置 110 は、例えば下記 (5) 式に示すような予め求められて設定されたフィードバック制御式を用いて、実変速比  $\gamma$  を目標変速比  $\gamma^*$  と一致させるためのフィードバック制御量 (F B 制御補正量) W i n f b を算出する。なお、下記 (5) 式において、 $\Delta \gamma$  は目標変速比  $\gamma^*$  と実変速比  $\gamma$  との変速比偏差 (=  $\gamma^* - \gamma$ )、K P は所定の比例定数、K I は所定の積分定数、K D は所定の微分定数である。

#### 【0052】

$$W i n f b = K P \times \Delta \gamma + K I \times \left( \int \Delta \gamma d t \right) + K D \times \left( d \Delta \gamma / d t \right) \cdots (5)$$

#### 【0053】

そして、電子制御装置 110 は、例えばプライマリプリー側変速制御推力 W i n s h に対して、変速比偏差  $\Delta \gamma$  に基づいたフィードバック制御により補正した値 (= W i n s h + W i n f b) を目標プライマリ推力 W i n \* として設定する。

#### 【0054】

このように、図 3 のブロック B 1 ~ B 5 は、目標セカンダリ推力 W o u t \* を設定するセカンダリ側目標推力演算部 150 として機能する。また、図 3 のブロック B 6 ~ B 8 は、目標プライマリ推力 W i n \* を設定するプライマリ側目標推力演算部 152 として機能する。

#### 【0055】

図 3 のブロック B 9 及びブロック B 10 において、電子制御装置 110 は、例えば目標推力を目標プリー圧に変換する。具体的には、電子制御装置 110 は、目標セカンダリ推力 W o u t \* 及び目標プライマリ推力 W i n \* を、セカンダリ圧シリンダ 52 c 及びプライマリ圧シリンダ 51 c の各受圧面積に基づいて目標セカンダリ圧 P o u t \* (= W o u

$t^*$  / セカンダリ圧シリンダ 52c の受圧面積) 及び目標プライマリ圧  $P_{in}^*$  ( $=W_{in}^* /$  プライマリ圧シリンダ 51c の受圧面積) に各々変換し、セカンダリ指示圧  $P_{out\_tgt}$  及びプライマリ指示圧  $P_{in\_tgt}$  を設定する。

#### 【0056】

電子制御装置 110 は、例えば目標プライマリ圧  $P_{in}^*$  及び目標セカンダリ圧  $P_{out}^*$  が得られるように、油圧制御指令信号  $S_{CVT}$  としてプライマリ指示圧  $P_{in\_tgt}$  及びセカンダリ指示圧  $P_{out\_tgt}$  を油圧制御回路 140 へ出力する。油圧制御回路 140 は、その油圧制御指令信号  $S_{CVT}$  に従って、リニアソレノイド弁  $SLP$  を作動させてプライマリ圧  $P_{in}$  を調圧するとともに、リニアソレノイド弁  $SLS$  を作動させてセカンダリ圧  $P_{out}$  を調圧する。

10

#### 【0057】

ここで、車両  $Ve$  の登坂路発進時にずり下がりが発生すると、通常の駆動状態とは異なり、駆動輪 11 の後進方向の回転がセカンダリプーリ 52 に伝達される。そのため、ベルト 53 からセカンダリプーリ 52 には前進方向のトルクが入力されるにも関わらず、セカンダリプーリ 52 は後進方向に回転する状態である逆駆動状態となり、ベルト滑りが発生することが懸念される。したがって、ずり下がり時のベルト滑りを抑制するためには、ベルト挟圧力を増加させる必要があるが、不必要にベルト挟圧力の増加を行うと、効率の低下(燃費の悪化)やベルト 53 の耐久性の悪化に繋がる。

#### 【0058】

図 4 は、実施形態に係る電子制御装置 110 より実行される車両発進時の推力比選択制御の一例を示したフローチャートである。

20

#### 【0059】

まず、図 4 に示すように、電子制御装置 110 は、車両停止時であるかを判断する(ステップ  $S1$ )。すなわち、電子制御装置 110 は、例えば出力軸回転速度センサ 123 により検出された出力軸回転速度  $N_{out}$  などから求まる車速  $V$  が、零であるかを判定することによって、車両停止時であるかを判断する。

#### 【0060】

車両停止時ではないと判断した場合(ステップ  $S1$  で  $No$ )、電子制御装置 110 は、ステップ  $S6$  にて、プライマリプーリ 51 側に対応するセカンダリプーリ 52 側の推力を算出するときの推力比  $\tau_{in}$  を、 $CVT5$  の入力トルク  $T_{in}$  の推定値から算出した推力比  $\tau_{in0}$  に設定し( $\tau_{in} = \tau_{in0}$ )、セカンダリプーリ 52 側に対応するプライマリプーリ 51 側の推力を算出するときの推力比  $\tau_{out}$  を、 $CVT5$  への入力トルク  $T_{in}$  の推定値から算出した推力比  $\tau_{out0}$  に設定して( $\tau_{out} = \tau_{out0}$ )、一連の制御を終了する。

30

#### 【0061】

一方、車両停止時であると判断した場合(ステップ  $S1$  で  $Yes$ )、電子制御装置 110 は、前進レンジかつ登坂路であるかを判断する(ステップ  $S2$ )。すなわち、電子制御装置 110 は、レバーポジションセンサ 127 により検出されるレバーポジション  $P_{SH}$  から前進レンジであるかを判定し、加速度センサ 129 により検出される車両停止時の検出値(重力加速度の車両前後方向の成分の大きさ)に基づいて登坂路であるかを判定することによって、前進レンジかつ登坂路であるかを判断する。

40

#### 【0062】

前進レンジかつ登坂路ではないと判断した場合(ステップ  $S2$  で  $No$ )、電子制御装置 110 は、ステップ  $S6$  にて、推力比  $\tau_{in}$  を推力比  $\tau_{in0}$  に設定し( $\tau_{in} = \tau_{in0}$ )、推力比  $\tau_{out}$  を推力比  $\tau_{out0}$  に設定して( $\tau_{out} = \tau_{out0}$ )、一連の制御を終了する。

#### 【0063】

一方、前進レンジかつ登坂路であると判断した場合(ステップ  $S2$  で  $Yes$ )、電子制御装置 110 は、駆動判定であるかを判断する(ステップ  $S3$ )。なお、電子制御装置 110 は、例えば  $CVT5$  への入力トルク  $T_{in}$  の推定値が、正ならば駆動判定とし、負な

50

らば被駆動判定とする。

【0064】

駆動判定ではないと判断した場合（ステップS3でNo）、電子制御装置110は、ステップS6にて、推力比 $\tau_{in}$ を推力比 $\tau_{in0}$ に設定し（ $\tau_{in} = \tau_{in0}$ ）、推力比 $\tau_{out}$ を推力比 $\tau_{out0}$ に設定して（ $\tau_{out} = \tau_{out0}$ ）、一連の制御を終了する。なお、この際、被駆動判定されているため、推力比 $\tau_{in}$ 、 $\tau_{out}$ は、すでに被駆動推力比が算出されており、補正する必要はない。

【0065】

一方、駆動判定であると判断した場合（ステップS3でYes）、電子制御装置110は、クラッチC2が完全解放状態以外であるかを判断する（ステップS4）。そして、クラッチC2が完全解放以外ではないと判断した場合（ステップS4でNo）、ギヤ走行モードによる登坂路発進となるため、電子制御装置110は、ステップS6にて、推力比 $\tau_{in}$ を推力比 $\tau_{in0}$ に設定し（ $\tau_{in} = \tau_{in0}$ ）、推力比 $\tau_{out}$ を推力比 $\tau_{out0}$ に設定して（ $\tau_{out} = \tau_{out0}$ ）、推力比 $\tau_{in}$ 、 $\tau_{out}$ を通常の推力比算出方法よりも被駆動寄りの推力比設定とし、一連の制御を終了する。

【0066】

一方、ステップS4にて、クラッチC2が完全解放以外であると判断した場合（ステップS4でYes）、ベルト走行モードによる登坂路発進となるため、ステップS5にて、電子制御装置110は、推力比 $\tau_{in}$ を推力比 $\tau_{in0}$ に推力比の補正量 $\Delta\tau$ を足したものに設定し（ $\tau_{in} = \tau_{in0} + \Delta\tau$ ）、推力比 $\tau_{out}$ を推力比 $\tau_{out0}$ に推力比の補正量 $\Delta\tau$ を足したものに設定して（ $\tau_{out} = \tau_{out0} + \Delta\tau$ ）、一連の制御を終了する。この際、クラッチC2の完全係合だけではなく、クラッチC2の係合過渡及びクラッチC2の解放過渡のときも対象とすることによって、確実にベルトトルク容量を確保することができる。

【0067】

このように、電子制御装置110は、車両停止時に前進レンジかつ登坂路であるとともに、駆動判定（正トルク状態）であることを判断した場合、クラッチC2の係合状態を判断する。そして、電子制御装置110は、判断したクラッチC2の係合状態が、完全係合状態、係合過渡状態または解放過渡状態である完全解放状態以外の場合、CVT5の推力比 $\tau_{in}$ 、 $\tau_{out}$ を入力トルク $T_{in}$ から算出された推力比 $\tau_{in0}$ 、 $\tau_{out0}$ よりも高い推力比とし、言い換えれば、CVT5の変速比 $\gamma$ を入力トルク $T_{in}$ から算出された変速比よりも高い変速比とする。また、電子制御装置110は、判断したクラッチC2の係合状態が完全解放状態である場合、CVT5の推力比 $\tau_{in}$ 、 $\tau_{out}$ を入力トルク $T_{in}$ から算出された推力比 $\tau_{in0}$ 、 $\tau_{out0}$ とし、言い換えれば、CVT5の変速比 $\gamma$ を入力トルク $T_{in}$ から算出された変速比とする。これにより、クラッチC2が完全解放状態である場合には、CVT5の変速比を高くしない（通常の変速比設定にする）ため、不要な領域での燃費悪化を避けることができる。また、クラッチC2が完全解放状態以外である場合には、CVT5の変速比を高くする（通常の変速比設定よりも被駆動寄りの設定にする）ことによって、確実にベルトトルク容量と変速追従性とを確保することができる。よって、登坂路発進時に発生するベルト滑りの防止と燃費悪化の抑制とを両立することができる。

【0068】

図5は、実施形態に係る電子制御装置110より実行される車両発進時の推力比選択制御の他例を示したフローチャートである。なお、図5に示したフローチャートにおいては、ステップS11～S14、及び、ステップS16での処理内容が、図4に示したフローチャートにおけるステップS1～S4、及び、ステップS6での処理内容と同じため、その説明は省略する。

【0069】

図5に示したフローチャートでは、ステップS14にて、クラッチC2が完全解放状態以外であると判断された場合（ステップS14でYes）、電子制御装置110は、ステ

ップ S 1 5 にて、推力比  $\tau_{in}$ 、 $\tau_{out}$  を、強制的に入力トルク  $T_{in}$  を負の値に読み替えるなどして、被駆動推力比に直接設定する（ $\tau_{in}$  = 被駆動推力比、 $\tau_{out}$  = 被駆動推力比）。

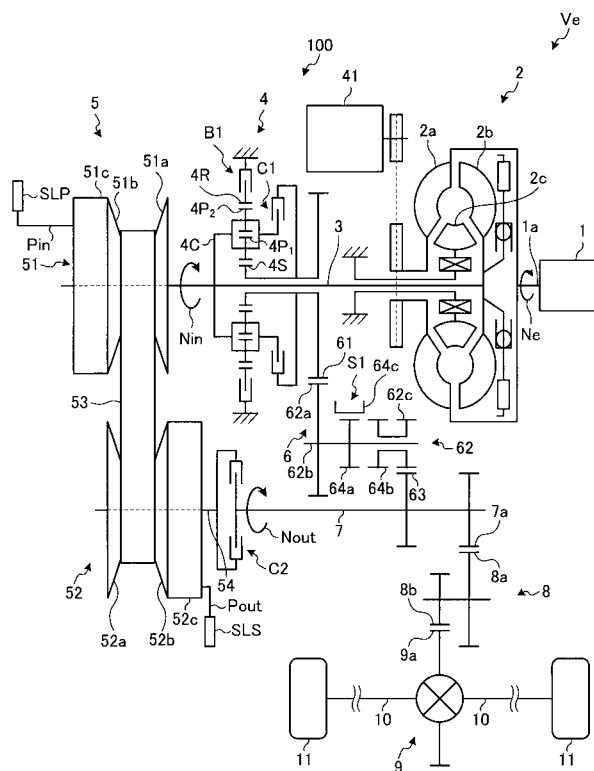
【符号の説明】

【0070】

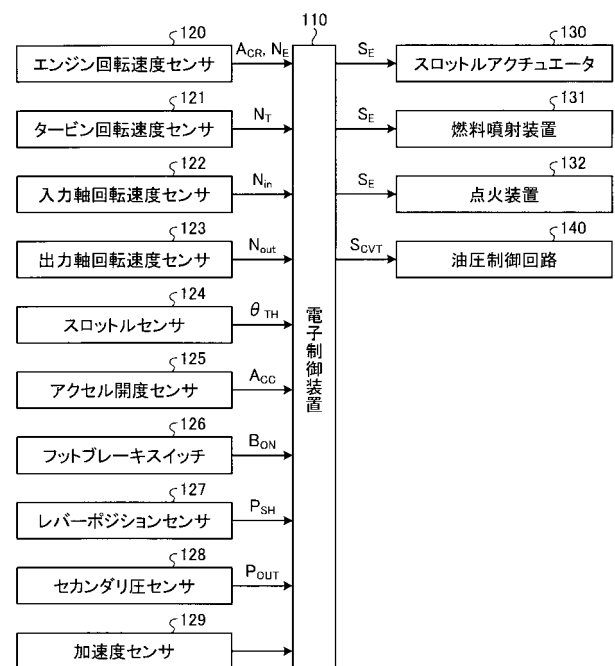
- 3 入力軸
- 5 C V T
- 6 ギヤ機構
- 7 出力軸
- 1 1 駆動輪
- 5 1 プライマリプーリ
- 5 2 セカンダリプーリ
- 1 1 0 電子制御装置
- 1 2 3 出力軸回転速度センサ
- 1 2 7 レバーポジションセンサ
- 1 2 8 セカンダリ圧センサ
- 1 2 9 加速度センサ
- 1 4 0 油圧制御回路
- C 2 クラッチ

10

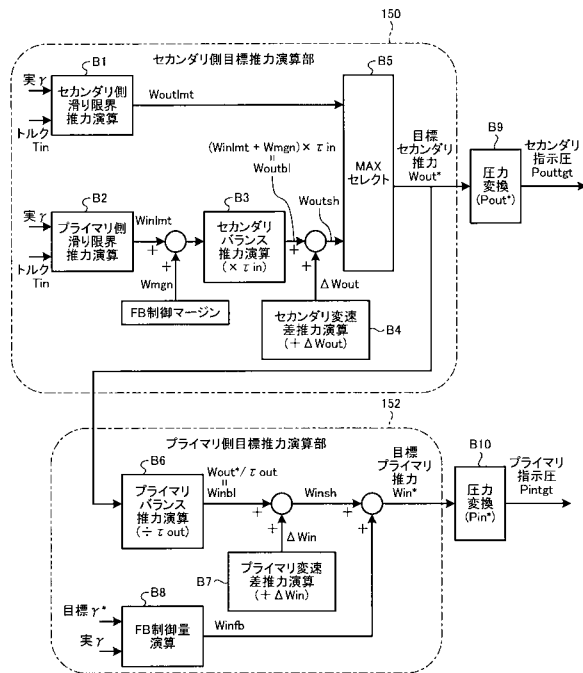
【図 1】



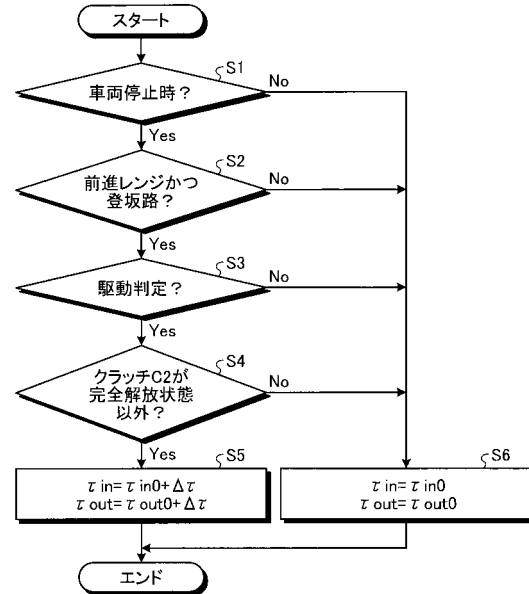
【図 2】



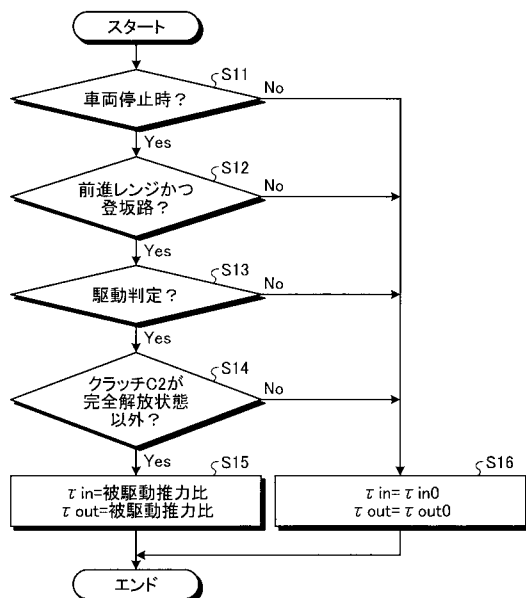
【図 3】



【図 4】



【図 5】



---

フロントページの続き

Fターム(参考) 3J552 MA07 MA12 MA29 NA01 NB01 PA12 PA59 RA02 RB17 RB22  
SA36 SB02 VA32W VA37W