

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3960165号
(P3960165)

(45) 発行日 平成19年8月15日(2007.8.15)

(24) 登録日 平成19年5月25日(2007.5.25)

(51) Int. Cl.		F I
F 1 6 H 61/12	(2006.01)	F 1 6 H 61/12
F 1 6 H 59/10	(2006.01)	F 1 6 H 59:10
F 1 6 H 59/70	(2006.01)	F 1 6 H 59:70
F 1 6 H 59/72	(2006.01)	F 1 6 H 59:72
F 1 6 H 61/664	(2006.01)	F 1 6 H 101:04

請求項の数 5 (全 18 頁)

(21) 出願番号	特願2002-245210 (P2002-245210)
(22) 出願日	平成14年8月26日(2002.8.26)
(65) 公開番号	特開2004-84759 (P2004-84759A)
(43) 公開日	平成16年3月18日(2004.3.18)
審査請求日	平成17年5月26日(2005.5.26)

(73) 特許権者	000003997 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(74) 代理人	100119644 弁理士 綾田 正道
(72) 発明者	城 新一郎 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
(72) 発明者	川邊 武俊 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
審査官	藤田 和英

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 無段変速機の変速制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

同軸配置した入出力ディスク間で油の剪断力により動力伝達を行うパワーローラを背面支持するトラニオンを備え、該トラニオンを油圧アクチュエータによりトラニオンの傾転軸方向へオフセットさせることでトラニオンを傾転させ、パワーローラと入出力ディスクとの接点を移動させることにより無段変速を行うトロイダル伝導ユニットと、

前記トロイダル伝導ユニットと駆動源との間に配置された前後進切換装置と、

前記オフセットに対して車両の前進時と車両の後進時における前記トラニオンの傾転方向の違いを補正して、前進時において変速アクチュエータに対する変速比の特性が安定となるように、前記油圧アクチュエータへ油を供給し、前進時と後進時とで変速制御油圧系を兼用した変速制御油圧系と、

を備えた無段変速機の変速制御装置において、

目標変速比を設定する目標変速比設定手段と、

変速比を検出または推定する変速比検出手段と、

車両の前後進を検出または推定する前後進検出手段と、

前記変速アクチュエータの最大駆動速度を推定する駆動速度推定手段と、

検出された変速比を電子的にフィードバックして、前記目標変速比と前記変速比との偏差に応じて、該偏差を補償するように変速アクチュエータの駆動指令値を演算する通常時制御手段と、

前記目標変速比と前記変速比との偏差の補償が、前記通常時制御手段により補償可能か

10

20

どうかを判断する補償判断手段と、

該補償判断手段により前記偏差の補償ができないと判断したときは、変速アクチュエータの駆動指令値を、変速比が減速側に変速すると共に、トラニオン変位がトラニオンオフセット方向のストッパに当たらない値とする異常時制御手段と、
を設け、

前記補償判断手段は、後進が検出され、かつ、変速アクチュエータの最大駆動速度が所定値以下の時は、目標変速比と変速比との偏差が補償できないと判断し、前記異常時制御手段で演算する変速アクチュエータの駆動指令値は、後進時に、変速比が減速側に変速すると共に、トラニオンがトラニオンオフセット方向のストッパに当たらない値とすることを特徴とする無段変速機の変速制御装置。

10

【請求項2】

請求項1に記載の無段変速機構の変速制御装置において、

運転者の操作するシフトレバーのシフト位置を検出するシフト位置検出手段を設けて、先ず前記シフト位置から前進か後進かを推定し、

該推定後、前記前後進検出手段は、変速比が、通常制御時に取りうる目標変速比に対する増速比側への変速比のずれ量（以下、正常時偏差と記載する）の最大値よりも増速側となった場合に、車両が前進していると推定しているときは後進と判断を切り換え、車両が後進していると推定しているときは前進と判断を切り換えることを特徴とする無段変速機の変速制御装置。

【請求項3】

請求項2に記載の無段変速機の変速制御装置において、

前記前後進検出手段は、先ず車両が後進していると推定し、該推定後に、変速比が、通常制御時に取りうる目標変速比に対する増速比側への正常時偏差の最大値よりも増速側となった場合に、車両が前進していると推定しているときは後進と判断を切り換え、車両が後進していると推定しているときは前進と判断を切り換えることを特徴とする無段変速機の変速制御装置。

20

【請求項4】

請求項2又は3のいずれかに記載の無段変速機の変速制御装置において、

前記正常時偏差の最大値を、前記トロイダル伝導ユニットに入力軸トルクが作用することによる変速比のずれ（以下、トルクシフトと記載する）と、変速比検出誤差の最大値と

30

に応じて、設定することを特徴とする無段変速機の変速制御装置。

【請求項5】

請求項1ないし4のいずれかに記載の無段変速機の変速制御装置において、

前記トロイダル伝導ユニットの油温を検出又は推定する油温検出手段を設け、前記駆動速度推定手段は、油温に応じて前記変速アクチュエータの最大駆動速度を推定することを特徴とする無段変速機の変速制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、無段変速機の変速制御装置、特に後進時における変速比制御に関する。

40

【0002】

【従来の技術】

前進時と後進時とで、異なる変速制御油圧系を有するトロイダル型無段変速機（以下、TCVTと記載する）の後進時制御技術として、特開平8-93873号に記載のものが知られている。この公報には、後進時の変速制御油圧系の故障時や、後進時に間違っって前進側の変速制御油圧系を用いた場合に用いられる。このとき、前進時の変速制御を用いて、変速比が増速側に変速するように算出した駆動指令値を、変速アクチュエータに指令する。TCVTは、前進時と後進時とにおいて、トラニオンのオフセットに対する変速方向が異なるため、このときTCVTは減速側に変速する。これにより、減速側の変速比による発進が確保できる。

50

【0003】

ここで、前後進で異なる変速制御油圧系を用いる理由を述べる。トラニオンのオフセットに対する傾転角度（変速比）の特性は不安定である。このため、TCVTは、変速アクチュエータ変位に応じて前記油圧アクチュエータへ油を供給する変速制御弁と機械的に連結したプリセカムを備え、傾転角度とトラニオン変位を、プリセカムを介して変速制御弁にフィードバックして、変速アクチュエータ変位に対する傾転角度の特性を機械的に安定化する変速制御油圧系を有する。但し、前進時と後進時とは、入出力ディスクの回転方向が異なるため、トラニオンの上下方向オフセットに対する傾転方向も異なる。これに応じて、前進時と後進時とで、極性の異なる変速制御油圧系を設け、前後進で切り換えて用いる。

10

【0004】

また、変速アクチュエータの大型化を防ぎながら、変速アクチュエータを安定に駆動する従来技術として、特開平8-178042号公報に記載の技術が知られている。TCVTでは、運転状態に適応した好適な目標変速比を演算し、これに対応した変速指令により、モータなどの変速アクチュエータを変位させて、変速制御弁を目標変速比に対応したストローク位置に操作するよう構成する。この操作により該変速制御弁は目標変速比に対応した変速制御圧を作り出し、TCVTは当該変速制御圧に応動して目標変速比に向け無段階に変速される。しかし、無段階変速機の作動油は温度に応じて粘度が変化し、低温で高粘度になる。加えて、通常はアルミニウムで造る変速制御弁のバルブボディと、通常は鉄で造る変速制御弁のスプールとの間のクリアランスが、低温時ほど小さくなる。これらの理由から、作動油温が低温である時、変速制御弁をストロークさせる時の粘性抵抗が大きくなり、変速制御弁をストロークさせる変速アクチュエータの要求駆動力が低温時は大きくなり、変速制御弁をストロークさせる変速アクチュエータの要求駆動力が低温時は大きくなる。ここで、同じ作動油温（変速制御弁の粘性抵抗が同じ状態）のもとでも、変速アクチュエータ駆動速度を遅くすれば変速アクチュエータの要求駆動力が小さくなるとの観点から、このモータ駆動速度を変速機作動油温に応じて制御することで、変速アクチュエータの要求駆動力が低温時も大きくなることのないようにし、もって変速アクチュエータの大型化を防止している。

20

【0005】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、上記特開平8-93873号公報には、駆動指令値を増速側に大きくすると（後進時、ユニットは減速側に変速する）、これに応じてトラニオンのオフセットも大きくなる。このため、駆動指令値を増速側に大きくしすぎると、トラニオンがオフセット方向のストッパ（具体的には、トラニオンの軸方向変位アクチュエータであるサーボピストンのピストンシリンダ）に接触する可能性がある。これによる影響の1つとして、トラニオンがストッパに強い力で押しつけられながら傾転することにより、トラニオンとストッパとの接触部分（具体的にはピストンやシリンダ）が摩耗する可能性がある。また、複数個のパワーローラを有する場合、オフセットのストッパ位置は、加工精度のバラツキにより一定ではない。このバラツキのため、ストッパに接触している状態では、それぞれのトラニオンのオフセット量が異なり、傾転速度がそれぞれ異なる。これにより、トラニオンが傾転角度のストッパに接触するまでの過渡時において、それぞれの傾転角度が一緒にならず、それぞれのパワーローラ接触点におけるディスクとパワーローラとの滑りが大きくなる。この滑りが、摩耗や発熱を発生させる可能性がある。以上の摩耗や発熱が、トロイダル伝導ユニットの耐久性を落とす可能性がある。

30

40

【0006】

また、後進側の変速制御油圧系を持たず、前進側の変速制御油圧系を後進側でも兼用するTCVTの後進時において、フィードバック制御で目標変速比と変速比との偏差が補償できないときも、特開平8-93873号の技術は適用できる。この場合も上記と同様の問題が発生する虞がある。

【0007】

50

このフィードバック制御で目標変速比と変速比との偏差が補償できない状況は、後進時、変速比を検出するセンサの異常などで、変速比の検出ができなくなった場合や、特開平8-178042号公報で記載されているように、油温に応じて変速アクチュエータの速度を小さくした場合などに起こりえる可能性がある。このように、フィードバック制御で前記偏差が補償できないとき、変速比は減速側もしくは増速側に变速する。減速側に变速する場合、一般的に後進時の目標変速比が最減速比付近であることと、駆動力が増える方向であるため問題は少ない。一方、増速側に变速する場合、駆動力が減る方向であり発進時に希望の加速感が得られなくなる可能性がある。

【0008】

本発明は、上記問題点に着目してなされたもので、その目的とするところは、無段変速機の耐久性の向上を図りつつ、後進時においても安定した变速制御が可能な無段変速機の变速制御装置を提供することを目的とする。

10

【0009】

上記課題を解決するために、本発明では、同軸配置した入出力ディスク間で油の剪断力により動力伝達を行うパワーローラを背面支持するトラニオンを備え、該トラニオンを油圧アクチュエータによりトラニオンの傾転軸方向へオフセットさせることでトラニオンを傾転させ、パワーローラと入出力ディスクとの接点を移動させることにより無段变速を行うトロイダル伝導ユニットと、前記トロイダル伝導ユニットと駆動源との間に配置された前後進切換装置と、前記オフセットに対して車両の前進時と車両の後進時とにおける前記トラニオンの傾転方向の違いを補正して、前進時において变速アクチュエータに対する变速比の特性が安定となるように、前記油圧アクチュエータへ油を供給し、前進時と後進時とで变速制御油圧系を兼用した变速制御油圧系と、を備えた無段変速機の变速制御装置において、目標変速比を設定する目標変速比設定手段と、変速比を検出または推定する変速比検出手段と、車両の前後進を検出または推定する前後進検出手段と、前記变速アクチュエータの最大駆動速度を推定する駆動速度推定手段と、検出された変速比を電子的にフィードバックして、前記目標変速比と前記変速比との偏差に応じて、該偏差を補償するように变速アクチュエータの駆動指令値を演算する通常時制御手段と、前記目標変速比と前記変速比との偏差の補償が、前記通常時制御手段により補償可能かどうかを判断する補償判断手段と、該補償判断手段により前記偏差の補償ができないと判断したときは、变速アクチュエータの駆動指令値を、変速比が減速側に变速すると共に、トラニオン変位がトラニオンオフセット方向のストッパに当たらない値とする異常時制御手段と、を設け、前記補償判断手段は、後進が検出され、かつ、变速アクチュエータの最大駆動速度が所定値以下の時は、目標変速比と変速比との偏差が補償できないと判断し、前記異常時制御手段で演算する变速アクチュエータの駆動指令値は、後進時に、変速比が減速側に变速すると共に、トラニオンがトラニオンオフセット方向のストッパに当たらない値とすることを特徴とすることで上記課題を解決した。

20

30

【0010】

【発明の効果】

本発明では、走行環境の変化によってステップモータの駆動速度が保証できない場合であっても、ロー変速比によるリバース発進が可能となると共に、トラニオンやパワーローラ及び入出力ディスクの摩耗や発熱を抑制することが可能となり、無段変速機の耐久性の向上を図ると共に、安定した变速制御を達成することができる。

40

【0011】

【発明の実施の形態】

(実施の形態1)

【0012】

図1は本発明の実施の形態1におけるトロイダル型無段変速機10(以下TCVTと記載する)のスケルトン図を示し、図2はTCVT10の断面、および变速制御系の構成を示すものである。

【0013】

50

図 1 中左側に設けられる動力源としての図外のエンジン回転が、トルクコンバータ 1 2 を介して TCVT 1 0 に入力される。このトルクコンバータ 1 2 は、一般によく知られるように、ポンプインペラ 1 2 a、タービンランナ 1 2 b およびステータ 1 2 c を備え、特に本実施の形態 1 のトルクコンバータ 1 2 ではロックアップクラッチ 1 2 d が設けられている。また、トルクコンバータ 1 2 の出力回転軸 1 4 と同軸上に配置されるトルク伝達軸 1 6 が設けられ、該トルク伝達軸 1 6 に第 1 トロイダル変速部 1 8 と第 2 トロイダル変速部 2 0 とがタンデム配置されている。

【 0 0 1 4 】

これら第 1, 第 2 トロイダル変速部 1 8, 2 0 は、それぞれの対向面がトロイド曲面に形成される一対の第 1 入力ディスク 1 8 a, 第 1 出力ディスク 1 8 b および第 2 入力ディスク 2 0 a, 第 2 出力ディスク 2 0 b と、これら第 1 入出力ディスク 1 8 a, 1 8 b および第 2 入出力ディスク 2 0 a, 2 0 b のそれぞれの対向面間に摩擦接触されるパワーローラ 1 8 c, 1 8 d および 2 0 c, 2 0 d とによって構成される。

10

【 0 0 1 5 】

第 1 トロイダル変速部 1 8 は、トルク伝達軸 1 6 の図中左方に配置されると共に、第 2 トロイダル変速部 2 0 は、トルク伝達軸 1 6 の図中右方に配置され、かつ、それぞれの第 1 入力ディスク 1 8 a および第 2 入力ディスク 2 0 b は互いに内側に配置されている。

【 0 0 1 6 】

一方、第 1, 第 2 出力ディスク 1 8 b, 2 0 b は、トルク伝達軸 1 6 に相対回転可能に嵌合された出力ギア 2 8 にスプライン嵌合され、第 1, 第 2 出力ディスク 1 8 b, 2 0 b に伝達された回転力は、この出力ギア 2 8 及びこれに噛合される入力ギア 3 0 a を介してカウンタシャフト 3 0 に伝達され、更に、回転力出力経路を介して図外の出力軸に伝達される。

20

【 0 0 1 7 】

第 1 入力ディスク 1 8 a の外側にはローディングカム装置 3 4 が設けられている。このローディングカム装置 3 4 には、前後進切換装置 4 0 を介してトルクコンバータ 1 2 の出力回転が入力され、この入力トルクに応じた押付力がローディングカム装置 3 4 によって発生されるようになっている。尚、ローディングカム装置 3 4 のローディングカム 3 4 a は、トルク伝達軸 1 6 に相対回転可能に嵌合されると共に、スラストベアリング 3 6 を介してトルク伝達軸 1 6 に係止される。

30

【 0 0 1 8 】

また、第 2 入力ディスク 2 0 a とトルク伝達軸 1 6 の図中右方端部との間に皿ばね 3 8 が設けられている。従って、ローディングカム装置 3 4 で発生される押圧力は、第 1 入力ディスク 1 8 a に作用すると共に、トルク伝達軸 1 6 及び皿ばね 3 8 を介して第 2 入力ディスク 2 0 a にも作用し、かつ、皿ばね 3 8 によって発生される予圧力は、第 2 入力ディスク 2 0 a に作用すると共に、トルク伝達軸 1 6 およびローディングカム装置 3 4 を介して第 1 入力ディスク 1 8 a にも作用するようになっている。

【 0 0 1 9 】

前後進切換装置 4 0 は、ダブルピニオン方式の遊星歯車機構 4 2 と、この遊星歯車機構 4 2 のキャリア 4 2 a を出力回転軸 1 4 に締結可能なフォワードクラッチ 4 4 と、遊星歯車機構 4 2 のリングギア 4 2 b をハウジング 2 2 に締結可能なリバースブレーキ 4 6 とによって構成されている。

40

【 0 0 2 0 】

前後進切換装置 4 0 では、フォワードクラッチ 4 4 を締結すると共に、リバースブレーキ 4 6 を解放することにより、エンジン回転と同方向の回転が TCVT 1 0 に入力され、かつ、フォワードクラッチ 4 4 を解放してリバースブレーキ 4 6 を締結することにより、逆方向の回転が入力されるようになっている。

【 0 0 2 1 】

第 1 トロイダル変速部 1 8 および第 2 トロイダル変速部 2 0 に設けられたパワーローラ 1 8 c, 1 8 d 及び 2 0 c, 2 0 d は、中心軸 C に対称に配置されている。そして、それぞ

50

れのパワーローラは変速制御装置としての変速制御弁56及び油圧アクチュエータ50を介して、車両運転条件に応じて傾転され、これにより第1,第2入力ディスク18a,20aの回転を無段階に変速して第1,第2出力ディスク18b,20bに伝達する。

【0022】

図2はTCVT10の変速制御を行う油圧系の機械的構成図である。パワーローラ20cはトラニオン23により背面から支持されている。トラニオン23は油圧サーボ50のサーボピストン51と連結しており、油圧サーボ50内のシリンダ50a内の油と50b内の油の差圧により軸方向に変位する。

【0023】

シリンダ50a,50bは、それぞれシフトコントロールバルブ56のHi側ポート56HiとLow側ポート56Lowに接続されている。このシフトコントロールバルブ56はバルブ内のスプール56Sが変位することにより、ライン圧をHi側ポート56Hi又はLow側ポート56Lowに流し、他方のポートからドレーン56Dへ油を流出させることで油圧サーボ内の差圧を変化させる。スプール56Sは、ステップモータ52及び後述するプリセスクム55とリンク構造で連結している。

【0024】

プリセスクム55は、4体のトラニオンのうち1体に取り付けられており、パワーローラ20aの上下方向変位とパワーローラの傾転角度をリンクの変位に変換する。スプール56Sの変位は、ステップモータ変位とプリセスクム55で伝えられる(フィードバックされる)変位により決定される。

【0025】

TCVT10は、トラニオン23を平衡点から上下に変位させることにより、パワーローラ20cと入出力ディスク20a,20bの回転方向ベクトルに差異が発生し、このベクトル差によって傾転することで変速する。変速の定常時には、パワーローラ20c及びトラニオン23の変位は平衡点に戻り、スプール56Sの変位も中立点でバルブが閉じた状態となっている。また、複数のトラニオン23には、それぞれ傾転角を規制する傾転ストッパ24が設けられている。これにより、パワーローラの過度の傾転を防止している。

【0026】

前進時において、プリセスクム55は、パワーローラ20cの傾転角度をスプール56Sの変位に負帰還し、傾転角度の目標値とのズレを補償する。また、同時にパワーローラ20c及びトラニオン23の平衡点からの変位もスプール56Sの変位に負帰還する。これにより、変速過渡状態においてダンピングの効果を与え、変速のハンチングを抑制している。

【0027】

ここで、変速の到達点はステップモータ52の変位で決まるものであり、その一連の変速過程を以下に示す。ステップモータ変位を変化させることでスプール56Sが変位してバルブが開く。これによりサーボピストン51の差圧が変化することでトラニオン23が平衡点から軸方向に変位することでパワーローラが傾転する。パワーローラの傾転角度がステップモータ変位に対応した時点でスプール56Sは中立点に戻り変速が終了する。

【0028】

一方、後進時においては、パワーローラの上下方向変位に対する傾転方向が、前進時とは異なる。これにより、プリセスクム55は、パワーローラ20cの傾転角度をスプール56Sの変位に正帰還することによるので、後進時において、傾転角度がステップモータ変位に対応した点で平衡せず、ステップモータ変位に対する傾転角度の特性は不安定となる。

【0029】

図3は、変速制御装置を備えたTCVT10の構成図である。上述したように、実施の形態1の機械的構成では、後進時、ステップモータ変位に対する傾転角度の特性は不安定となる。このため、変速比の電子的フィードバック制御を用いて、変速比を制御する。入力ディスク回転数センサ84は、入力ディスク18a,21aの何れか1つの回転に同期して発

10

20

30

40

50

生ずるパルス信号を、周期計測もしくは周波数計測して入力ディスク回転数を検出する。出力ディスク回転数センサ 8 3 は、出力ディスク 1 8 b , 2 1 b の何れか 1 つの回転に同期して発生するパルス信号を、周期計測もしくは周波数計測して出力ディスク回転数を検出する。

【 0 0 3 0 】

アクセル踏み込み量センサ 8 1 は、ロータリエンコーダ等を用いてアクセル踏み込み量を検出する。入力軸トルクセンサ 8 7 は、トルクセンサを用いて入力軸トルクを検出する。油温センサ 8 9 は、温度センサを用いて油温を検出する。

【 0 0 3 1 】

マイクロコンピュータを主体に構成された変速制御装置 8 0 は、入力ディスク回転数と、出力ディスク回転数と、アクセル踏み込み量と、入力軸トルクと、油温とを入力して、ステップモータ 5 2 の指令値を演算する。

10

【 0 0 3 2 】

図 4 は変速制御装置 8 0 において実行される変速制御を表すブロック図である。目標変速比設定手段 1 0 0 では、車速 VSP とアクセル踏み込み量 APS とから目標変速比 G^* を演算する。まず、車速 VSP とアクセル踏み込み量 APS とから、図 5 に示すマップを用いて、到達エンジン回転数 ω_{te} を求める。ここで、車速 VSP は、出力ディスク回転数 ω_{od} と車速 VSP との関係を示す下記の式 1 を用いて、出力ディスク回転数 ω_{od} から算出する。

(式 1)

$$VSP = k_v \omega_{od} \quad \cdots \quad (1)$$

20

ここで、 k_v はファイナルギア比やタイヤ半径から決まる定数である。

【 0 0 3 3 】

次に、到達エンジン回転数 ω_{te} と出力ディスク回転数 ω_{od} とから、式 (2) に示す関係を用いて到達 CVT 変速比 G_t を算出する。

(式 2)

$$G_t = \frac{\omega_{te}}{\omega_{od}} \quad \cdots \quad (2)$$

30

【 0 0 3 4 】

最後に、到達 CVT 変速比 G_t から、例えば式 (3) に示すローパスフィルタを用いて目標変速比 G^* を算出する。

(式 3)

$$\dot{G}^* = -c_r G^* + c_r G_t \quad \cdots \quad (3)$$

40

ここで、 C_r は変速感等を考慮して決める時定数に相当する定数である。

【 0 0 3 5 】

変速比検出手段 1 0 1 では、例えば入力ディスク回転数 ω_{id} の検出値と出力ディスク回転数 ω_{od} の検出値とから式 (4) に示す関係を用いて変速比検出値を算出する。

(式 4)

$$G = \frac{\omega_{id}}{\omega_{od}} \quad \dots \quad (4)$$

【0036】

通常制御手段103では、目標変速比 G^* と変速比 G とを入力し、変速比が検出または推定可能なときのステップモータ52の駆動指令値を出力する。ステップモータ52の変位 u を入力とし、トラニオン変位 y と傾転角度 ϕ とを状態量として、TCVT10の動特性は、式(5)と式(6)とで表される。

(式5)

$$\frac{d\phi}{dt} = f(\phi, \omega_{co})(y - y_{tsv}) \quad \dots \quad (5)$$

(式6)

$$\frac{dy}{dt} = g\{-a_1(\phi - \phi_0) - a_2(y - y_{tsb}) + b(u - u_0)\} \quad \dots \quad (6)$$

ここで、 f は ϕ と ω_{co} との非線形関数、 a_1 、 a_2 、 b はTCVT10の機械的諸元で決まる定数、 g は変速制御弁のバルブゲイン、 ϕ_0 は傾転角度の基準角度、 u_0 はステップモータの基準変位、 y_{tsv} 、 y_{tsb} はトラニオンとパワーローラとのガタや、変形によるトラニオン変位のずれであり、入力トルクに基づいて図10及び図11に示す関係から算出する。 $(y - y_{tsv})$ はパワーローラのオフセット量である。 f は次式で表される。

(式7)

$$f = \frac{\cos(\theta - \phi)\cos(2\theta - \phi)}{f_d} \omega_{co} \quad \dots \quad (7)$$

ここで、 f_d はTCVT10の形状で決まる定数である。

【0037】

式(5)と式(6)とで表されるTCVTシステムの出力を傾転角度 ϕ とすると、このシステムは可制御可観測系である。このため、状態量のフィードバック制御で傾転角度(変速比)を安定化できる。例えば、次式で表されるPID制御器を用いて、目標変速比に対する変速比の特性を安定化する。

(式8)

$$u = \left(k_p + k_D s + \frac{k_I}{s}\right)(G^* - G) \quad \dots \quad (8)$$

ここで、 k_p 、 k_D 、 k_I はPID制御器の制御ゲイン、 s はラプラス演算子である。前後進でステップモータ変位に対する変速比の特性が異なるため、PID制御器の制御ゲインは、前進用ゲインと後進用ゲインとを、後述する前後進検出手段105の出力により切り換えると良い。

【0038】

10

20

30

40

50

前後進検出手段 105 では、車両の前後進を検出する。例えば、入力ディスク回転センサ 84 もしくは出力ディスク回転センサ 83 からの 2 相のパルス信号による回転方向の検出結果から前後進を直接検出する。

【0039】

駆動速度推定手段 106 では、図 6 に示す油温に応じたステップモータ保証駆動速度のスペックを用いて、油温からステップモータ 52 の保証駆動速度を推定する。

【0040】

補償判断手段 103 では、目標変速比 G^* と変速比 G との偏差が補償可能かどうかを判断し、補償可能な場合は通常制御手段 102 で演算した駆動指令値を出力し、補償できない場合は、後述する異常時制御手段 104 で演算した駆動指令値をステップモータ 52 に指令する。例えば、前後進検出手段 105 で後進と判断され、かつ、駆動速度推定手段 106 で推定したステップモータ 52 の保証速度が、車両が後進時に通常制御手段 102 によって目標変速比と変速比との偏差を補償できない速度域であるときに補償不可能と判断する。

10

【0041】

異常時制御手段 104 では、目標変速比と変速比との偏差が補償できないときに、減速側に $TCVT10$ を変速させ、かつ、トラニオンがオフセット方向のストッパに接触しないように、ステップモータ 52 の駆動指令値を出力する。 $TCVT10$ において、前進と後進とで c の符号が変わる。これに応じて、式 (7) に示すように、 f の符号も前進と後進とで変わる。また、前進側に変速しているか、後進側に変速しているかで、式 (5) における d/dt の符号も変わる。これらと式 (5) とから、変速する方向に応じた $(y - y_{tsv})$ の符号が決まる。例えば、後進時、減速側に変速するとき、(式 9)

20

$$f < 0 \quad \dots \quad (9)$$

(式 10)

$$\frac{d\phi}{dt} < 0 \quad \dots \quad (10)$$

30

であるとすると、

(式 11)

$$y - y_{tsv} > 0 \quad \dots \quad (11)$$

となる。

【0042】

また、式 (6) からトラニオン変位 y の定常値 y_s ($dy/dt = 0$ となるときの y の値) は次式で表される。

40

(式 12)

$$y_s = \frac{-a_1(\phi - \phi_0) + b(u - u_0)}{a_2} + y_{tsb} \quad \dots \quad (12)$$

この y_s が式 (11) の y を満たすようにステップモータ変位 u の領域を求めると次式を得る。

(式 13)

50

$$u > \frac{a_1(\phi - \phi_0) + a_2(y_{tsv} - y_{tsb})}{b} + u_0 \quad \dots \quad (13)$$

また、トラニオンがオフセット方向のストッパに接触しない条件は次式で表される。

(式14)

$$\Delta y > y \quad \dots \quad (14)$$

10

尚、 y は図2に示すように、サーボピストン51のストローク量である。

【0043】

式(12)に示す y_s が、式(14)の y を満たすようにステップモータ変位 u の領域を求めると、次式を得る。

(式15)

$$u < \frac{a_1(\phi - \phi_0) + a_2(\Delta y - y_{tsb})}{b} + u_0 \quad \dots \quad (15)$$

20

この式(15)で表される領域がトラニオンオフセット方向のストッパに接触しないステップモータ変位の領域である。

以上から、ステップモータの駆動指令値の領域は、次式で表される。

(式16)

$$\frac{a_1(\phi - \phi_0)}{b} + u_0 < u < \frac{a_1(\phi - \phi_0) + a_2\Delta y}{b} + u_0 \quad \dots \quad (16)$$

この式(16)を満たすステップモータ駆動指令値を出力する。ここで、傾転角度は、次式で表される傾転角度と変速比 G との関係を用いて、変速比から演算すると良い。

(式17)

30

$$G(t) = \frac{1 + \eta - \cos(2\theta - \phi)}{1 + \eta - \cos \phi} \quad \dots \quad (17)$$

【0044】

以下において、変速制御装置で演算する変速制御演算の一例を、図7に示すフローチャートに基づいて説明する。この変速制御演算は、ある所定の制御周期(例えば20ms毎)に実行される。

40

【0045】

ステップS1では、入力ディスク回転センサ84により入力ディスク回転数 i_d を検出する。

【0046】

ステップS2では、出力ディスク回転センサ83により出力ディスク回転数 o_d を検出する。

【0047】

ステップS3では、入力ディスク回転数 i_d と出力ディスク回転数 o_d とから、式(4)を用いて、変速比 G を演算する。

【0048】

50

ステップS 4では、アクセル踏み込み量センサでアクセル踏み込み量APSを読み込む。

【0049】

ステップS 5では、出力ディスク回転数 n_{od} から、式(1)を用いて、車速VSPを演算する。

【0050】

ステップS 6では、まず、アクセル踏み込み量APSと車速VSPとから、図5の変速マップを用いて、到達エンジン回転数 n_{te} を求める。次に、到達エンジン回転数 n_{te} と出力ディスク回転数 n_{od} とから、式(2)を用いて到達CVT変速比 G_t を算出する。そして、到達CVT変速比 G_t から、式(3)に示すローパスフィルタを用いて目標変速比 G^* を算出する。

【0051】

ステップS 7では、入力ディスク回転センサ84もしくは出力ディスク回転センサ83からの2層のパルス信号で、進行方向を判断する。

【0052】

ステップS 8では、油温センサ89により油温を検出する。

【0053】

ステップS 9では、図6に示す油温とステップモータ保証速度との関係を用いて、油温からステップモータ保証速度を算出する。

【0054】

ステップS 10では、ステップモータ保証速度が、後進時、目標変速比と変速比との偏差が保証可能な速度より大きいかどうかを判断し、大きいときはステップS 12へ進み、小さいときはステップS 13へ進む。

【0055】

ステップS 11では、ステップS 7で判断した進行方向が前進ならばステップS 12へ進み、後進ならばステップS 13へ進む。

【0056】

ステップS 12では、目標変速比 G^* と変速比 G とから、式(8)で表すPID制御器を用いて、ステップモータ変位の駆動指令値 u を演算する。

【0057】

ステップS 13では、式(16)で表される範囲内となるようにステップモータ変位の駆動指令値 u を設定する。

【0058】

以上説明したように、後退時に、検出された油温に応じてステップモータの最大駆動速度を検出し、このステップモータの最大駆動速度が偏差の補償に必要な速度よりも小さいときは、変速比が減速側に変速すると共に、トラニオンオフセット方向のストッパに当たらない値とすることで、ステップモータ駆動速度が目標変速比と変速比との偏差を補償できない速度であっても、ハイ側変速による駆動力の減少を抑えることができ、かつ、トラニオンはオフセット方向のストッパに接触することがない。

【0059】

(実施の形態2)

次に、本発明の無段変速機の変速制御装置における実施の形態2について説明する。基本的な構成は実施の形態1と同様であるため、異なる部分についてのみ説明する。

【0060】

図8は実施の形態2における変速制御装置を備えたTCVT10の構成図である。実施の形態2では、運転者の操作するシフトレバーの位置を検出するシフト位置検出手段が設けられている点異なる。

【0061】

次に、変速制御装置80において実行される変速制御の異なる点について説明する。前後進検出手段105では、車両の前後進を検出する。例えば、先ず、セレクトレバーのシフト位置から、シフト位置がDレンジならば前進、Rレンジならば後進と推定する。そして、目標変速比 G^* に対し変速比 G が、 $y_n + y_{ts}$ より増速側になった場合、前進と推

10

20

30

40

50

定しているときは後進に切り換え、後進と推定しているときは前進に切り換える。ここで、 y_n は、変速比の増速側検出誤差最大値、 y_{ts} はトルクシフトによる目標変速比に対する変速比のずれの最大値である。このように切り換える理由を以下に述べる。

【0062】

シフト位置から前後進を判断しているとき、急な坂道などではシフト位置と進行方向とが異なる状況になる可能性がある。補償判断手段103では、ステップモータの速度が遅く、目標変速比 G^* と変速比 G との偏差が補償できないと判断しているとき、前進を後進と誤判断すると、目標変速比 G^* に対して変速比 G が増速側に発散する。一方、後進を前進と誤判断すると、目標変速比 G^* に対して変速比が減速側もしくは増速側に発散する。後者の場合、減速側への発散は、後進と正しく判断している場合と結果的に同じとなるので許容する。しかしながら増速側への発散は、上述したように希望の加速感が得られない原因となる。そこで、この特性を利用して、目標変速比に対する増速側への変速比のずれをみて、進行方向の推定を切り換える。これにより、通常制御時に取りうる目標変速比に対する増速側への変速比のずれ量の最大値より増速側のときに切り換えるため、通常制御のときに対し大きく偏差が広がらないため、発進の違和感を抑制することができる。

10

【0063】

また、変速比の検出値はセンサのノイズの幅がずれる可能性があり、更にトルクシフトがある場合は、このトルクシフト幅分ずれる可能性がある。これらから、正常時偏差の最大値は、センサのノイズの幅とトルクシフトの幅との和($y_n + y_{ts}$)となる。この正常時偏差の最大値を用いることで、より確実に進行方向と制御が一致しているか否かを判断することができ、違和感のない発進を確保することができる。

20

【0064】

次に実施の形態2における変速制御装置で演算する変速制御演算の一例を、図7に示すフローチャートを用いて説明する。この変速制御演算は、ある所定の制御周期(例えば20ms毎)に実行される。

【0065】

ステップS1からS6及びステップS8からステップS13は実施の形態1と同様であるため、説明は省略する。

【0066】

ステップS7では、最初は、セレクトレバーのシフト位置から、シフト位置がDレンジであれば前進、Rレンジならば後進と推定する。そして、目標変速比 G^* に対し変速比 G が、 $y_n + y_{ts}$ より増速側になった場合、前進と推定している場合は後進へ推定を切り換え、後進と推定している場合は前進へ推定を切り換える。

30

【0067】

以上の操作により、ステップモータの駆動速度が、目標変速比と変速比との偏差を補償できない速度であっても、ハイ側変速による駆動力の減少を抑えることができ、かつトラニオンはオフセット方向のストッパに接触しない。

【0068】

(実施の形態3)

次に、本発明の無段変速機の変速制御装置における実施の形態3について説明する。基本的な構成は実施の形態1及び実施の形態2と同様であるため、異なる部分についてのみ説明する。

40

【0069】

次に、変速制御装置80において実行される変速制御の異なる点について説明する。前後進検出手段105では、車両の前後進を検出する。例えば、先ず、後進と推定し、その後、目標変速比 G^* に対し変速比 G が、 $y_n + y_{ts}$ より増速側になった場合、前進と推定しているときは後進に切り換え、後進と推定しているときは前進に切り換える。

【0070】

後進時に減速側に発散させるためには、式(16)を満たす位置にステップモータを駆動する必要がある。よって、より確実に減速側に発散させ、予め式(16)を満たす位置に

50

ステップモータを駆動しておくために、先ず、前後進の推定は後進としておく。そして、実施の形態 2 で示したように、後進を推定しているときに前進すると、目標変速比に対して変速比が増速側に発散するので、これを検出して進行方向の推定を前進に切り換える。同様に、前進と推定しているときに後進した場合も、目標変速比に対して変速比が減速側もしくは増速側に発散するので、実施の形態 2 と同じ理由で、減速側への発散は許容し、増速側への発散を見て、推定を後進に切り換える。

【 0 0 7 1 】

これにより、後退したときに減速側に変速比が発散するように、予め変速アクチュエータを駆動するので、確実に後退時における変速比の増速側への発散が防止できると共に、前進を検知して、通常時制御に戻すことができる。これは、前記異常時制御手段 1 0 4 で演算する変速アクチュエータ駆動指令値で変速アクチュエータを駆動しているときに前進すると、変速比は増速側へ変速する特性による。

10

【 0 0 7 2 】

次に実施の形態 3 における変速制御装置で演算する変速制御演算の一例を、図 7 に示すフローチャートを用いて説明する。この変速制御演算は、ある所定の制御周期（例えば 20ms 毎）に実行される。

【 0 0 7 3 】

ステップ S 1 から S 6 及びステップ S 8 からステップ S 1 3 は実施の形態 1 と同様であるため、説明は省略する。

【 0 0 7 4 】

ステップ S 7 では、最初は、後進と推定する。そして、目標変速比 G^* に対し変速比 G が、 $y_n + y_{ts}$ より増速側になった場合、前進と推定している場合は後進へ推定を切り換え、後進と推定している場合は前進へ推定を切り換える。

20

【 0 0 7 5 】

以上の操作により、ステップモータの駆動速度が、目標変速比と変速比との偏差を補償できない速度であっても、ハイ側変速による駆動力の減少を抑えることができ、かつトラニオンはオフセット方向のストッパに接触しない。

【 図面の簡単な説明 】

【 図 1 】 実施の形態 1 におけるトロイダル型無段変速機を表すスケルトン図である。

【 図 2 】 実施の形態 1 におけるトロイダル型無段変速機の断面、および変速制御系の構成を表す概略図である。

30

【 図 3 】 実施の形態 1 におけるトロイダル型無段変速機の変速制御装置を備えた制御系を含む構成図である。

【 図 4 】 実施の形態 1 におけるトロイダル型無段変速機の変速制御装置の制御系を表すブロック図である。

【 図 5 】 実施の形態 1 におけるアクセル開度毎の車速と到達エンジン回転数の関係を表すマップである。

【 図 6 】 実施の形態 1 における油温に応じたステップモータ保証駆動速度を表すマップである。

【 図 7 】 実施の形態 1 におけるトロイダル型無段変速機の変速制御装置の制御内容を表すフローチャートである。

40

【 図 8 】 実施の形態 2 におけるトロイダル型無段変速機の変速制御装置を備えた制御系を含む構成図である。

【 図 9 】 実施の形態 3 におけるトロイダル型無段変速機の変速制御装置を備えた制御系を含む構成図である。

【 図 1 0 】 実施の形態におけるトラニオン軸方向ズレ y_{tsv} 算出マップである。

【 図 1 1 】 実施の形態におけるトラニオン軸方向ズレ y_{tsb} 算出マップである。

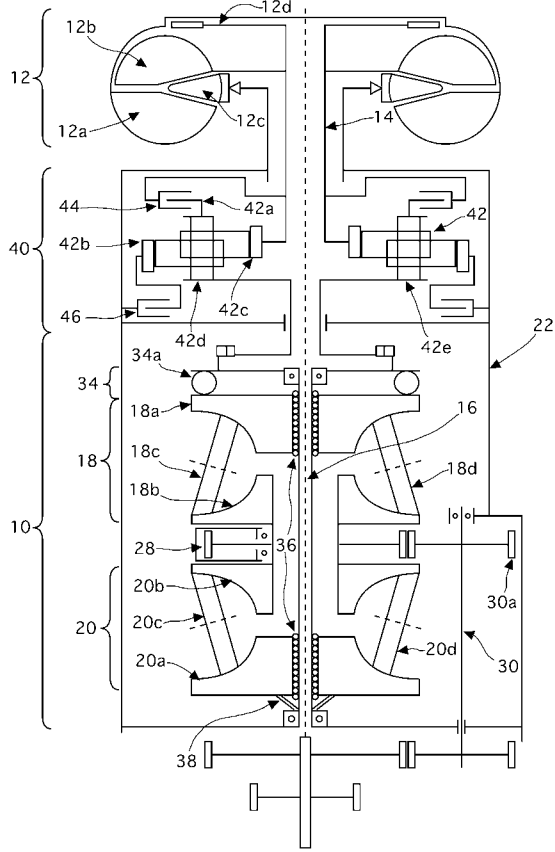
【 符号の説明 】

- 1 0 トロイダル型無段変速機 (TCVT)
1 2 トルクコンバータ

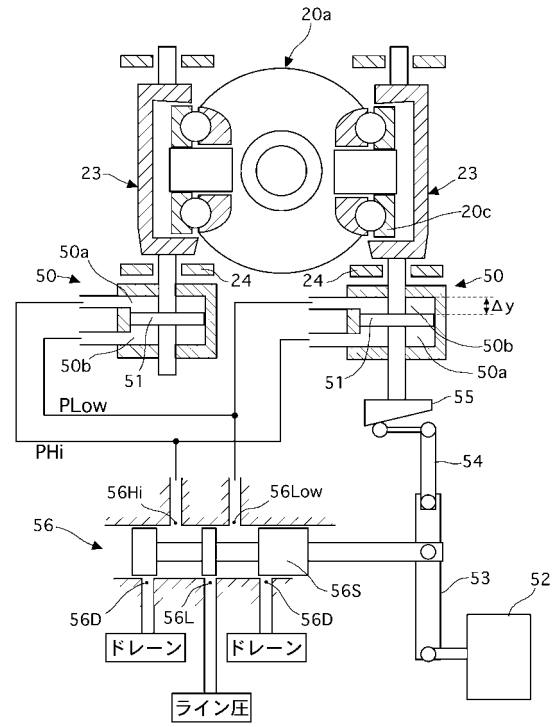
50

1 2 a	ポンプインペラ	
1 2 b	タービンランナ	
1 2 c	ステータ	
1 2 d	ロックアップクラッチ	
1 4	出力回転軸	
1 6	トルク伝達軸	
1 8 , 2 0	トロイダル変速部	
2 2	ハウジング	
2 3	トラニオン	
2 4	傾転ストッパ	10
2 8	出力ギア	
3 0	カウンターシャフト	
3 0 a	入力ギア	
3 4	ローディングカム装置	
3 6	スラストベアリング	
4 0	前後進切換装置	
4 2	遊星歯車機構	
4 4	フォワードクラッチ	
4 6	リバースブレーキ	
5 0	油圧サーボ	20
5 1	サーボピストン	
5 2	ステップモータ	
5 3 , 5 4	リンク	
5 5	プリセスカム	
5 6	シフトコントロールバルブ	
5 6 S	スプール	
5 6 D	ドレーン	
6 0	変速制御コントローラ	
8 0	後進時制御装置	
8 1	量センサ	30
8 2	パワーローラ回転数センサ	
8 3	出力ディスク回転数センサ	
8 4	入力ディスク回転数センサ	
8 5	傾転角度センサ	
8 6	トラニオン変位センサ	
8 7	入力軸トルクセンサ	
8 9	油温センサ	

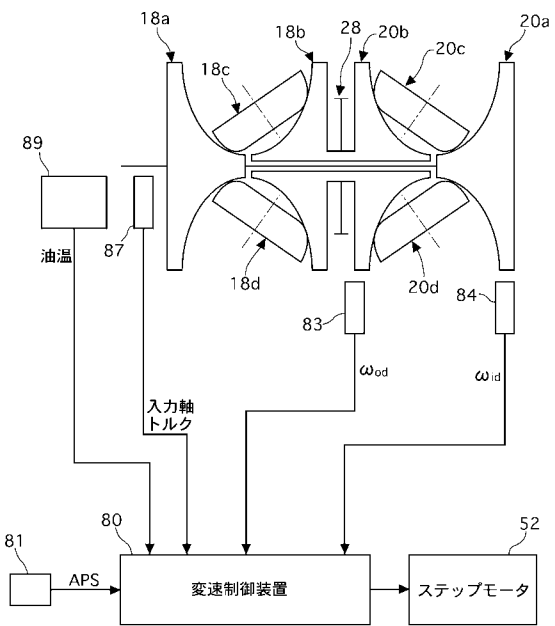
【図1】



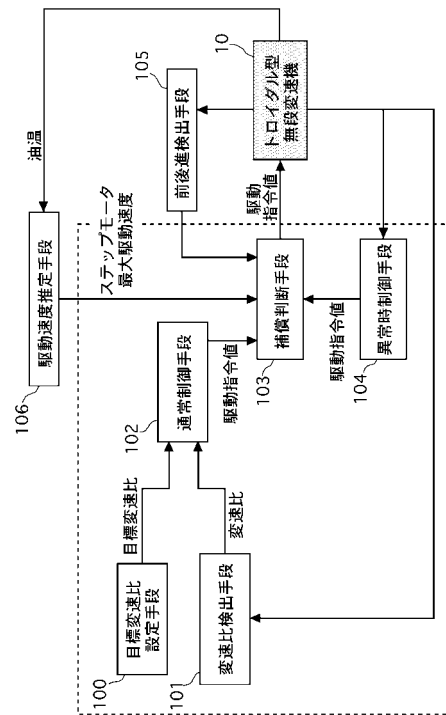
【図2】



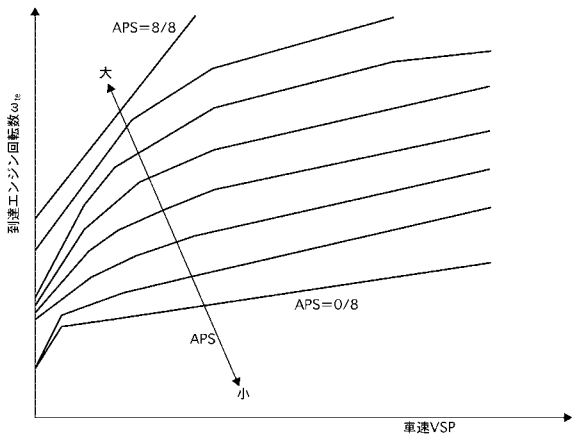
【図3】



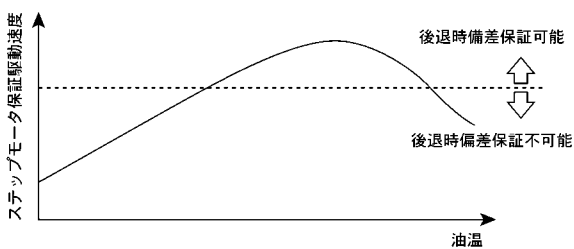
【図4】



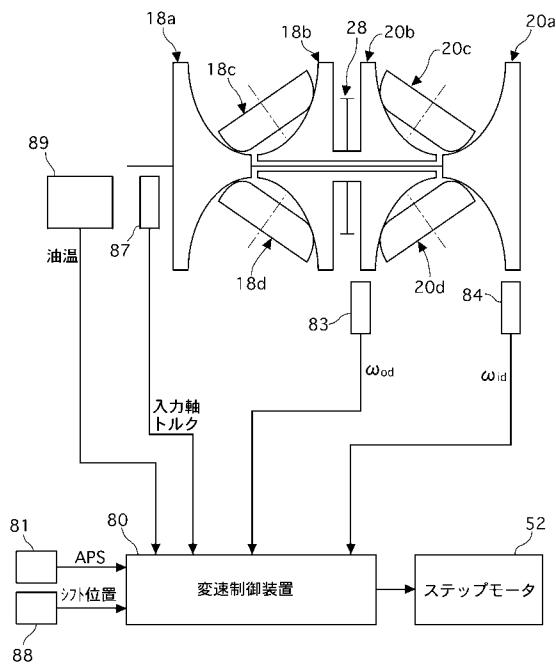
【 図 5 】



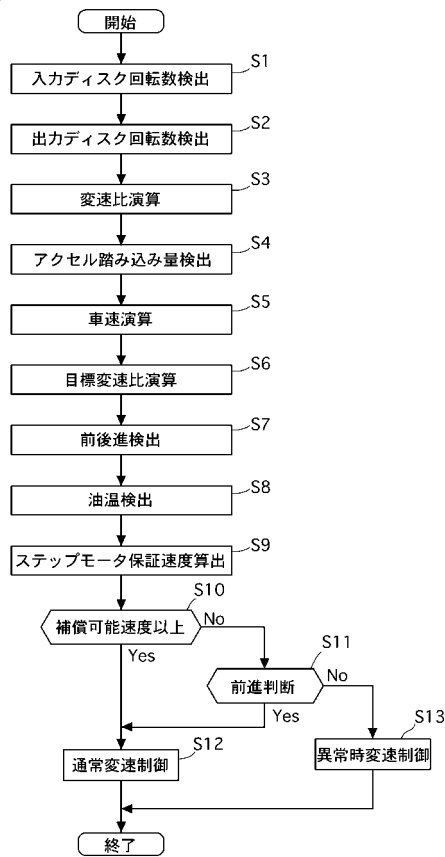
【 図 6 】



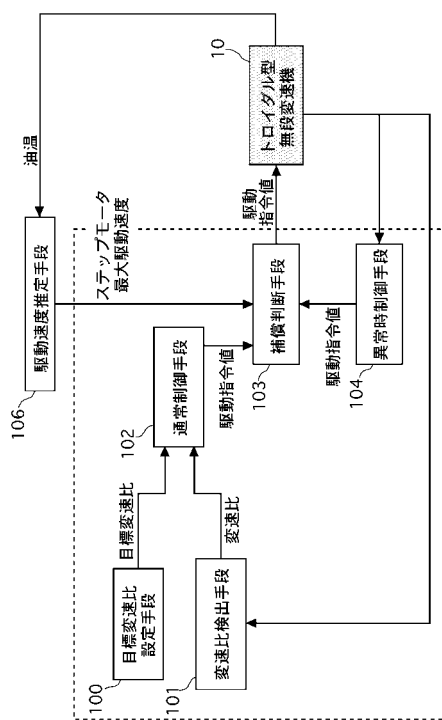
【 図 8 】



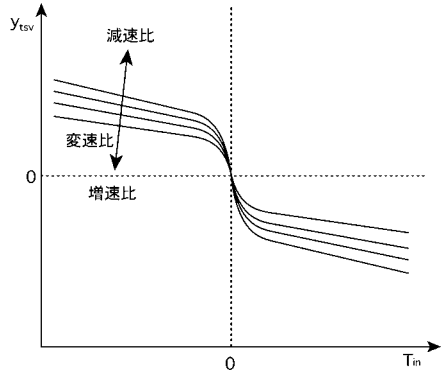
【 図 7 】



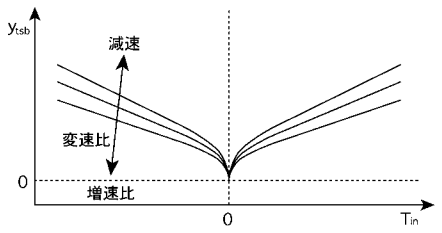
【 図 9 】



【 図 1 0 】



【 図 1 1 】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平09 - 250618 (JP, A)
特開2000 - 002321 (JP, A)
特開2001 - 099303 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , DB名)

F16H59/00 - 61/12
F16H61/16 - 61/24
F16H63/40 - 63/50